

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

Л. Л. Роганов,
М. Л. Роганов,
А. Є. Грановський

**УДАРНІ СТЕНДИ НА БАЗІ ГІДРОПРУЖНОГО
ПРИВОДУ**

Монографія

Рекомендовано
Міністерство освіти і науки,
молоді та спорту України

Краматорськ
ДДМА
2013

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

Автори: **Л. Л. Роганов,**
 М. Л. Роганов,
 А. Є. Грановський

УДАРНІ СТЕНДИ НА БАЗІ ГІДРОПРУЖНОГО ПРИВОДУ

Монографія

Рекомендовано
Міністерство освіти і науки,
молоді та спорту України

До друку пр.
Перший проректор
_____ А.М.Фесенко

Затверджено
на засіданні
вченої ради
Протокол № від

Краматорськ
ДДМА
2013

УДК 621.73.06: 62-762.8

ББК 34.623

Р 59

Рецензенти:

Рей Р. І., д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри «Обладнання й обробка тиском і зварювання» Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля;

Кухтик Т. В., д-р техн. наук, професор, ректор Донбаський інститут техніки і менеджменту Міжнародного технічного університету.

Роганов Л. Л.

Р 59 Ударні стенди на базі гідропружного приводу: монографія / Л.Л. Роганов, М.Л. Роганов, А.Є. Грановський. – Краматорськ : ДДМА, 2013. – с.

ISBN

Наведено важливі відомості про основні конструктивні особливості ущільнень різних типів, використовуваних у машинах різного призначення з гідропневмоприводом; особливості та рекомендації впровадження майже всіх традиційних ущільнювальних пристроїв. Розглянуто нові перспективні ущільнювальні пристрої, приклади використання в різних машинах, що дозволяє підвищити їх надійність і ККД. Монографія буде корисною під час проектування, модернізації нових машин і механізмів із гідропневмоприводом.

УДК 62-762.8

ББК 34.623

ISBN

© Л. Л. Роганов, М. Л. Роганов,
А.Є. Грановський

© ДГМА, 2013

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ УДАРНЫХ СТЕНДОВ, ИХ АНАЛИЗ И КЛАССИФИКАЦИЯ.....	
1.1. Аналитический обзор конструкций ударных стендов	
1.2. Анализ типовых конструкций ударных стендов на базе гидроупругого привода	
РОЗДІЛ 2. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СХЕМЫ УДАРНЫХ СТЕНДОВ С ГИДРОУПРУГИМ ПРИВОДОМ	
2.1. Стенд для динамічних випробувань	
2.2. Стенд ударний зі змінним об'ємом робочої рідини.....	
2.3. СИЛОВОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ УСТРОЙСТВО УДАРНОГО СТЕНДА.....	
2.4. Стенд ударний з поворотним кільцевим плунжером.....	
2.5. Стенд ударний зі змінним об'ємом робочої рідини	
2.6. Прес з додатковим динамічним навантаженням під час робочого ходу	
2.7. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА С ГИДРОУПРУГИМ МЕХАНИЗМОМ для поглощающих аппаратов грузовых и пассажирских вагонов	
2.8. СТЕНД С ВЕРТИКАЛЬНЫМ ПЕРЕДНИМ ФРОНТОМ	
РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИ-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОУПРУГОГО ПРИВОДА	
3.1. Уточнение зависимостей для основных характеристик гидроупругого привода	
3.2. Математические модели ударного стенда на базе гидроупругого привода	
3.3. Вывод закономерностей изменения переднего фронта импульса ударного нагружения	
3.4. Трехмассовая математическая модель ударного стенда	
3.5. Торможение платформы при помощи гидроцилиндров	
3.6. Обоснование выбора конструкции экспериментальной установки	
3.7. Обработка экспериментальных данных	
3.8. Сравнение теоретических и экспериментальных данных для СУ-2000 и СУ-500	
3.9. Исследование нарастания переднего фронта ударного ускорения и сравнение с имеющимися экспериментальными данными	
РОЗДІЛ 4.	
РОЗДІЛ 5.	
ВИСНОВОК	
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	
Додаток А.	

Додаток Б.
Додаток В.
Додаток Г.
Додаток Е.
Додаток К.
Додаток Л.
Додаток Н.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие машиностроения связано с совершенствованием технологий и машин для их реализации. Для повышения надежности, прочности и долговечности машинных узлов, деталей, используемых в машиностроении требуется целый ряд испытаний. При технологической подготовке производства необходимо обеспечить надежность работы изделий. Для этого в лабораторных (цеховых) условиях создаются условия, близкие к условиям эксплуатации.

Стендовые (или лабораторные) испытания проводят на вибрационных и ударных стендах, которые приближено воспроизводят реальные динамические и статические нагрузки, действующие на аппаратуру при транспортировании и эксплуатации. Такие испытания предусматривают проверку качества изготовления аппаратуры на прочность и долговечность.

Для ударных испытаний используются стенды с механическим, пневматическим, гидравлическим [1; 2] и электромагнитным приводом. Выгодно отличаются от них стенды, использующие для воспроизведения ударов электродинамические возбудители [3; 4]. Они позволяют производить регулирование пикового значения ударного ускорения, отличаются быстроедействием, однако требуют организации системы обратных связей для гашения колебаний вибростола.

На кафедре МТО Донбасской государственной машиностроительной академии проводится комплекс работ по разработке и исследованию новых технологических процессов и машин, основанных на разработанном кафедрой гидроупругом приводе.

Применение гидроупругого привода в стендах для ударных испытаний, действие которых основано на принципе разгона, позволило значительно упростить их конструкцию за счет совмещения аккумулятора энергии с рабочей камерой и отсутствие сложных систем управления.

В настоящее время большая часть ударных стендов основана на принципе торможения. Но такие ударные стенды имеют общий недостаток – подвижная платформа с испытуемым изделием на стадии предварительного разгона испытывает перегрузки, которые особенно велики в случаях принудительного разгона, а также не обеспечивают стабильности результатов, т.к. тормозные устройства таких стендов выполнены в виде деформируемых элементов, свойства которых могут влиять на результаты испытаний.

Этого недостатка лишены ударные стенды, использующие тормозные устройства многоразового использования (с упруго-деформирующимися элементами – механическими, пневматическими, гидравлическими). Всех перечисленных недостатков лишены ударные стенды, работающие на принципе разгона. Главный недостаток всех известных стендов этого типа – сложность их конструкции.

Привод разработанный в ДГМА нашел применение в машинах кузнечнопрессового производства [5-26], в устройствах для уплотнения грунта и формовочных смесей [27; 28], в стендах для ударных испытаний различных изделий [29-41] и других машинах ударного действия [42-45]. По уровню запасаемой энергии гидроупругий привод является универсальным и позволяет создавать машины с энергией удара от нескольких джоулей до нескольких десятков тысяч килоджоулей. По развиваемой мощности упругий привод стоит сразу же после взрывного привода, выгодно отличаясь от него удобством и безопасностью эксплуатации.

Мировыми производителями ударных стендов являются такие страны как США (Lansmont Corporation), Швейцария (Elstar), Китай (STI), Япония и др. [46-48].

Применение гидроупругого привода в ударных стендах имеет цель – повысить качество и надежность изделий. Малоизученными остаются вопросы регулирования ударного импульса; разработка системы программного управления работой стенда с применением ЭВМ и микропроцессоров; создание модульных ударных стендов, позволяющих испытывать изделия массой более 2000кг в режимах разгона и торможения; разработка систем регулирования формы и времени действия ударного импульса в режиме разгона; разработка типовых схем стендов, которые можно применять в различных отраслях техники при испытаниях транспортных средств, ответственных узлов и агрегатов станков, металлургических машин, электрооборудования, горного оборудования и т.д.

1 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ УДАРНЫХ СТЕНДОВ, ИХ АНАЛИЗ И КЛАССИФИКАЦИЯ

1.1. Аналитический обзор конструкций ударных стендов

Многие приборы и устройства, работая в реальных условиях эксплуатации, могут подвергаться ударным воздействиям со стороны окружающих предметов. Поскольку в результате ударного воздействия на объект могут произойти нарушения его механической прочности или появиться функциональные отклонения от его эксплуатационных характеристик, то виды ударных испытаний в основном определяются двумя факторами – ударопрочностью и удароустойчивостью.

Различают следующие виды ударных испытаний [49]: на ударную устойчивость при многократном воздействии; на ударную прочность при многократном воздействии; на воздействие одиночных ударов большой интенсивности; на прочность при транспортировании и падении.

Испытания на ударную устойчивость при многократном воздействии служат для определения способности объекта выполнять свои функции под действием ударных нагрузок.

На ударную прочность при многократном воздействии испытывают изделия с целью проверки его способности противостоять разрушающему воздействию ударной нагрузки и сохранять свои характеристики в заданных пределах после ее воздействия.

При испытаниях на воздействия одиночных ударов большой интенсивности проверяют способность объекта противостоять их разрушающему воздействию и выполнять свои функции в процессе ударного воздействия и после него.

Испытания на прочность при транспортировании и падении служат для проверки способности объекта противостоять разрушению под действием ударных нагрузок, имеющих место при транспортировании и падении.

В зависимости от вида воспроизводимого ударного нагружения стенды разделяют на четыре группы [50]: стенды для воспроизведения одиночных ударных импульсов; стенды для воспроизведения многократных ударных нагрузок; стенды для воспроизведения сложных видов ударного нагружения; стенды для воспроизведения специфических условий соударения.

Ударный стенд в общем виде включает следующие устройства [2]: ударную установку, которая в зависимости от назначения имеет различное

исполнение; систему управления в виде выносного пульта или отдельной стойки управления; систему питания; контрольно измерительную аппаратуру; вспомогательные устройства, дополняющие и расширяющие функциональные возможности ударного стенда и состоящие из соединительных кабелей, переходных устройств, элементов крепежа и т.п.

Ударные установки классифицируют [2; 51; 52] в зависимости от принципа создания ударного нагружения, месторасположения испытуемого объекта, способов получения требуемой скорости соударения и крепления наковальни.

В зависимости от принципа создания ударного нагружения на испытуемое изделие ударные установки делятся на два вида: ударные установки, действие которых основано на принципе торможения; ударные установки, действие которых основано на принципе разгона.

В установках первого вида ударное нагружение создается при соударении подвижной и неподвижной частей установки через тормозное устройство. При этом передний фронт ударного импульса создается при торможении подвижной части установки за счет деформирования тормозного устройства, а задний фронт – за счет его восстанавливающих свойств.

В зависимости от расположения испытуемого объекта установки, основанные на принципе торможения, разделяют на установки с размещением испытуемого объекта на подвижных и неподвижных частях. В процессе предварительного разгона испытуемого объекта на подвижной платформе ударной установки на него действует в процессе предварительного разгона ударная перегрузка, которая может достигать значительной величины. Обычно она не превышает 10% от максимальной воспроизводимой ударной нагрузки [49].

Ударные установки, реализующие принцип торможения, обязательно содержат кроме платформы, служащей для установки и закрепления на ней испытуемого изделия, тормозное устройство и ударную наковальню. Ударная наковальня воспринимает удар предварительно разгоняемой подвижной платформы через тормозное устройство. По способу крепления ударной наковальни (см. прил. А, рис. А.1 а, б) и с упругой подвеской (см. прил. А, рис. А.2, а). При использовании упругой подвески отпадает необходимость в массивном фундаменте [53].

При размещении испытуемого объекта на неподвижной до удара платформе его перемещение в процессе удара незначительно по сравнению с установками, в которых объект предварительно разгоняется вместе с

подвижной платформой, и не вносит существенных искажений в работу измерительной аппаратуры. В таких установках (см. прил. А, рис. А.2, б) ударник предварительно разгоняется до требуемой скорости и через тормозное устройство наносит удар по неподвижной платформе с испытываемым изделием.

В зависимости от способа получения требуемой скорости соударения ударные установки, работающие на принципе торможения, делятся на установки со свободным падением подвижной части и установки с принудительным разгоном подвижной части (см. прил. А, рис. А.3) [53].

Обладая такими преимуществами, как простота конструкции, постоянная величина перегрузки, ударные установки со свободным падением подвижной части не позволяют получать больших скоростей соударений.

При принудительном разгоне подвижной части различают ударные установки по принципу действия устройства ускоренного разгона на установки механического, электромеханического, пневматического, гидропневматического типа.

Несмотря на то, что эти установки позволяют получать большие скорости соударения, они обладают тем недостатком, что при размещении объекта испытаний на подвижной платформе в процессе предварительного разгона он испытывает значительные перегрузки. Кроме того, необходимо знать закон изменения начальной скорости соударения в зависимости от массы подвижной части.

В установках, действующих на принципе разгона, ударное нагружение создается за счет импульсного приложения нагрузки по заданному закону к подвижной ударной платформе.

Начинает свое движение платформа с объектом испытаний из состояния покоя. Формирование ударного нагружения происходит при передаче платформе аккумулированной в установке энергии по требуемому закону. К концу ударного воздействия платформа приобретает скорость, которая затем гасится демпфирующими устройствами.

Основными узлами этих установок являются: устройство ударного нагружения, включающее в свой состав аккумулятор энергии, устройство формирования ударного импульса, и ударная платформа.

В зависимости от принципа действия устройства нагружения различают: электродинамические, пневматические, пневмогидравлические и гидравлические установки. На рис. А.4 (см. прил. А) показана принципиальная схема пневмогидравлической ударной установки, действие которой основано на принципе разгона [49].

Устройство ударного нагружения выполнено в виде цилиндра, разделенного поршнем толкающего штока на две камеры. Давление рабочего газа в нижней камере больше чем в верхней, однако до срабатывания установки платформа находится в состоянии покоя за счет разности площадей верхней и нижней частей разделительного поршня. При пуске установки давление в нижней камере увеличивается, разгерметизируется кольцевое уплотнение и происходит резкое увеличение рабочей площади поршня. Ударное нагружение передается в вертикальном направлении – поршень со штоком разгоняются.

Также большое внимание ударным стендам уделяется зарубежными фирмами. К ведущим мировым производителям ударных стендов относятся Швейцария (Elstar), США (Lansmont Corporation), Китай (STI), Япония и Россия. Далее приведен краткий анализ ударных стендов данных фирм.

ELSTAR Elektronik AG (Швейцария) один из ведущих мировых производителей ударных стендов [46]. Ударные стенды этой фирмы отличаются мобильностью и высокой скоростью, спроектированы специально для современных отраслей промышленности.

Основные преимущества ударных стендов следующие: до 60 точных ударов в минуту; грузоподъемность до 200 кг; максимальное ускорение до 2000g; стенд не передает колебания на пол; закрытое управление циклом, сбор данных

Все ударные стенды работают по принципу «свободного падения» стола с установленным на нем изделием на наковальню с прокладками, которые определяют форму длительность удара.

Контроль и измерение осуществляется с использованием ПО IMPALA- закрытый программный цикл с визуальным наблюдением, постоянный контроль ответного сигнала от испытываемого образца. Любое изменение амплитуды будет сразу же корректироваться, для обеспечения постоянных повторяющихся высококачественных ударов. Основные технические характеристики ударных стендов и модельный ряд производства фирмы Elstar приведены в табл. А.1, ударный стенд данной фирмы приведен на рис. А.5 (см. прил. А).

Компания Lansmont Corporation (США) [47] представляет широкий модельный ряд типовых (более 30 моделей) и изготавливаемых на заказ ударных стендов (см. прил. А, рис. А.6), которые предназначены для решения стандартных и уникальных задач по испытанию продукции военного и гражданского назначения. Модельный ряд ударных стендов Lansmont приведен в виде табл. А.2 (см. прил. А).

Компания Lansmont предлагает мощный комплекс аппаратных и программных средств, предназначенных для регистрации и анализа данных. Каждое решение компании объединяет в себе скорость и удобство.

Компания «STI» является крупнейшим в Азии производителем испытательного оборудования для тестирования и испытания материалов и изделий для различных отраслей промышленности: авиастроение, микроэлектроника, машиностроение, и многих других [48]. В настоящее время оборудование фирмы «STI» успешно эксплуатируется на таких предприятиях в Китае, как Siemens, Panasonic, Motorola, Philips и др.

Ударные стенды одиночного действия фирмы STI (Китай).

Данные ударные стенды работают по принципу «свободного падения» стола с установленным на нем изделием на наковальню с прокладками, которые определяют форму и длительность удара (см. прил. А, рис. А.7). Ударные стенды точно воспроизводят реальные условия ударного воздействия и не нуждаются в дополнительном фундаменте для установки, и не передают колебания окружающей среде.

Ударные стенды находят свое применение для испытаний изделий авиационной, аэрокосмической, кораблестроительной, оружейной, электронной и автомобилестроительной промышленности [48]. Основные технические характеристики модельного ряда ударных стендов приведены в табл. А.3. Ударные стенды одиночного действия с усилителем удара (см. прил. А, рис. А.8).

Контроль и управление испытаниями осуществляется в режиме реального времени с помощью цифровой системы управления KCL-2000 [48]. Имеет простой и удобный интерфейс, обладает высокой точностью измерения, подключается к ПК с помощью USB-кабеля, автоматически сохраняет протоколы испытаний, отображает в реальном времени режимы работы: амплитуду, ускорение, длительность ударного импульса, изменения скорости и отклонения от заданных значений. Основные технические характеристики и модельный ряд ударных стендов одиночного действия представлены в виде табл. А.4 (см. прил. А).

Электродинамические ударные стенды фирмы STI

Электродинамические ударные стенды (см. прил. А, рис. А.9) позволяют проводить следующие испытания: испытания на ударную прочность, т.е. проверка способности изделия противостоят разрушающему действию механических ударов и сохранять свои параметры в пределах, указанных в НТД; испытания на ударную устойчивость, т.е. проверка способности изделия выполнять свои функции

в условиях механических ударов. Основные технические характеристики и модельный ряд ударных стендов одиночного действия представлены в прил. А в виде табл. А.5.

Контроль и управление испытаниями осуществляется в режиме реального времени с помощью цифровой системы управления КР-2000. Имеет простой и удобный интерфейс, обладает высокой точностью измерения, подключается к ПК с помощью USB-кабеля, автоматически сохраняет протоколы испытаний, отображает в реальном времени режимы работы: амплитуду, ускорение, длительность ударного импульса, изменения скорости и отклонения от заданных значений.

Однако, в стендах, реализующих принцип торможения, при предварительном разгоне испытуемого объекта на него могут действовать значительные перегрузки. Особенно большими такие перегрузки могут быть при принудительном разгоне платформы с испытуемым объектом. Кроме того, большие трудности связаны с выбором тормозных устройств, обеспечивающих постоянство характеристик ударного импульса, обусловленные различием механических свойств материалов прокладок.

Ударные стенды, принцип действия которых основан на разгоне испытуемого объекта, также имеют ряд недостатков. Стенды этого типа имеют сложную конструкцию. Пневматический привод ударных стендов не позволяет получать импульсы малой длительности при больших пиковых значениях ускорений из-за большого пути разгона. Стенды с электромагнитным приводом эффективны только для объектов малой массы. Ударные стенды, использующие в качестве аккумулятора энергии пороховые газы, не безопасны в эксплуатации.

1.2. Анализ типовых конструкций ударных стендов на базе гидроупругого привода

В период с 1980 по 1990 года на кафедре МТО ДГМА под руководством Роганова Льва Леонидовича и участия ряда авторов: Роганов М.Л., Шишлаков П.В., Савинков А.К., Соколов Л.Н., Надирадзе А.Д., Гоголев В.И., Кузнецов О.В., Кулаков А.Н. были разработаны конструктивные схемы ударных стендов на базе гидроупругого привода воспроизводящие одиночные и многократные удары, позволяющие осуществлять регулирование импульса ударного ускорения по времени, амплитуде и форме. На большую часть конструкций получены авторские свидетельства и положительные решения о выдаче авторских свидетельств на изобретения.

Как было выяснено ранее, регулирование импульса ударного ускорения может производиться за счет изменения жесткости гидроупругого привода. Поскольку жесткость привода определяется модулем объемной упругости рабочей жидкости, объемом рабочей камеры и площадью поперечного сечения плунжера, то разработанные стенды позволяют реализовать возможности управления импульсом путем изменения соответствующих конструктивных параметров.

На рис. А.10, А.11 (см. прил. А) представлены конструктивные схемы ударных стендов, в которых регулирование времени действия импульса ударного ускорения осуществляется за счет изменения объема сжимаемой жидкости. На рис. А.10 изображен стенд с клиновым механизмом перемещения поршня, на рис. А.11 – стенд с перемещением поршня с помощью внешнего давления и винтовой пары (см. прил. А).

Стенды работают следующим образом. С помощью средств для перемещения поршня 5 устанавливают его в необходимое положение, обеспечивающее требуемый для испытания объем рабочей камеры 9. В рабочую камеру 9 подают необходимой величины давление, определяющее пиковое значение ударного ускорения.

При создании в управляющей полости давления, достаточного для смещения плунжера 10 от поршня 5, происходит разгон плунжера с платформой 14 с реализацией на испытуемом изделии импульса ударного нагружения. Торможение платформы 14 производится тормозными цилиндрами 12.

Стенд, изображенный на рис. А.12 (см. прил. А), позволяет осуществлять управление импульсом ударного ускорения за счет изменения активной площади плунжера [54] (4, 6, 7).

Регулирование в этом случае носит дискретный характер из-за невозможности плавного изменения площади. Применение ударного стенда такой конструкции рационально в тех случаях, когда параметры импульса ударного ускорения при испытаниях различных изделий значительно отличаются как по времени действия, так и по амплитуде.

Ударный стенд работает следующим образом. В рабочей камере 3 создается необходимое давление жидкости. При этом в ней аккумулируется необходимая для испытания энергия упругой деформации. Для пуска стенда одна из управляющих полостей 14, 15 или 16 (в зависимости от требуемого уровня испытательной нагрузки) соединяется с источником управляющего давления. Две другие полости управления при этом сообщаются со сливом. Полость, в которую подается управляющее давление, разгерметизируется и давление, существующее в рабочей камере

3, начинает действовать на всю площадь торца соответствующей части плунжера 4, 6 или 7. При этом либо весь плунжер, либо его две или одна часть начинает ускорено перемещаться вверх, передавая через платформу 11 ускорение испытываемому изделию 12. После окончания торможения стенд приводится в исходное положение.

На рис. А.13 в прил. А показан стенд для ударных испытаний [55], позволяющий производить такое же ступенчатое регулирование ударного импульса. Выполнение плунжера 7, 8, 10 телескопическим и независимое управление срабатыванием каждой из его частей позволяют при заданном давлении в рабочей камере 9 позволяют производить испытания изделий различным по величине и длительности ускорением. Конструктивное отличие данного стенда по сравнению с предыдущим заключается в том, что управляющие полости заключены между торцом соответствующей части плунжера и дном камеры давления гидроцилиндра, между которыми для всех частей плунжера 7, 8, 10, кроме внутренней, установлены подпружиненные седла 5. Подпружиненные седла 5 обеспечивают герметичность управляющих полостей 3, 4, 6 и исключают возможность соударения отдельных частей плунжера при его срабатывании.

Работает стенд следующим образом. В камере давления 9 создается давление рабочей жидкости. При этом аккумулируется необходимая для проведения испытания энергия. Полости под торцами всех частей телескопического плунжера 7, 8, 10 в это время соединены со сливом. Под воздействием давления части плунжера прижимаются соответственно к дну камеры 9 или к подпружиненным седлам 5. Возможны следующие режимы работы. Для отрыва всех трех частей плунжера необходимо отсечь от слива все три управляющие полости. Но в зависимости от того управляющее давление будет подано только под центральную часть плунжера 7, под центральную 7 и среднюю 8 или во все управляющие полости под все три части плунжера, время разгерметизации будет изменяться от максимального до минимального значения. Таким образом, можно управлять длительностью переднего фронта.

Ударный стенд [56], показанный на рис. А.14 (см. прил. А), также можно отнести к стендам с регулируемым импульсом ударного ускорения за счет изменения активной площади плунжера.

С этой целью стенд снабжен дополнительным телескопическим плунжером 4, 6, 8, части которого своими верхними торцами опираются в нижний торец основного плунжера 10 и имеют герметизированные полости 3, 5, 7 для сообщения с управляющим давлением. Герметизированные полости 3, 5, 7 размещены в цилиндрическом блоке,

который устанавливается в донной части корпуса рабочего гидроцилиндра и имеет возможность осевого перемещения по отношению к корпусу. Телескопический плунжер 4, 6, 8, опираясь верхними торцами своих составных частей, притертыми к конической поверхности нижнего торца основного плунжера 10, уменьшает активную площадь основного плунжера 10 на величину, зависящую от того, какая его часть своим торцом упирается в основной плунжер.

В результате осевого перемещения по отношению к корпусу гидроцилиндра цилиндрический блок 2 может быть установлен в такое положение, что соответствующие части телескопического плунжера 4, 6, 8 будут отделяться от основного плунжера 10 в результате взаимодействия соответствующей части плунжера с перегородкой или дном цилиндрического блока 2.

При этом возможен такой режим работы, при котором части телескопического плунжера могут быть отделены от торца основного плунжера 10 при его движении. В этом случае может быть получен импульс ступенчатой формы, за счет увеличения активной площади плунжера.

Ударный стенд, представленный в прил. А на рис. А.15, также позволяет управлять формой и временем действия импульса ударного ускорения [57].

Стенд содержит камеру давления 5 с введённым в нее плунжером 6, который образует герметизированную полость между нижним торцом и дном камеры давления 5. Плунжер имеет 6 центральное отверстие, в котором размещена пружина сжатия 9, опирающаяся одним своим концом в дно отверстия, а другим – на торец штока-поршня 11, размещенного в отдельном гидроцилиндре, соосном с плунжером. Для срабатывания ударного стенда, после создания давления рабочей жидкости в камере давления 5, управляющая полость 10 соединяется с давлением и энергия упругой деформации разжимающейся жидкости и воздействующая на нижний торец плунжера 6, переходит в кинетическую энергию подвижных частей стенда. При этом осуществляется формирование импульса ударного ускорения. Поршень 3 со штоком 11 служит для возврата плунжера 6 в исходное положение.

Управление импульсом ударного ускорения заключается в следующем. Путем подачи давления в поршневую полость гидроцилиндра создается предварительная деформация пружины сжатия 9. При этом величина деформации пружины 9 определяет длительность переднего фронта импульса. Срабатывание стенда может быть

осуществлено без подачи управляющего давления в подплунжерную полость. Для чего после закрытия камеры давления управляющая полость отсекается от слива и в результате подачи давления в поршневую полость гидроцилиндра осуществляется сжатие пружины 9 до возникновения усилия, необходимого для разгерметизации управляющей подплунжерной полости.

Стенд ударный с дополнительной регулируемой камерой [58] показан на рис. А.16 (см. прил. А). Стенд содержит платформу 1 с установленным на ней испытуемым изделием 2. Платформа 1 установлена на торце плунжера 3, герметично введенного в камеру давления 4. Между нижним торцом плунжера 3 и дном камеры давления 4 образована герметизированная полость 5 для подключения к управляющему давлению. В дополнительную камеру давления 6 переменного объема герметично введен ступенчатый плунжер 7 со штоком 8. Нижний торец плунжера 7 выведен в полость 9, соединенную каналом 10 с камерой давления 4 постоянного объема. Шток 8 ступенчатого плунжера 7 выведен из дополнительной камеры давления 6 наружу через отверстие в выдвижной крышке 11. Камера давления 4 и камера давления 6 установлены на жесткое основание 12.

Стенд для ударных испытаний работает следующим образом. В исходном положении на платформу 1 установлено испытуемое изделие 2. Дополнительная камера 6 заполняется рабочей жидкостью и герметизируется. Полость 5 соединяется со сливом, а основная камера давления 4 – с давлением. Ступенчатый плунжер 7 под действием давления рабочей жидкости перемещается вверх, сжимаемая жидкость в камере давления 6 переменного объема. По мере роста давления в камерах 4 и 6 накапливается энергия упругой деформации рабочей жидкости. При достижении заданной величины давления подплунжерная полость 5 соединяется с управляющим давлением. Происходит разгерметизация подплунжерной полости 5 и разжимающаяся жидкость, заключенная в камере давления 4, поступая под нижней торец плунжера 3 разгоняет его с платформой 1 и закрепленным на ней изделием 2. При этом происходит разжатие рабочей жидкости, находящейся в камере давления 6, и перемещение ступенчатого плунжера 7 вниз, вытесненная плунжером 7 жидкость, перетекающая из полости 9 посредством клапана 10 в камеру 4, также воздействует на плунжер 3.

Таким образом, потенциальная энергия предварительно сжатой жидкости переходит в кинетическую энергию плунжера 3 с платформой 1 и испытуемым изделием 2. После совершением плунжером 3 активного

хода он начинает тормозиться за счет создаваемого в камерах 4 и 6 разряжения. Для приведения стенда в исходное положение необходимо соединить со сливом камеру давления 4, подплунжерную полость 5 и камеру давления 6. При этом плунжер 3 опускается в крайнее нижнее положение, разделяя торцевым уплотнением камеру давления 4 подплунжерную полость 5.

Для изменения времени действия импульса ударного ускорения, необходимо произвести перенастройку стенда путем перемещения выдвижной крышки 11 с последующей ее фиксацией. Изменение объема дополнительной камеры давления 6 определяется положением выдвижной крышки 11 по отношению к неподвижному основанию 12 стенда и выдвижного штока 8 ступенчатого плунжера 7 над крышкой 11 при зарядке стенда.

Таким образом, предлагаемый стенд позволяет путем изменения жесткости последовательно работающих гидроупругих приводов варьировать временем импульса ударного ускорения.

Конструктивная схема стенда для ударных испытаний приведена в прил. А на рис. А.17 [59].

Стенд содержит основание 1, платформу 2 для установки на ней испытуемого изделия 3. Гидравлическая камера 4 давления выполнена с двумя последовательно расположенными полостями 5 и 6. Объем полости 6 может быть изменен с помощью плавающего поршня 7 и механизма 8 его установочного перемещения. Плунжер 9 выполнен состоящим из двух коаксиально расположенных частей: внутренней 10 и внешней 11, причем внутренняя часть 10 с буртиком 12 на конце проходит через обе полости 6 и 5 камеры давления 4 и, опираясь нижним торцом на уплотнение 13 в днище камеры 4 давления, отделяет полость 5 от герметизированной полости 14, соединенной с управляющим давлением, а внешняя часть 11 герметично введена в полость 6. В полости 5 постоянного объема размещен дополнительный плавающий поршень 15. Для подключения к источнику давления соответствующих полостей служат отверстия 16-19 в стенках и дне камеры давления 4.

Стенд работает следующим образом. В исходном положении испытуемое изделие 3 установлено на платформу 1. При подаче давления через отверстие 18 в запоршневую часть полости 5 и соединении со сливом подпоршневой части этой же полости, а также полостей 6 и 14 через отверстия 17, 18 и 16 соответственно, плавающий поршень 15 перемещается в буртик 12 до упора на внутренней части 10 плунжера 9 и герметично прижимает его к уплотнению 13.

После этого подается давление в подпоршневую часть полости 5, а запоршневая часть соединяется со сливом. При этом плавающий поршень 15 перемещается в верхнее положение. Отверстие 18 перекрывается. Подается давление в полость 6 через отверстие 19. При этом накапливается энергия упругой деформации рабочей жидкости как в полости 5 постоянного объема, так и в полости 6 переменного объема. После достижения давления заданной величины отверстия 17 и 19 перекрываются, а полость 14 соединяется с управляющим давлением через отверстие 16. Происходит разгерметизация уплотнения 13 и рабочая жидкость, разжимаясь, воздействует на торцы частей 10 и 11 плунжера 9. При этом потенциальная энергия предварительно сжатой жидкости переходит в кинетическую энергию подвижных частей стенда. По окончании формирования ударного импульса стенд приводится в исходное положение. Для этого подпоршневая часть полости 5, а также полости 6 и 14 соединяется со сливом соответственно через отверстия 17, 18 и 16, а запоршневая часть полости 5 через отверстие 18 – с источником давления. При этом поршень 15, взаимодействуя с внутренней частью 10 плунжера 9 посредством буртика 12, перемещает плунжер 9 в нижнее положение. После этого источник давления отключается. Стенд готов к новому циклу.

Для создания режима нагружения с новыми параметрами необходимо произвести настройку стенда путем изменения объема полости 6 в результате установки плавающего поршня 7 в требуемое положение и его фиксации с помощью механизма 8 установочного перемещения.

Таким образом, предлагаемый стенд позволяет путем изменения объема камеры давления управлять величиной жесткости гидравлической пружины, а следовательно и временем действия ударного ускорения, формой ударного импульса.

Ударные стенды СУ-500 и СУ-2000 (см. прил. А, рис. А.18, А.19) [30], имеющие аналогичные конструкции, изготовленные ПАО НКМЗ, обеспечивают испытание в режиме разгона (без начальной скорости изделия) и в режиме торможения (с начальной скоростью изделия), можно описать на примере стенда ударного СУ-500.

Стенд ударный может действовать на принципе разгона испытуемого изделия (без начальной скорости изделия) и на принципе торможения испытуемого изделия (с начальной скоростью изделия).

Действие стенда на принципе разгона испытуемого изделия, в свою очередь, делится на два режима:

а) с одновременным началом движения шток-клапана и стола с испытуемым изделием при непосредственном воздействии на стол шток-клапана;

б) с началом движения стола с испытуемым изделием после начала движения шток-клапана и воздействия его на стол через деформируемые элементы (крешеры, проставки, прокладки и т.п.).

При действии стенда на принципе разгона для привода стола (платформы) с изделием используется энергия упругости сжатой жидкости, аккумулируемая перед ударом в специальной емкости с помощью гидравлической станции.

При действии стенда на принципе торможения начальную скорость платформы (стола) с изделием приобретают в результате свободного падения, а также действия пневматических цилиндров (ускорителей). Для торможения используют деформируемые элементы (крешеры, проставки, прокладки и т.п.).

Конструкция стенда представлена на рис. А.20 (см. прил. А). Стенд состоит из корпуса 1, внутри которого расположена полость соединенная каналом 3 с источником высокого давления. В полости 2 расположено основание 4 с которым контактирует плунжер 5, выходящий из корпуса 1, с уплотнением 6. В плунжере 6 расположена направляющая 7, переходящая в стол 8, на который крепится изделие 9. Вся конструкция размещена на амортизаторах 10, стол 8 связан с плунжерами 11 пневмоцилиндров 12. Для удержания изделия 9 по периметру стенда установлены стойки 13. Под торец плунжера 5 выполнен подвод 14 от системы управления.

Работа стенда происходит следующим образом.

В исходном положении (на рис. А.20) плунжер 5 оперт на основание 4 и уплотнен с ним. В полость 2 подается жидкость высокого давления, в полости накапливается энергия сжатия жидкости и деформации корпуса 1 и других металлических частей. Плунжер 5 при этом неподвижен, так канал 14 соединен со сливом. Для создания ударного импульса по каналу 14 подается управляющая жидкость, плунжер 5 разуплотняется с основанием 4 и жидкость, сжатая в полости 2, поступает под торец плунжера 5. Плунжер 5 со столом 8 и изделием 9 движется вверх с ускорением, определяемым величиной активной силы, силы инерции от веса подвижных частей и сопротивления движению (пренебрежительно мало).

После прохождения определенного пути плунжер 5 тормозится гидротормозом внутри полости 2, а стол 8 с изделием 9 тормозится

пневмоцилиндрами 12, которые затем возвращают стол 8 на плунжер 5 и вместе с ним все подвижные части на основание 4. Машина готова к следующему циклу работы. Во время движения с ускорением, датчики, установленные на изделии, показывают величины нагрузок, напряжений, деформаций. Величина ускорения при движении вверх определяется величиной давления жидкости в полости 2 и диаметром плунжера 5 в уплотнении 6.

2 ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СХЕМЫ УДАРНЫХ СТЕНДОВ С ГИДРОУПРУГИМ ПРИВОДОМ

2.1. Стенд для динамічних випробувань

Даний стенд було розроблено на основі відомого стенду [А.с. 1087797 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, Л.Н. Соколов, А.Д. Надирадзе, В.И.Гоголев, О.В. Кузнецов, А.Н. Кулаков. – Оpubл. 23.04.84, Б. №15].60

Загальними суттєвими ознаками відомого стенду й того, що заявляється, є основа, платформа для розміщення об'єкту, що випробовується, розміщеного на основі під платформою розгінного пристрою, що вміщує камеру тиску і розміщений в ній плунжер, котрий слугує для взаємодії з платформою, і гальмівні циліндри, штоки яких з'єднані з платформою, формувач ударного імпульсу, котрий розміщений на звернутому до платформи торці плунжера.

Недоліками відомого стенду є обмеження технологічних та експлуатаційних можливостей зміни форми й тривалості ударного імпульсу.

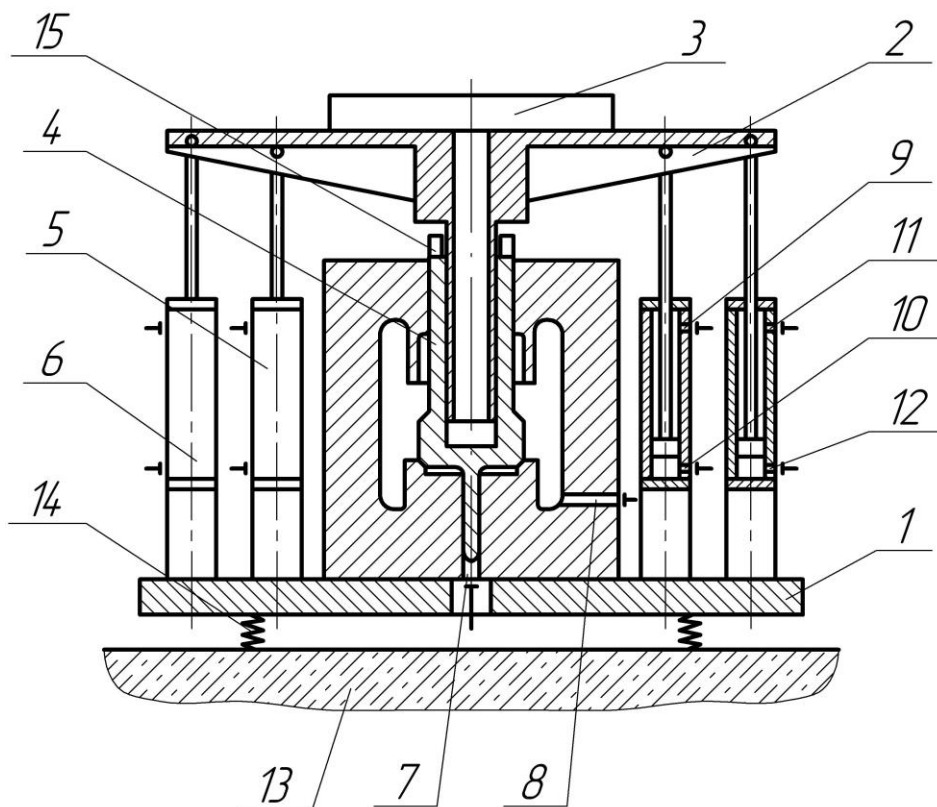
В основу конструкції поставлена задача удосконалення конструкції ударного стенду для забезпечення регулювання форми й тривалості ударного імпульсу, в якій встановлено додаткові гідроциліндри з можливістю регулювання об'єму робочої рідини.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що додатково встановлюються гідроциліндри, штоки яких кріпляться до нижньої частини платформи, котрі утримують рухомі частини стенду у верхньому положенні після робочого ходу угору з об'єктом, а при потребі й без нього при дії стенда по принципу розгону, також гідроциліндри мають змінний об'єм робочої рідини і можуть бути використані як гідропружини зі змінною силовою характеристикою при роботі стенда по принципу гальмування.

Запропонована конструкція стенду забезпечує регулювання тривалості відтворюваного ударного імпульсу та пікового значення прискорення при випробуванні об'єктів різної ваги.

Суть запропонованої корисної моделі пояснюється кресленням на якому зображено:

- фіг. 1 – стенд для динамічних випробувань (загальний вид).



1 – основа; 2 – платформа; 3 – виріб для випробувань; 4 – плунжер;
 5 – гальмівні циліндри; 6 – камера тиску; 7, 8 – отвори у стінці та дні
 камери тиску 6; 9, 10 – отвори у надпоршневих та підпоршневих частинах
 гальмівних циліндрів 5; 11, 12 – отвори у надпоршневих та підпоршневих
 частинах гідроциліндрів 6; 13 – фундамент; 14 – пружні елементи;
 15 - формувач ударного імпульсу

Рисунок 2.1 - Стенд для динамічних випробувань

Стенд ударний вміщує основу 1, платформу 2 для розміщення на ній виробу 3, що випробується, плунжер 4, гальмівні циліндри (пнеumoциліндри) 5, гідроциліндри 6, штоки котрих з'єднані з платформою 2, камеру тиску 6, для підключення до джерела тиску відповідних порожнин слугують отвори 7, 8 у стінці та дні камери тиску 6, отвори 9 і 10 у надпоршневих та підпоршневих частинах гальмівних циліндрів 5 та отвори 11 і 12 у надпоршневих та підпоршневих частинах гідроциліндрів 6. Основа 1 стенда встановлена на фундаменті 13 за допомогою пружних елементів 14. На плунжері 4 встановлено формувач ударного імпульсу 15, на який може опускатися платформа 2 з виробом 3.

Стенд працює наступним чином.

В початковому положенні виріб 3, що випробується установлено на платформу 2. При випробуванні по принципу гальмування (з початковою швидкістю виробу) платформа 2 з виробом 3, що випробується,

гальмівними циліндрами 5 піднімають із плунжера 4 на розрахункову величину. У поршневій порожнині гідроциліндрів 6 подається рідина певного об'єму. Потім виробу 3 з платформою 2 надають рух вниз, додаткове прискорення може бути створено за допомогою пневмоциліндрів 5. Гідроциліндри 6, з об'ємом рідини, що регулюється, слугують у вигляді гідропружин й формують ударний імпульс певної тривалості. З метою ускладнення імпульсу навантаження виробу 3, зміни його форми й тривалості, платформа 2 з виробом 3 опускається на формувач ударного імпульсу 15, який також формує імпульс прискорення сумісно з гідроциліндрами 6.

Запропонована конструкція ударного стенду забезпечує розширення технологічних та експлуатаційних можливостей за рахунок регулювання форми й тривалості ударного імпульсу [].

2.2. Стенд ударний зі змінним об'ємом робочої рідини

Даний стенд було розроблено на основі відомого стенду [А.с. 1087797 ССРСР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, Л.Н. Соколов, А.Д. Надирадзе, В.И.Гоголев, О.В. Кузнецов, А.Н. Кулаков. – Оpubл. 23.04.84, Б. №15].

Загальними суттєвими ознаками відомого стенду й того, що заявляється, є основа, платформа для розміщення об'єкту, що випробовується, розміщеного на основі під платформою розгінного пристрою, що включає камеру тиску і розміщений в ній плунжер, котрий слугує для взаємодії з платформою і гальмівних циліндрів, штоки яких з'єднані з платформою.

До недоліків таких стендів можна віднести обмеження можливостей зміни імпульсу ударного прискорення, форми й часу його дії, що пов'язано з постійним об'ємом робочої рідини, яка акумулює енергію (тобто незмінний об'єм робочої камери).

В основу конструкції поставлена задача удосконалення конструкції ударного стенду для розширення технологічних можливостей ударного стенду, пов'язаних з можливістю плавного регулювання амплітуди, форми і часу дії ударного імпульсу.

Поставлена задача вирішується тим, що між фланцем та камерою високого тиску встановлюють шайби. Зміна об'єму робочої камери здійснюють переміщенням шайб з під фланця під гайки шпильок за допомогою яких кріпиться фланець до камери тиску.

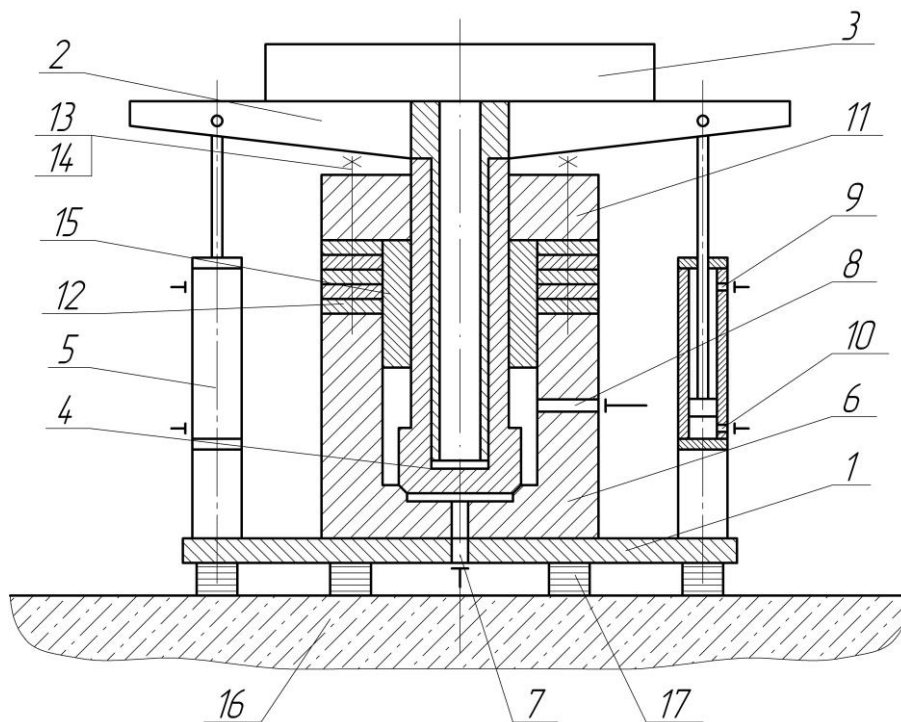
Запропонована конструкція стенду забезпечує регулювання амплітуди, форми і часу дії ударного імпульсу.

Суть запропонованої корисної моделі пояснюється кресленням на якому зображено:

- фіг. 1 – Стенд ударний (загальний вид).

Стенд ударний складається з основи 1, платформи 2 для розміщення на ньому виробу 3, що випробується, плунжера 4, гальмівних циліндрів (пневмоциліндри) 5 штоки котрих з'єднані з платформою 2, камери тиску 6, для підключення до джерела тиску відповідних порожнин слугують отвори 7, 8 у стінці та дні камери тиску 6, отвори 9, 10 у надпоршневих та підпоршневих частинах гальмівних циліндрів 5, фланця 11, шайб 12, шпильок 13, гайок 14, які кріплять фланець 11 та шайби 12 до камери тиску 6, та ущільнень 15 шток-клапана 4. Основа 1 стенда встановлена на фундаменті 16 за допомогою пружних елементів 17.

Стенд працює наступним чином.



1 – основа; 2 – платформа; 3 – виріб, що випробовується; 4 – плунжер; 5 – гальмівні циліндри; 6 – камера тиску; 7, 8 – отвори у дні та стінці камери тиску 6; 9, 10 – отвори у надпоршневих та підпоршневих частинах гальмівних циліндрів 5; 11 – фланець; 12 – шайби; 13 – шпильки; 14 – гайки; 15 – ущільнення; 16 – фундамент; 17 – пружні елементи

Рисунок 2.2 – Стенд ударний

В початковому положенні (платформа 2 знаходиться у крайньому нижньому положенні) виріб 3 кріплять до платформи 2. У надпоршневій порожнині гальмівних циліндрів 5 подають стиснуте повітря через отвір 9. Пускову лінію через отвір 7 підключають до зливу. Гальмівні циліндри 5 забезпечують надійний контакт поверхонь плунжера 4 і сідла камери тиску 6, відокремлюючи тим самим порожнину акумулювання енергії стиснутої рідини високого тиску від пускової порожнини, яка з'єднана зі зливом. Підпоршневі порожнини через отвори 10 з'єднують з атмосферою. Після цього у камери тиску 6 подають через отвір 8 робочу рідину. При досягненні відповідного тиску подачу рідини припиняють. Потім пускову лінію роз'єднують зі зливом і в неї подають робочу рідину під тиском у камеру тиску 6 через отвір 7. При досягненні відповідного тиску плунжер 4 миттєво починає рухатись угору, розгнюючи платформу 2 з виробом 3 з великим прискоренням, створюючи при цьому на них відповідне навантаження. Після короткочасного розгону починається відносно плавне гальмування платформи 2 з виробом 3 гальмівними циліндрами 5, при якому стиснуте повітря через отвір 10 подається у підштокові порожнини,

тим самим фіксуючи стіл 2 з виробом 3 у верхньому положенні, камера тиску через отвір 7 з'єднується зі зливом. Для приведення стенда в початкове положення стиснуте повітря через отвори 9 гальмівних циліндрів 5 подається у надпоршневі порожнини, а з підпоршневих порожнин стиснуте повітря видаляється через отвори 10, тим самим забезпечують посадку плунжера 4 на сідло камери тиску 6. Потім цикл повторюють.

Для створення режиму навантаження з новими параметрами виконується настройка стенду шляхом зміни об'єму камери тиску 6 за допомогою переміщення шайб 12 з під фланця 11 під гайки 14 шпильок 13.

Запропонована конструкція ударного стенду забезпечує розширення технологічних та експлуатаційних можливостей за рахунок регулювання амплітуди, форми й часу дії ударного імпульсу [].

2.3. СИЛОВОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ УСТРОЙСТВО УДАРНОГО СТЕНДА

Ударные испытания проводятся на различных ударных стендах, как отечественных, так и зарубежных фирм [1-3]. Но все известные ударные стенды предназначены для проведения испытаний импульсами ударной нагрузки в какой-либо одной плоскости, либо горизонтальной, либо вертикальной. Это ограничение вносит трудности для испытаний объектов в различных плоскостях.

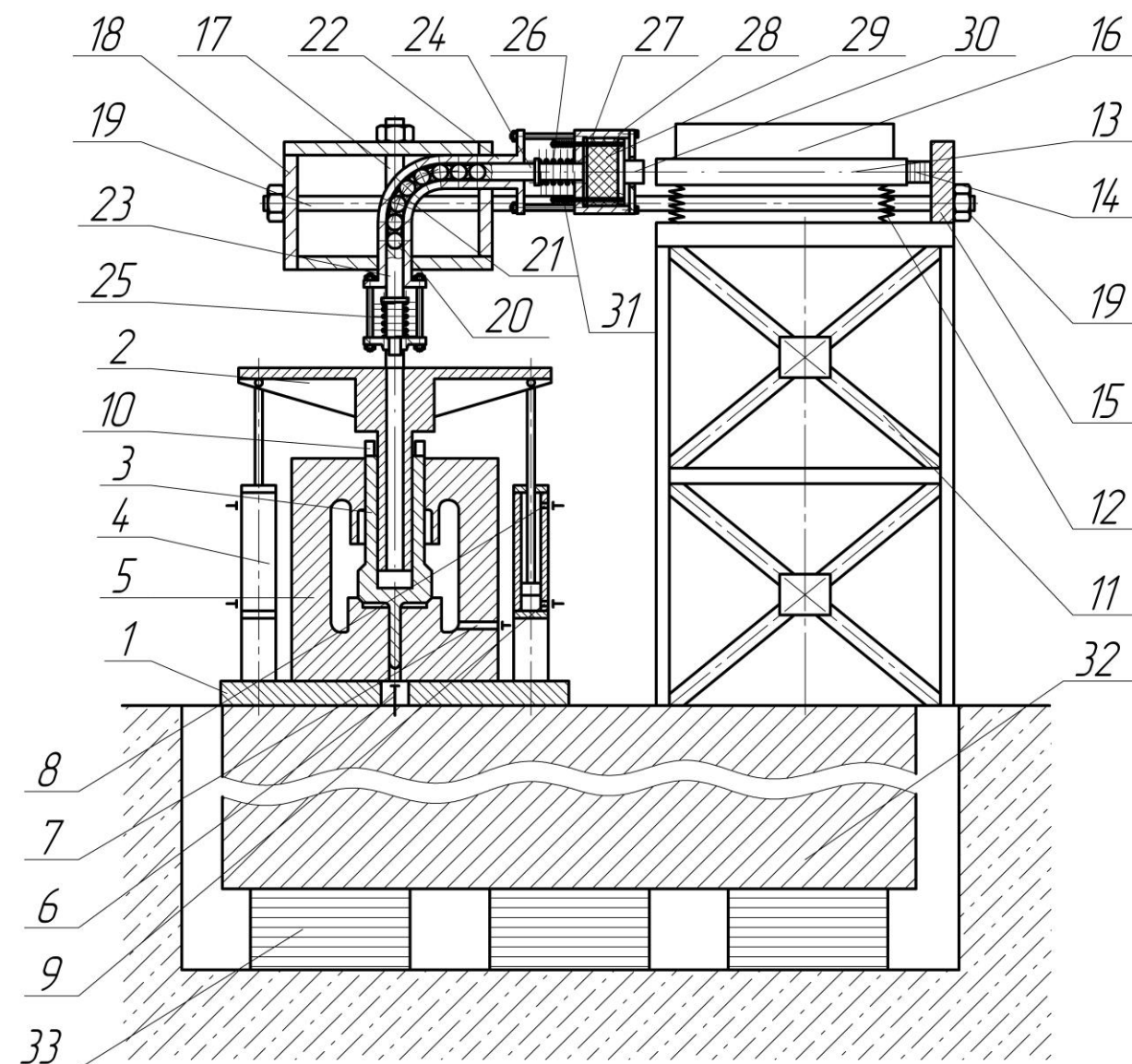
Данную проблему возможно решить при применении специального передаточного устройства, которое является сменным.

Целью работы является разработка конструкции ударного стенда с передаточным устройством для проведения испытаний импульсами ударного ускорения в различных плоскостях.

Передаточное устройство – передает ударный импульс упругой деформации сжатой жидкости в горизонтальной плоскости (либо под другим любым углом) испытуемому изделию через предающее устройство, имеющее заданную жесткость.

Стенд ударный с гидроупругим приводом [4] (рис. 2.3) состоит из основы 1, платформы 2 для размещения на ней изделия, что испытывается (условно не показано), плунжера 3, тормозных цилиндров (пневмоцилиндры) 4, штоки которых соединены с платформой 2, камеры давления 5. Для подключения к источнику давления соответствующих полостей служат отверстия 6, 7 в стенке и дне камеры давления 5, отверстия 8 и 9 в надпоршневой и подпоршневой частях тормозных цилиндров 4. На плунжере 3 установлено формирователь ударного импульса 10, на который может опускаться платформа 2 с изделием. Рядом с ударным стендом установлена опора 11, на которой на пружинах 12 установлена поворотная плита 13. Поворотная плита 13 контактирует с амортизаторами 14 размещенными на траверсе 15, на плите 13 крепиться объект испытаний 16. Над платформой 2 ударного стенда на шпильках 17 размещается корпус 18 передаточного устройства. Передаточное устройство состоит из шпилек 19, которые стягивают корпус 18 и траверсы 15, последовательного набора шариков или роликов 20 с промежуточными опорами 21, которые размещены в изогнутой направляющей 22, которая закреплена в корпусе 18. Шарик 20 опирается на толкатели 23 и 24, которые подпружинены пружинами 25 и 26. Толкатель 24 контактирует с шайбой 27 сменного формирующего устройства, выполненного в виде цилиндрического контейнера 28. В контейнере 28 размещен эластичный элемент 29, который контактирует с ударником 30, подпружиненный

пружинами 31. Вся установка размещена на инерционном блоке 32, установленном на виброизоляционных опорах 33.



1-основа; 2-платформа; 3-плунжер; 4-тормозные цилиндры; 5-камера давления; 6-отверстие для подвода управляющего давления; 7-отверстие для подвода рабочего давления; 8-отверстие в надпоршневой части пневмоцилиндра; 9-отверстие в подпоршневой части пневмоцилиндра; 10-формирователь ударного импульса; 11-опора; 12, 25, 26-пружина; 13-поворотная плита; 14-амортизатор; 15-траверса; 16-объект испытаний; 17, 19-штилька; 18-корпус; 20-шарик; 21-промежуточная опора; 22-изогнутая направляющая; 23, 24-толкатель; 27-шайба; 28-цилиндрический контейнер; 29-эластичный элемент; 30-ударник; 31-пружина; 32-инерционный блок; 33-виброизоляционная опора

Рисунок 2.3 – Стенд ударный с передаточным устройством

Стенд с передаточным устройством работает следующим образом.

При испытании объекта ударом в горизонтальной плоскости его устанавливают на поворотную плиту 13 и закрепляют на ней. Над платформой 2 ударного стенда монтируют передаточное устройство, назначение которого – перевести ударный импульс с вертикальной в горизонтальную плоскость (а при смене направляющей – под любым требуемым углом).

Рабочая жидкость под давлением через отверстие 7 подается в ударный стенд, в нем накапливается потенциальная энергия сжатой жидкости и потом обеспечивается действие ударного стенда. Плунжер 3 с платформой 2 ускоряется на определенном ходу и ударно воздействует на толкатель 23 и ударный импульс передается при помощи гибкой связи (шарики или ролики 20 с промежуточными опорами 21) толкателю 24 передаточного устройства. Изменяется направление действия ударного импульса, и через эластичный элемент 29 он действует на плиту 13, на которой установлено объект 16. Плита смещается в горизонтальной плоскости на пружинах 12 и упирается в амортизаторы 14 на траверсе 15. Пружины 25 и 26 возвращают передаточное устройство в начальное положение, пневмоцилиндры 4 возвращают в начальное положение платформу 2 ударного стенда. Установка готова к следующему циклу. При этом направляющая 3 и корпус 6 являются сменными деталями, что позволяет проводить испытания под любым углом на одном ударном стенде.

Приведем основные параметры, которые необходимо рассчитать при использовании передаточного устройства. К этим параметрам относятся: усилие для создания ускорения, ход деформации, объем и жесткость полиуретановой вставки, время действия ударного импульса.

Усилие, необходимое для создания ускорения (без учета сил сопротивления)(1):

$$F_{y\delta} = ma, (1)$$

где m – масса подвижных частей ударного стенда; a – ускорение подвижных частей, создаваемое ударным стендом.

Если допустить, что энергия, развиваемая ударным стендом, затрачивается на создание ударной силы на пути Δh деформации эластичного элемента и принять прямолинейный закон изменения усилий, то ход деформации определяется следующей зависимостью (2):

$$\Delta h = \frac{2W}{F_{y\delta}}, (2)$$

где W – энергия, развиваемая ударным стендом.

В качестве эластичного элемента принимаем полиуретан, который в замкнутом объеме при динамическом нагружении имеет модуль упругости $E_n = 3125$ МПа. Считаем, что объем полиуретана поглотит всю энергию ударного стенда и затем передаст ее столу с испытуемым объектом

Задаемся давлением в полиуретане, тогда требуемый объем полиуретана составит (3):

$$Q_n = \frac{2E_n W}{p_n^2}, \quad (3)$$

где p_n – давление в полиуретане.

Принимаем размеры полиуретановой вставки: диаметр d_n и высоту h_n желательно подбирать кратную пяти для удобства изготовления.

Далее вычисляем среднюю жесткость полиуретановой вставки (4) и выбираем тип полиуретана:

$$k = \frac{F_{y\partial.cp}}{\Delta h}. \quad (4)$$

После этого определяем время действия ударного импульса (5):

$$t = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{k}}. \quad (5)$$

Полученное время должно соответствовать рассчитанному ранее диапазону для ударного стенда.

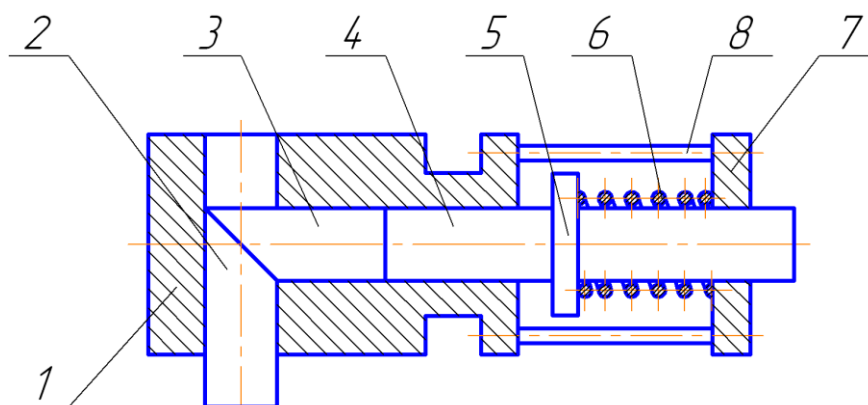
Предложенная конструкция передаточного устройства обеспечивает расширение технологических и эксплуатационных возможностей за счет проведения испытаний в разных плоскостях, регулирование импульса выполняется подбором параметров эластичного элемента.

Рассмотрим второй вариант передаточного устройства, в котором для передачи ударного импульса в горизонтальную плоскость используется клиновая пара. Способ крепления передаточного устройства и объекта испытаний аналогичны первому варианту.

Над платформой ударного стенда на шпильках размещается корпус 1 передаточного устройства (рис. 2.4), которое имеет шпильки, которые стягивают корпус 1 и траверсу. В середине корпуса 1 размещена клиновая пара, которая состоит со сменных клиньев 2 и 3, толкателя 4, ударника 5 и пружины 6. Ударник 5 крепится к корпусу 1 посредством шайбы 7 и шпилек 8.

Принцип действия аналогичен первому варианту: плунжер с платформой ускоряется на определенном ходе и ударно воздействует на клинья 2 и 3 передаточного устройства, изменяется направление действия

ударного импульса, затем посредством толкателя 4 импульс передается ударнику 5, который воздействует на плиту с объектом испытаний (либо на объект).



1-корпус; 2, 3-сменные клинья; 4-толкатель; 5-ударник; 6-пружина;
7-шайба; 8-шпильки

Рисунок 2.4 – Передаточное устройство с клиновой парой

Конструкция передаточного устройства с клиновой парой гораздо проще, чем конструкция передаточного устройства с гибкой связью, применение металлического передаточного механизма позволяет повысить жесткость удара и получать ударный импульс с короткой длительностью и большим по амплитуде значением, но при этом имеется один недостаток, который ограничивает его использование – невозможность регулирования ударного импульса.

ВЫВОДЫ

Применение передаточного устройства позволяет расширить технологические и эксплуатационные возможности ударных стендов за счет проведения испытаний в горизонтальной плоскости, а при необходимости и под другим любым углом, применение металлического передаточного механизма позволяет повысить жесткость удара и получать ударный импульс с короткой длительностью и большим по амплитуде значением, а регулирование импульса производится подбором параметров эластичного элемента [?].

2.4. Стенд ударний з поворотним кільцевим плунжером

Загальними суттєвими ознаками відомого стенду й того, що заявляється, є основа, платформа для розміщення об'єкту, що випробовується, розміщеного на основі під платформою розгінного пристрою, що вміщує камеру тиску і плунжер в ній, що взаємодії з платформою.

Недоліком відомого стенду є складність конструкції через необхідність наявності гідроциліндрів (пневмоциліндрів).

В основу конструкції моделі поставлена задача удосконалення конструкції ударного стенду з метою розширення технологічних можливостей ударного стенду та зменшення витрат на його виробництво.

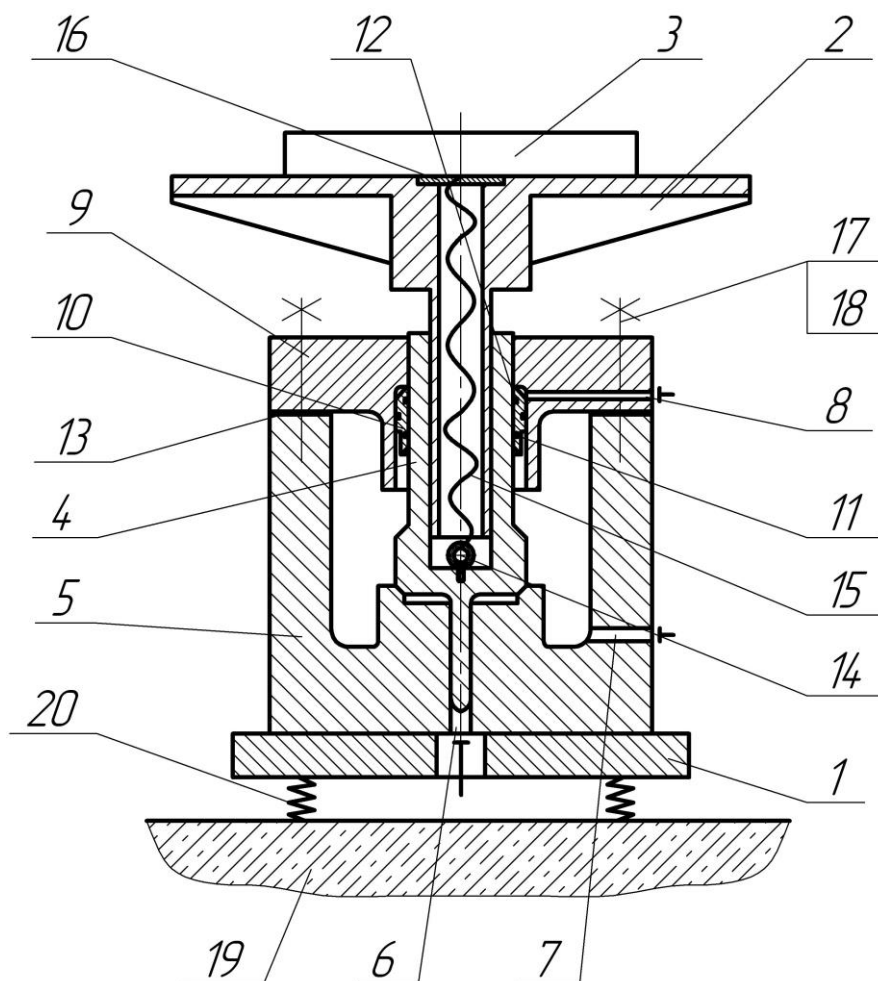
Поставлена задача вирішується за рахунок того, що у фланець з гідродемпфером, що має отвір для подачі робочої рідини, встановлюється поворотний кільцевий плунжер, зі ступінчатою зовнішньою поверхнею, ущільненою кільцем, котра контактує з внутрішньою поверхнею гідродемпфера фланця, та з циліндричною внутрішньою поверхнею, ущільненою кільцями, яка контактує з циліндричною поверхнею плунжера камери тиску, котрий слугує для повернення плунжера на сідло камери тиску та прижиму його під час фази накопичення енергії, фланець має ущільнення та кріпиться до камери тиску за допомогою шпильок і гайок. При цьому у плунжері камери тиску встановлюється рим-болт до якого кріпиться канат розрахункової довжини, котрий забезпечує хід розгону платформи з виробом, що випробовується та запобігає виходу платформи з плунжера, інший кінець якого кріпиться за допомогою проміжної деталі до платформи.

Суть пропонованої корисної моделі пояснюється кресленням на якому зображено:

- фіг. 1 – Стенд ударний (загальний вид).

Стенд ударний вміщує основу 1, платформу 2 для розміщення на ній виробу 3, що випробується, плунжер 4, камеру тиску 5, для підключення до джерела тиску відповідних порожнин слугують отвори 6, 7 у дні та стінці камери тиску 5, отвір 8 у фланці 9, кільцевий плунжер 10, розміщений у фланці 9 та ущільнений кільцями 11 та 12, ущільнення 13, яке розташовано між фланцем 9 та камерою тиску 5, рим-болт 14 закріплений у плунжері 4, канат 15 з'єднаний з рим-болтом 14 та проміжною деталлю 16, розміщеною у платформі 2, шпильки 17 і гайки 18

для кріплення фланця 9 до камери тиску 5. Основа 1 стенда ударного встановлена на фундаменті 19 за допомогою пружних елементів 20.



1 – основа; 2 – платформа; 3 – виріб, що випробовується; 4 – плунжер; 5 – камера тиску; 6-8 – отвори у дні та стінці камери тиску і фланця; 9 – фланець; 10 – кільцевий плунжер; 11, 12 – кільцеві ущільнення; 13 – ущільнення; 14 – рим-болт; 15 – канат; 16 – проміжна деталь; 17 – шпильки; 18 – гайки; 19 – фундамент; 20 – пружні елементи

Рисунок 2.5 – Стенд ударний

Стенд працює наступним чином.

В початковому положенні (платформа 2 знаходиться у крайньому нижньому положенні) виріб 3 кріплять до платформи 2. Пускову лінію через отвір 6 підключають до зливу. В отвір 8 фланця 9 подають робочу рідину під тиском, кільцевий плунжер 10 переміщується вниз до контакту з плунжером 4, забезпечуючи надійний контакт поверхонь плунжера 4 і сідла камери тиску 5, відокремлюючи тим самим порожнину акумулювання енергії стиснутої рідини високого тиску від пускової

порожнини, яка з'єднана зі зливом. Після цього у камеру тиску 5 подають через отвір 7 робочу рідину. При досягненні відповідного тиску подачу рідини припиняють, а плунжер 10 повертається у початкове положення. Потім пускову лінію роз'єднують зі зливом і в неї подають робочу рідину під тиском у камеру тиску 5 через отвір 6. При досягненні відповідного тиску плунжер 4 миттєво починає рухатись угору, розгнюючи платформу 2 з виробом 3 з великим прискоренням, створюючи при цьому на них відповідне навантаження. Після короткочасного розгону починається гальмування платформи 2 з виробом 3 за допомогою канату 15, який також запобігає виходу платформи 2 з плунжера 4. Для приведення стенда у початкове положення робочу рідину подають у отвір 8 фланця 9 на кільцевий плунжер 10, а отвір 6 з'єднують зі зливом, тим самим забезпечуючи посадку плунжера 4 на сідло камери тиску 5. Потім цикл повторюють.

Пропонована конструкція стенду ударного забезпечує спрощення конструкції та зменшення витрат при його виробництві [?].

2.5. Стенд ударний зі змінним об'ємом робочої рідини

Даний стенд було розроблено на основі відомого стенду [А.с. 1087797 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, Л.Н. Соколов, А.Д. Надирадзе, В.И.Гоголев, О.В. Кузнецов, А.Н. Кулаков. – Оpubл. 23.04.84, Б. №15].61

Загальними суттєвими ознаками відомого стенду й того, що заявляється, є основа, платформа для розміщення об'єкту, що випробовується, розміщеного на основі під платформою розгінного пристрою, що вміщує камеру тиску з плунжером в ній для взаємодії з платформою і гальмівні циліндри, штоки яких з'єднані з платформою, формувач ударного імпульсу, розміщений на звернутому до платформи торці плунжера.

Недоліком відомого стенду є обмеження можливостей зміни імпульсу ударного прискорення, форми й часу його дії, що пов'язано з постійним об'ємом робочої рідини, яка акумулює енергію (тобто незмінний об'єм робочої камери).

В основу конструкції стенду поставлена задача удосконалення конструкції ударного стенду, розширення технологічних можливостей, пов'язаних з можливістю плавного регулювання об'єму робочої камери для плавного регулювання амплітуди, форми і часу дії ударного імпульсу.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що фланець виготовляється з «юбкою», яка контактує з внутрішньою стінкою камери тиску, і має ущільнення, між фланцем та камерою високого тиску встановлено нижні втулки з внутрішньою різьбою та верхні втулки з зовнішньою різьбою, фланець кріпиться до камери високого тиску за допомогою шпильок з гайками. Зміна об'єму робочої камери здійснюється переміщенням верхніх втулок відносно нижніх з подальшою фіксацією встановленого положення за допомогою шпильок з гайками, якими кріпиться фланець до камери тиску.

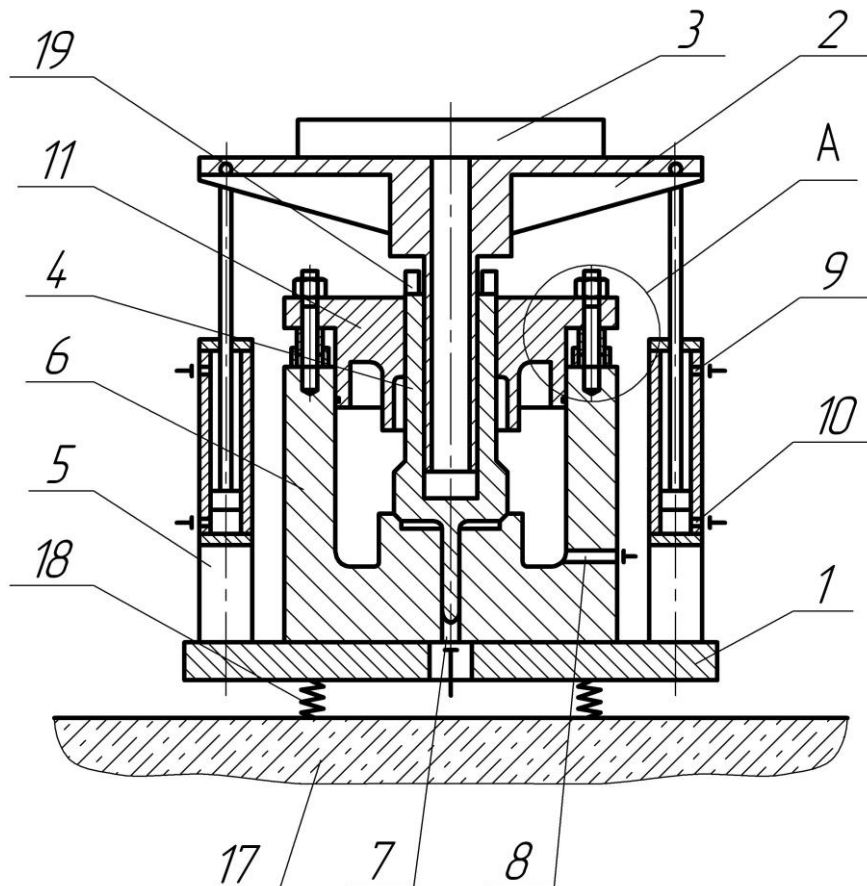
Пропонована конструкція стенду забезпечує плавне регулювання об'єму робочої камери для плавного регулювання амплітуди, форми і часу дії ударного імпульсу.

Суть пропонованої корисної моделі пояснюється кресленням на якому зображено:

- фіг. 1 – Стенд ударний (загальний вид);
- фіг. 2 – Вид А.

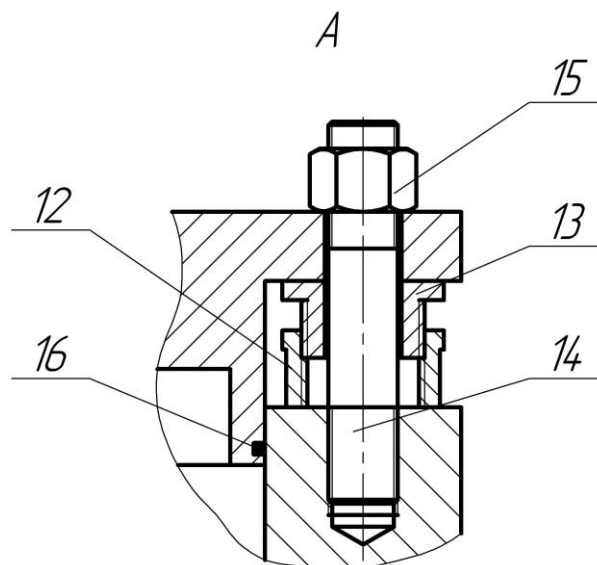
Стенд ударний вміщує основу 1, платформу 2 для розміщення на ній виробу 3, що випробується, плунжер 4, гальмівні циліндри (пневоциліндри) 5, штоки котрих з'єднані з платформою 2, камеру тиску

6, для підключення до джерела тиску відповідних порожнин слугують отвори 7, 8 у дні та стінці камери тиску 6, отвори 9, 10 у надпоршневих та підпоршневих частинах гальмівних циліндрів 5, фланець 11, нижні втулки 12, верхні втулки 13, шпильки 14, гайки 15, які кріплять фланець 11 до камери тиску 6, та ущільнення 16 між «юбкою» фланця 11 та камерою тиску 6. Основа 1 стенда встановлена на фундаменті 17 за допомогою пружних елементів 18. На плунжері 4 встановлено формувач ударного імпульсу 19, на який може опускатися платформа 2 з виробом 3.



1 – основа; 2 – платформа; 3 – виріб, що випробується; 4 – плунжер; 5 – гальмівні циліндри; 6 – камера тиску; 7, 8 – отвори у дні та стінці камери тиску 6; 9, 10 – отвори у надпоршневих та підпоршневих частинах гальмівних циліндрів 5; 11 – фланець; 17 – фундамент; 18 – пружні елементи; 19 – формувач ударного імпульсу

Рисунок 2.6 – Стенд ударний



12 – нижні втулки; 13 – верхні втулки; 14 – штильки; 15 – гайки; 16 –
уцілювання

Рисунок 2.7 – Вид А

Стенд працює наступним чином.

В початковому положенні (платформа 2 знаходиться у крайньому нижньому положенні) виріб 3 кріплять до платформи 2. У надпоршневі порожнини гальмівних циліндрів 5 подають стиснуте повітря через отвір 9. Пускову лінію через отвір 7 підключають до зливу. Гальмівні циліндри 5 забезпечують надійний контакт поверхонь плунжера 4 і сідла камери тиску 6, відокремлюючи тим самим порожнину акумулювання енергії стиснутої рідини високого тиску від пускової порожнини, яка з'єднана зі зливом. Підпоршневі порожнини через отвори 10 з'єднують з атмосферою. Після цього у камери тиску 6 подають через отвір 8 робочу рідину. При досягненні відповідного тиску подачу рідини припиняють. Потім пускову лінію роз'єднують зі зливом і в неї подають робочу рідину під тиском у камеру тиску 6 через отвір 7. При досягненні відповідного тиску плунжер 4 миттєво починає рухатись угору, розгнюючи платформу 2 з виробом 3 з великим прискоренням, створюючи при цьому на них відповідне навантаження. Після короткочасного розгону починається відносно плавне гальмування платформи 2 з виробом 3 гальмівними циліндрами 5, для фіксації платформи 2 з виробом 3 у верхньому положенні стиснуте повітря через отвір 10 подається у підштокові порожнини, при цьому камера тиску 6 через отвір 7 з'єднується зі зливом. Для приведення стенда в початкове положення стиснуте повітря через отвори 9 гальмівних циліндрів 5 подається у надпоршневі порожнини, а з підпоршневих порожнин

стиснуте повітря видаляється через отвори 10, тим самим забезпечують посадку плунжера 4 на сідло камери тиску 6. Потім цикл повторюють.

Для створення режиму навантаження з новими параметрами виконується настройка стенду шляхом зміни об'єму камери тиску 6 за допомогою переміщення верхніх втулок 13 відносно нижніх 12 з подальшою фіксацією встановленого положення за допомогою шпильок 14 з гайками 15, якими кріпиться фланець до камери тиску 6.

Пропонована конструкція ударного стенду забезпечує розширення технологічних та експлуатаційних можливостей за рахунок плавного регулювання амплітуди, форми й часу дії ударного імпульсу [?].

2.6. Прес з додатковим динамічним навантаженням під час робочого ходу

Використання гідропружного приводу у ковальсько-пресовому обладнанні і порошковій металургії для пресування порошкових матеріалів. Конструкція розроблена на основі відомого преса [Патент України. 65719А. Кривошипний прес з ударним пристроєм / М.Л. Роганов. – Опубл. 15.04.2004, Б. №4].62

Загальними суттєвими ознаками відомого пресу й того, що заявляється, є електродвигун, маховик, вал, повзун, станина, розподільники, канали з'єднання, зворотний клапан, ударний пристрій.

Недоліком відомого пресу є обмеження його технологічних та експлуатаційних можливостей для застосування у пресуванні порошкових матеріалів.

В основу конструкції поставлена задача удосконалення конструкції пресу, розширення технологічних можливостей, пов'язаних з можливістю плавного регулювання об'єму пресовок, ходу виштовхувача та забезпечення незалежної роботи ударного пристрою та пресу.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що у прес встановлюється додатковий вал, на який, з одного боку, кріпиться маховик, з іншого боку – шестерня, яка входить в зачеплення з зубчатим колесом, що закріплене на ексцентриковому валу, вали кріпляться до станини пресу через вставки, при цьому ексцентриковий вал пов'язаний з шатуном і повзуном, у котрий встановлюється верхній пуансон, зубчате колесо має певні вирізані профілі, по внутрішньому профілю рухається валик штока, котрий встановлюється у спеціальних направляючих і який має отвір з різьбою для з'єднання з товкачем, що має різьбу для кріплення гайки, котра забезпечує плавне регулювання ходу виштовхувача при різній висоті пресовок, а по зовнішньому – валик важеля бункера, що пов'язаний з виштовхувачем пресовок, розташованим над матрицею, при цьому виштовхувач має бункер для засипки порошкового матеріалу, товкач за допомогою вісі кріпиться до вилки, яка закріплена до нижньої частини станини пресу за допомогою осі, планок, гайок та болтів, з іншого боку вилка з'єднана за допомогою осі з виштовхувачем закріпленим з плунжером ударного пристрою, який виконується збірним і має різьбовий отвір для кріплення шайби та нижнього пуансона, що дозволяє змінювати висоту пресовок. При цьому ударний пристрій вміщує циліндр з отвором для подачі робочої рідини, верхній та нижній фланці, ущільнення між ними, фланці мають отвори для кріплення ударного пристрою до станини

пресу за допомогою шпильок з гайками, до нижнього фланця, що має канал, кріпиться сідло з каналом, яке має ущільнення на зовнішній і внутрішній циліндричних поверхнях, і на яке опускається плунжер ударного пристрою, верхній фланець має центральний отвір, з ущільненням, для виходу збірного плунжера. У пресі розташовується матриця, що забезпечує діапазон регулювання висоти пресовок. При цьому встановлюються додатково бак з робочою рідиною, манометр та насос для ударного пристрою.

Пропонована конструкція пресу забезпечує плавне регулювання висоти пресовок, ходу виштовхувача, додаткове динамічне навантаження на пресовку та незалежну роботу ударного пристрою та пресу.

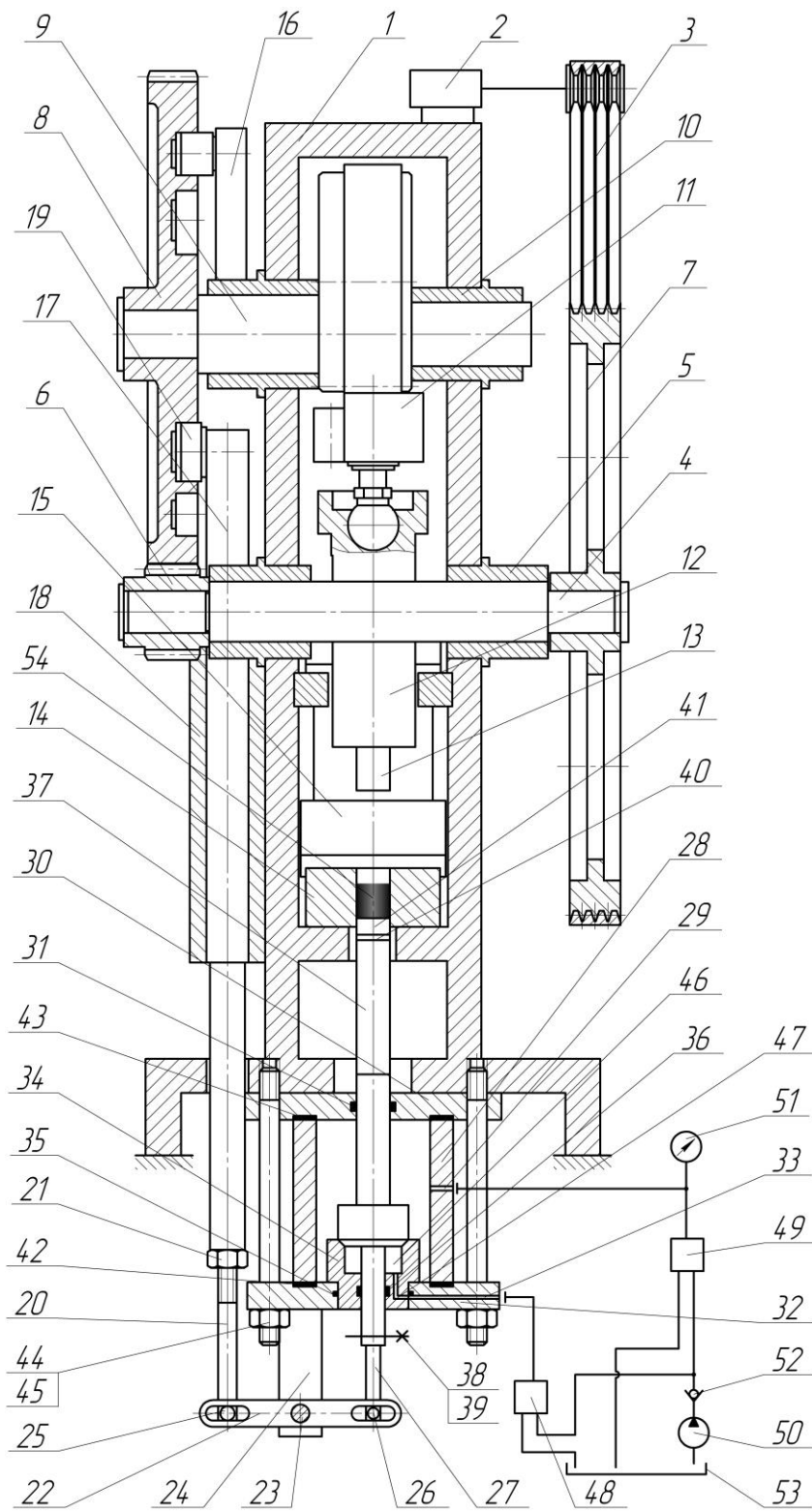
Суть пропонованої корисної моделі пояснюється кресленнями на яких зображено:

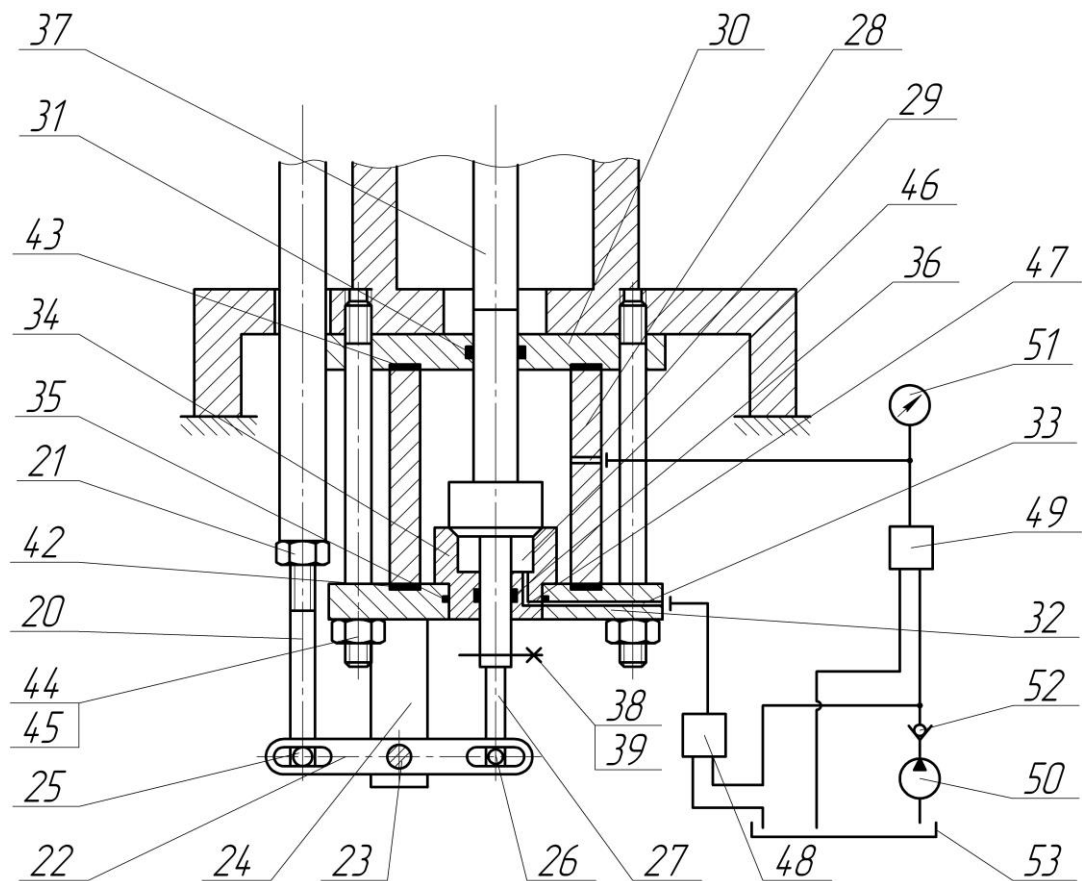
- фіг. 1 – Прес з додатковим динамічним навантаженням під час робочого ходу (загальний вид);

- фіг. 2 – Ударний пристрій.

Прес з додатковим динамічним навантаженням під час робочого ходу вміщує станину 1, електродвигун 2, ремінь 3, проміжний вал 4, вставки 5, на якому розміщені шестерня 6 та маховик 7, зубчате профільоване колесо 8, розміщене на ексцентриковому валу 9, вставки 10, до котрого кріпиться шатун 11 з повзуном 12, що вміщує верхній пуансон 13, матрицю 14, виштовхувач з бункером 15 розміщений над матрицею 14 і котрий кріпиться до зубчатого профільованого колеса 8 за допомогою важеля 16, шток 17 у направляючих 18, валик 19 котрого закріплено у внутрішньому профілі зубчатого профільованого колеса 8, товкач 20 з гайкою 21, котрі кріпляться до вилки 22, яка закріплюється за допомогою осі 23, планок 24, гайок і болтів (на фіг.1, 2 не показані) до нижньої частини станини 1 пресу, за допомогою осі 25, з іншого боку вилка 22 через ось 26 кріпиться до виштовхувача 27. Ударний пристрій вміщує циліндр 28 з отвором 29 для подачі робочої рідини, верхній фланець 30 з ущільненням 31, нижній фланець 32 з каналом 33, з сідлом 34, ущільнення 35 між ними і ущільнення 36 між сідлом та збірним плунжером 37, котрий за допомогою болта 38 з гайкою 39 кріпиться до виштовхувача 27, шайбу 40, нижній пуансон 41, циліндр 28 верхній фланець 30 і нижній фланець 32 мають ущільнення 42 і 43. Ударний пристрій кріпиться до нижньої частини станини 1 пресу за допомогою шпильок 44 і гайок 45. Керування спрацьовуванням ударного пристрою виконується порожниною 46 під торцем збірного плунжера 37, котра з'єднана каналом 47 у сідлі 34 з каналом 33 нижнього фланця 32, з розподільником 48, а розподільник 49

з'єднаний з отвором 29 циліндру 28, з насосом 50, для нагнітання робочої рідини, манометром 51, зворотним клапаном 52 та з баком робочої рідини 53. Пресовка 54 знаходиться у матриці 14 на нижнім пуансоні 41.





Прес працює наступним чином.

При ході повзуна 12 з верхнім пуансоном 13 униз виштовхувач з бункером 15 починає рухатись назад засипаючи певний об'єм порошку у матрицю 14, нижній пуансон 41 зі збірним плунжером 37 знаходяться у нижньому положенні, тим самим забезпечуючи контакт торця збірного плунжера 37 з сідлом 34 у нижньому фланці 32 ударного пристрою. Після здійснення робочого ходу і пресування порошку, починається зворотній хід верхнього пуансона 13, при цьому шток 17 з товкачем 20 починає рухатись униз за допомогою проходження валика 19 штока 17 певної частини профілю зубчатого профільованого колеса 8, що обертається, і діє за допомогою вилки 22 і виштовхувача 27 на збірний плунжер 37 змушуючи рухатись його угору й виштовхувати пресовку 54 на дзеркало матриці 14, при цьому виштовхувач з бункером 15 за допомогою з'єднання важеля 16 з зубчатим профільованим колесом 8 починає рухатись уперед і знімає пресовку 54 з дзеркала матриці 8. Далі цикл повторюють.

Для здійснення додаткового навантаження у кінці робочого ходу збірний плунжер 37 від'єднують від виштовхувача 27, вмикають насос 50 і нагнітають рідину у циліндр 28 ударного пристрою через отвір 29, після

досягнення певного розрахункового тиску за манометром 51 за допомогою розподільника 49 відсікають лінію нагнітання від циліндру 28 і з'єднують з каналом 33 у нижньому фланці 32 за допомогою розподільника 48, в момент досягненні верхнім пуансоном 13 крайнього нижнього положення, збірний плунжер 37 з нижнім пуансоном 41 починає рухатись угору, ударно навантажуючи пресовку 54 і тим самим додатково деформуючи її, при подальшому підйомі верхнього пуансона 13 пресовка 54 виштовхується збірним плунжером 37 за рахунок активного ходу, котрий забезпечується остаточним тиском робочої рідини у циліндрі 28. Далі циліндр 28 з'єднують зі зливом розподільником 49, виштовхувач з бункером 15 знімає пресовку 54 з дзеркала матриці 14, а збірний плунжер 37 повертається у нижнє положення на сідло 34 у нижнім фланці 32.

Застосування пресу з додатковим динамічним навантаженням під час робочого ходу забезпечує розширення технологічних та експлуатаційних можливостей за рахунок плавного регулювання висоти пресовок, ходу виштовхувача, додаткового динамічного навантаження на пресовку, незалежної роботи ударного пристрою та пресу та можливості використання ударного пристрою для виводу преса зі стану заклинювання [патент].

Розглянемо другий варіант даного пресу [патент].

В основу конструкції поставлена задача удосконалення конструкції пресу, розширення технологічних можливостей, пов'язаних з можливістю плавного регулювання об'єму пресовок, ходу виштовхувача та забезпечення зарядки гідроциліндра ударного пристрою при його нерухомому положенні.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що у прес встановлюється додатковий вал, на який, з одного боку, кріпиться маховик, з іншого боку – шестерня, яка входе у зчеплення з зубчатим колесом, що закріплене на ексцентриковому валу, вали кріпляться до станини пресу через вставки, при цьому ексцентриковий вал пов'язаний з шатуном і повзуном, у котрий встановлюється верхній пуансон, зубчате колесо має певні вирізані профілі, по внутрішньому профілю рухається валик ступінчатого штока, котрий встановлюється у спеціальний гідроциліндр з ущільненнями та з отвором у стінці для з'єднання з циліндром ударного пристрою, котрий кріпиться до нижньої частини станини пресу, ступінчатий шток з'єднано з товкачем, що має зовнішню різьбу для кріплення гайки, котра забезпечує плавне регулювання ходу виштовхувача при різній висоті пресовок, і внутрішню – для закріплення

шляпки товкача, яка контактує зі ступінчатим штоком і внутрішньою ступінчатою поверхнею спеціальної втулки з внутрішньою різьбою, котра кріпиться до ступінчатого штоку і забезпечують робочий та зворотній хід плунжера, а по зовнішньому профілю – валик важеля бункера, що пов'язаний з виштовхувачем пресовок, розташованим над матрицею, при цьому виштовхувач має бункер для засипки порошкового матеріалу, товкач за допомогою осі кріпиться до вилки, яка закріплена до нижньої частини станини пресу за допомогою осі, планок, гайок та болтів, з іншого боку вилка з'єднана за допомогою осі з виштовхувачем закріпленим з плунжером ударного пристрою, який виконується збірним і має отвір з різьбою для кріплення шайби та нижнього пуансона, що дозволяє змінювати висоту пресовок. При цьому ударний пристрій вміщує циліндр з отворами для подачі робочої рідини та з'єднання з акумулятором низького тиску, верхній та нижній фланці, ущільнення між ними, фланці мають отвори для кріплення ударного пристрою до станини пресу за допомогою шпильок з гайками, нижній фланець, виготовляється з сідлом на яке опускається збірний плунжер ударного пристрою, має ущільнення на внутрішній циліндричній поверхні, верхній фланець має центральний отвір, з ущільненням, для виходу збірного плунжера. У пресі розташовується матриця, що забезпечує діапазон регулювання висоти пресовок. При цьому встановлюється додатково манометр до каналу з'єднання з акумулятором низького тиску.

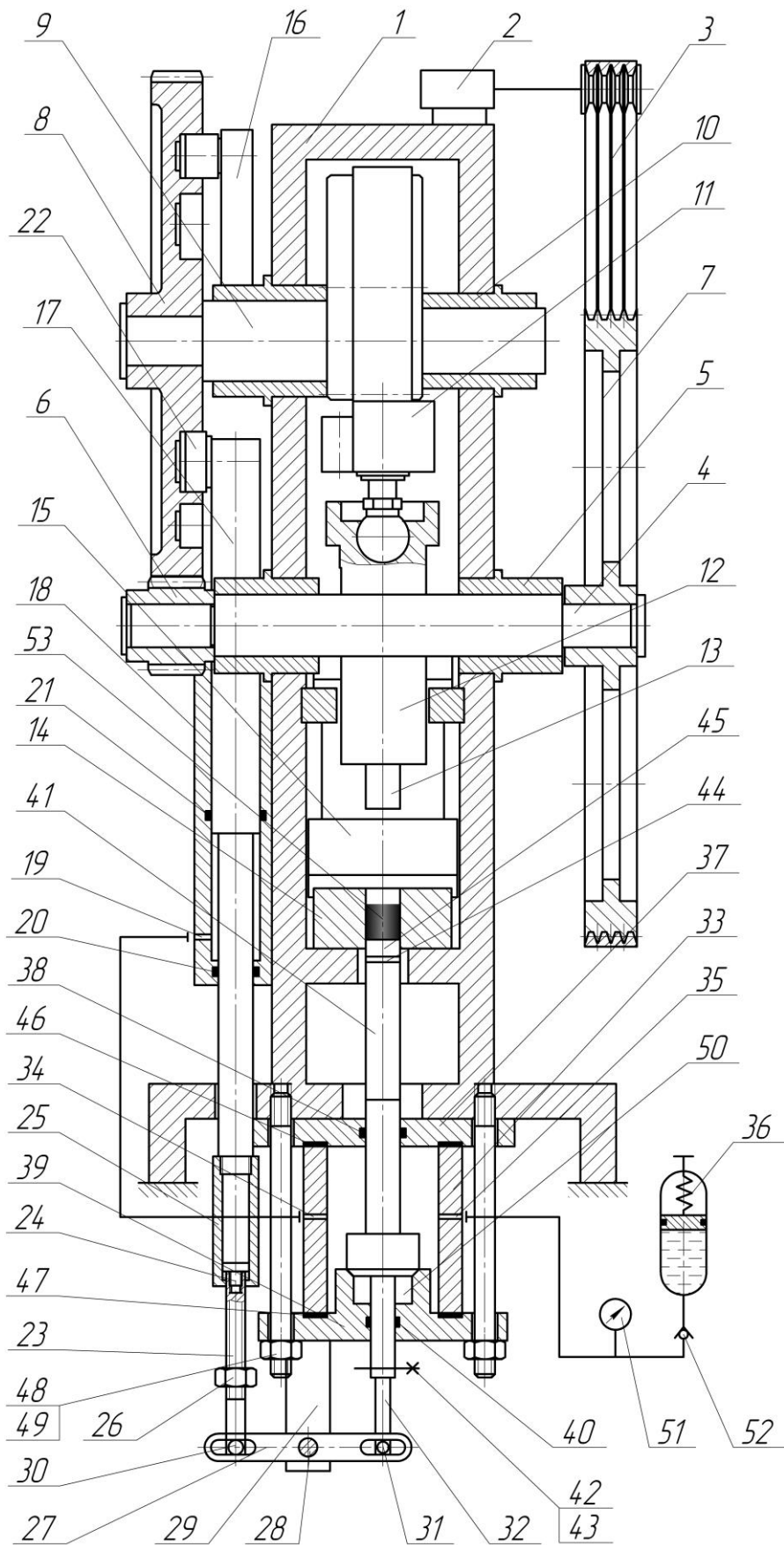
Пропонована конструкція пресу забезпечує плавне регулювання висоти пресовок, ходу виштовхувача, додаткове динамічне навантаження на пресовку та стаціонарне положення ударного пристрою відносно пресу.

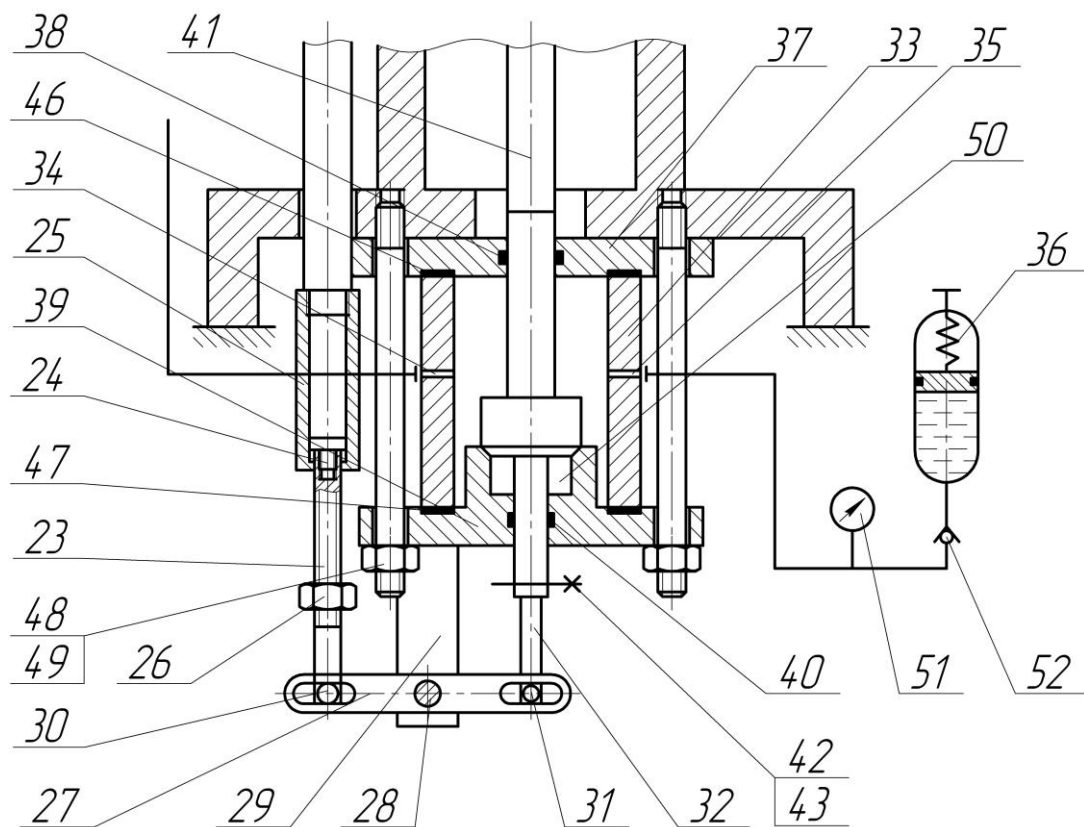
Суть пропонованої корисної моделі пояснюється кресленнями на яких зображено:

- фіг. 1 – Прес з додатковим динамічним навантаженням під час робочого ходу (загальний вид);

- фіг. 2 – Ударний пристрій.

Прес з додатковим динамічним навантаженням під час робочого ходу вміщує станину 1, електродвигун 2, ремінь 3, проміжний вал 4, вставки 5, на якому розміщені шестерня 6 та маховик 7, зубчате профільоване колесо 8, розміщене на ексцентриковому валу 9, вставки 10, до котрого кріпиться шатун 11 з повзуном 12, що вміщує верхній пуансон 13, матрицю 14, виштовхувач з бункером 15 розміщений над матрицею 14 і котрий кріпиться до зубчатого профільованого колеса 8 за допомогою важеля 16, ступінчатий шток 17 розміщений у спеціальному гідроциліндрі 18 з отвором у стінці 19 і ущільненнями 20 і 21, валик 22 котрого





закріплено у внутрішньому профілі зубчатого профільованого колеса 8, товкач 23 з шлямпою 24, що контактує з внутрішньою ступінчатою поверхнею втулки 25 з внутрішньою різьбою за допомогою котрої вона кріпиться до ступінчатого штоку 17, та з гайкою 26, котрі кріпляться до вилки 27, котра закріплюється за допомогою осі 28, планок 29, гайок і болтів (на фіг.1, 2 не показані) до нижньої частини станини 1 пресу, за допомогою осі 30. З іншого боку вилка 27 через ось 31 кріпиться до виштовхувача 32. Ударний пристрій вміщує циліндр 33 з отвором 34 для подачі робочої рідини від гідроциліндру 18 через отвір 19, та з отвором 35 для з'єднання з аккумулятором низького тиску 36, верхній фланець 37 з ущільненням 38, нижній фланець з сідлом 39 і ущільненням 40 між внутрішньою циліндричною поверхнею сідла фланця 39 та збірним плунжером 41, котрий за допомогою болта 42 з гайкою 43 кріпиться до виштовхувача 32, шайбу 44, нижній пуансон 45, циліндр 33, верхній фланець 37 і нижній фланець 39 мають ущільнення 46 і 47. Ударний пристрій кріпиться до нижньої частини станини 1 пресу за допомогою шпильок 48 і гайок 49. Керування спрацьовуванням ударного пристрою виконується порожниною 50 під торцем збірного плунжера 41, на каналі з'єднання аккумулятора низького тиску 36 з циліндром 33 ударного

пристрою встановлюється манометр 51 і зворотний клапан 52. Пресовка 53 знаходиться у матриці 14 на нижнім пуансоні 45.

Прес працює наступним чином.

При ході повзуна 12 з верхнім пуансоном 13 униз виштовхувач з бункером 15 починає рухатись назад засипаючи певний об'єм порошку у матрицю 14, ступінчатий шток 17 також рухається униз, заряджаючи циліндр 33 до певного тиску робочою рідиною витисненою з гідроциліндра 18, нижній пуансон 45 зі збірним плунжером 41 знаходяться у нижньому положенні, тим самим забезпечуючи контакт торця збірного плунжера 41 з сідлом нижнього фланця 39. В кінці робочого ходу ступінчатий шток 17 діє на шляпку 24 товкача 23 тим самим переміщуючи його униз і за допомогою вилки 27 підіймає збірний плунжер 41, відокремлюючи його від сідла нижнього фланця 39 – трапляється розгерметизація порожнини 50 і робоча рідина під тиском діє на торець збірного плунжера 41, котрий через нижній пуансон 45 з шайбою 46 додатково, динамічно, діє на пресовку 53, деформуючи її. Після здійснення робочого ходу і пресування порошку, починається зворотній хід верхнього пуансона 13, при цьому ступінчатий шток 17 залишається на місці, що забезпечується проходженням валика 22 ступінчатого штока 17 певної ділянки внутрішнього профілю зубчатого профільованого колеса 8, пресовка 53 виштовхується збірним плунжером 41 за допомогою активного ходу, котрий забезпечується остаточним тиском робочої рідини у циліндрі 33, вільний рух товкача 23 униз, з'єднаного через вилку 27 зі збірним плунжером 41, забезпечується втулкою 25. Після зняття пресовки 53 виштовхувачем з бункером 15, з'єднаного важелем 16 з зовнішнім профілем зубчатого профільованого колеса 8, з дзеркала матриці 14 починається рух угору ступінчатого штоку 17, при цьому верхній пуансон 13 продовжує підійматися, ступінчатий плунжер 41 починає рухатися униз до посадки на сідло нижнього фланця 39, за допомогою шляпки 24 товкача 23, що починає контактувати з внутрішньою ступінчатою поверхнею втулки 25 з'єднаною зі ступінчатим штоком 17. Верхній пуансон 13 та ступінчатий шток 17 одночасно доходять до крайнього верхнього положення, що забезпечується внутрішнім профілем зубчатого профільованого колеса 8, робоча рідина з циліндру 33 через отвір 34 заповнює гідроциліндр 18. Далі цикл повторюють.

Застосування пресу з додатковим динамічним навантаженням під час робочого ходу забезпечує розширення технологічних та експлуатаційних можливостей за рахунок плавного регулювання висоти пресовок, ходу

виштовхувача, додаткового динамічного навантаження на пресовку, стаціонарному положенні ударного пристрою відносно пресу.

2.7. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА С ГИДРОУПРУГИМ МЕХАНИЗМОМ для поглощающих аппаратов грузовых и пассажирских вагонов

Известные стенды позволяют испытывать изделия, в большинстве случаев, в каком-либо одном режиме: динамическом [1-3] или статическом. Хотя для оценки и проверки основных рабочих характеристик многие детали и узлы машин подвергаются как динамическим так и статическим испытаниям, к примеру, поглощающие аппараты грузовых и пассажирских вагонов, что в свою очередь усложняет и увеличивает стоимость проводимых испытаний, т.к. требуется дополнительное оборудование.

Возможность совмещения статических и динамических испытаний на одном оборудовании предоставляется использованием испытательного стенда на основе гидроупругого привода, который нашел свое применение в испытательной [4-6] и других отраслях техники [7-10].

Целью работы является описание конструкции стенда на основе гидроупругого механизма для статико-динамических испытаний узлов и деталей машин, в частности поглощающих аппаратов грузовых и пассажирских вагонов, и математической модели для анализа основных рабочих характеристик стенда.

В этой статье представлена конструкция испытательного стенда, позволяющего проводить испытания в следующих режимах:

- динамические испытания для проверки изделий на ударостойкость и ударопрочность, а также энергопоглощающих характеристик;
- статические циклические испытания для проверки работоспособности изделий;
- статические испытания в режиме ремонта и для испытаний изделий выдержкой под нагрузкой разного уровня.

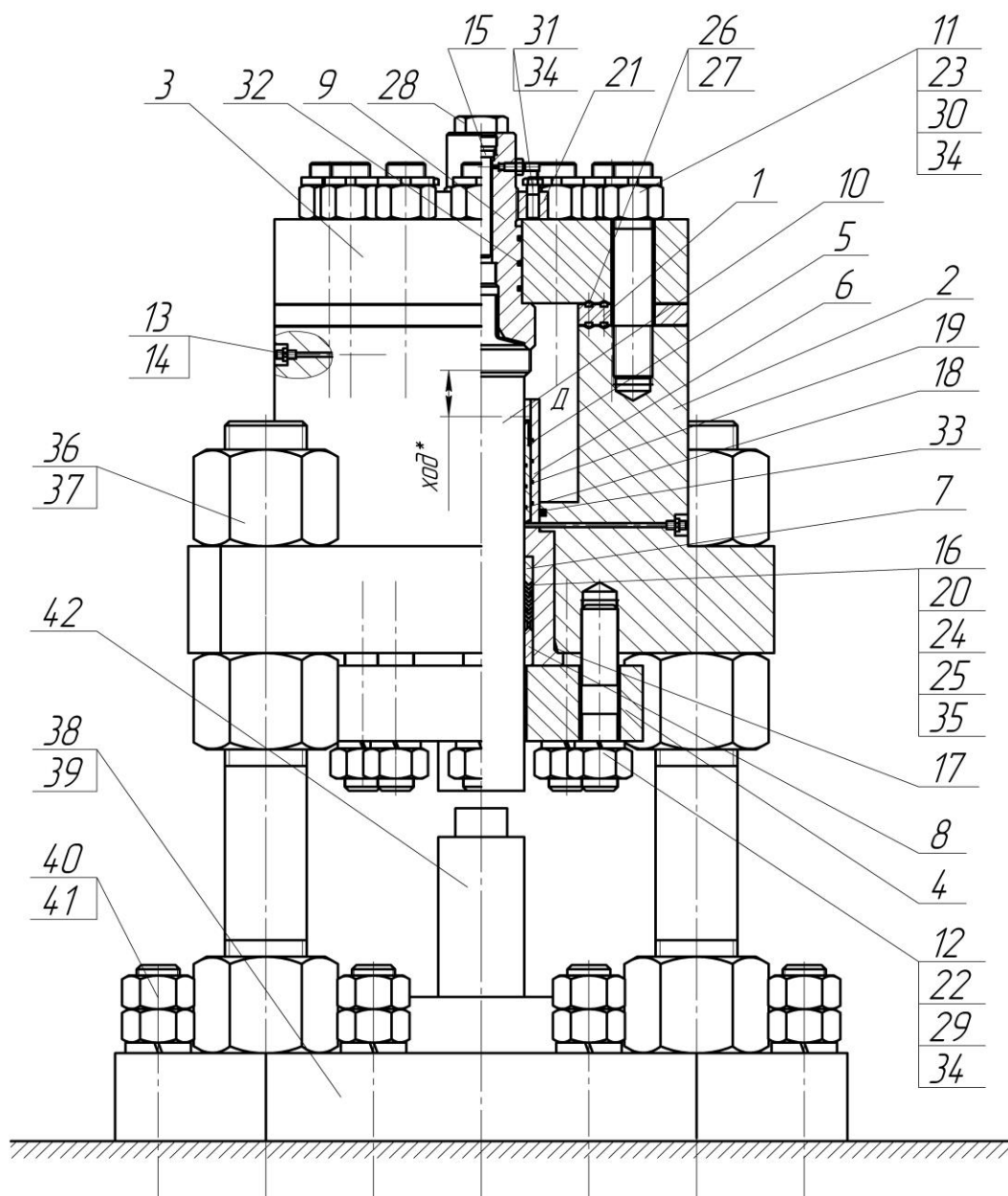
Стенд ударный предназначен для размещения испытуемых изделий и создания им ударных нагрузений ускорениями разгона (торможения) заданной величины и длительности, а также для испытаний поглощающих аппаратов грузовых и пассажирских вагонов в трех режимах.

Стенд ударный (рис. 1) состоит из привода подвижных частей, четырех колонн 36 для крепления привода подвижных частей через фланец цилиндра привода посредством гаек 37, нижней поперечины 38, надставки 39, устанавливаемой на нижнюю поперечину и специального тормозного устройства 42, предназначенного для гашения остаточной скорости шток-клапана привода подвижных частей и ограничения хода шток-клапана 10.

Привод подвижных частей – преобразует потенциальную энергию сжатой рабочей жидкости в кинетическую энергию движения подвижных частей стенда с испытываемым изделием, создавая ударные нагрузки ускорениями разгона без начальной скорости. Также используется как гидроцилиндр при статических испытаниях поглощающих аппаратов.

Привод подвижных частей состоит из цилиндра 2, разделенного штоком-клапаном 10 на две полости: надштоковую и подштоковую. В подштоковой полости аккумулируется жидкость высокого давления. Надштоковая полость через отверстие в седле 9 и во фланце 3, и подштоковая полость через отверстие в цилиндре 2 и штуцере 13 соединены с гидросистемой. К верхней части цилиндра 2 посредством шпилек 11 и гаек 23, застопоренных посредством штифтов 30 и проволоки 34 крепится фланец 3. Между фланцем 3 и цилиндром 2 устанавливаются промежуточные элементы в виде комплекта шайб 1 имеющих различную высоту для изменения объема цилиндра 2. Цилиндр 2, фланец 3 и шайба 1 уплотнены посредством клинового соединения состоящего из клиньев 26 и прокладки из отоженной меди 27. В радиальном отверстии нижней и верхней частях цилиндра 2 установлены штуцера 13 и уплотнены медными кольцами 14.

В нижнюю часть цилиндра 2 устанавливается вставка 6, в которой размещается шток-клапан 10 и возвратный кольцевой плунжер 5, который уплотнен кольцами 18 и 19. В нижней части вставки 6 устанавливаются армированные резиновые манжеты 20 с распорными кольцами 16, которые размещаются между опорной 7 и нажимной 8 втулками.



1-шайба; 2-цилиндр; 3-фланец; 4-фланец; 5-плунжер кольцевой; 6-вставка; 7-втулка опорная; 8-втулка нажимная; 9-седло; 10-шток-клапан; 11, 12-шпилька; 13-штуцер; 14-17, 24, 25-кольцо; 18, 19-кольцо уплотнительное; 21-23-гайка; 26-клин; 27-прокладка; 28-пробка; 29-шайба пружинная; 30-штифт; 31-болт; 32,33-кольца; 34-проволока; 35-шнур; 36-колонна; 37-гайка; 38-поперечина нижняя; 39-надставка; 40-гайка; 41-шайба пружинная; 42-тормозное устройство с испытуемым изделием

Рисунок 2.10 – Стенд ударный

Кольца 24, 25 и резиновый шнур 35 способствуют лучшей герметизации шток-клапана 10 со стаканом 9. В средней части вставка 6 уплотнена резиновым кольцом 33, а в нижней медным кольцом 17. Поджатие манжет осуществляется посредством гаек 22 на шпильках 12

при помощи которых фиксируется вставка 6 посредством фланца 4, гайки стопорятся пружинными шайбами 29 и проволокой 34.

Седло 9 сопряжено с фланцем 3 и уплотнено резиновыми кольцами 32. Седло прижато к фланцу 3 гайкой 21, зафиксированной болтами 31, застопоренными проволокой 34. Осевое отверстие седла закрыто пробкой 28 и уплотнено медным кольцом 15. В радиальном отверстии закреплен штуцер 13. Соединение уплотнено медным кольцом 14.

Крепление цилиндра 2 осуществляется посредством четырех колонн с гайками через соответствующие отверстия в бурте цилиндра 2.

Работает стенд ударный следующим образом. В режиме динамических испытаний: в исходном положении надштоковая полость соединена со сливом, а шток-клапан посредством кольцевого возвратного плунжера прижат конической запорной поверхностью к седлу. В подштоковую полость через штуцер подают жидкость под высоким давлением. Благодаря разности площадей поперечных сечений тела шток-клапана (на диаметр 200 мм) и подштоковой полости (на диаметр 230 мм) он прижимается запорной поверхностью к седлу. После достижения необходимого давления жидкости в подштоковой полости надштоковую полость разъединяют со сливом и в нее подают жидкость от гидростанции или подштоковой полости цилиндра. При достижении определенного давления, когда сила, действующая на шток-клапан вниз, превысит силу, действующую на шток-клапан вверх, последний отходит от седла и энергия, запасенная жидкостью в надштоковой и подштоковой полостях и металлическими частями, находящимися под давлением, высвобождается, толкая шток-клапан вниз, а седло с цилиндром и инерционным блоком вверх и, как следствие, передавая ударное нагружение испытываемому изделию. После падения давления жидкости в цилиндре (полость Д) шток-клапан и связанные с ним детали тормозятся специальным тормозным (поглощающим) устройством. Для подъема шток-клапана вверх подштоковую область соединяют со сливом, а жидкость под давлением подают через нижний штуцер цилиндра к кольцевому возвратному плунжеру. Далее рабочий цикл повторяют.

При работе стенда в режиме циклических (статических) испытаний жидкость под давлением подают в надштоковую полость цилиндра, вследствие чего шток-клапан начинает движение и воздействует на испытываемое изделие. После достижения рабочего хода надштоковая область соединяется со сливом и давление подается через нижний штуцер на кольцевой возвратный плунжер – происходит подъем шток-клапана вверх. Далее рабочий цикл повторяют.

При работе стенда в режиме ремонта принцип действия аналогичен режиму циклических испытаний, с тем отличием, что изделие может быть выдержано под давлением определенное время.

При этом для испытаний различного рода изделий при различных режимах можно варьировать такими параметрами стенда как: высота рабочего пространства стенда, ход шток-клапана, объем рабочей камеры, величина рабочего давления. При этом изменение объема рабочей камеры и величины рабочего давления дает возможность регулирования амплитуды, формы и времени действия ударного импульса, а также энергии удара.

Для анализа основных рабочих характеристик стенда в режиме динамических испытаний была разработана математическая модель. В данном случае математическая модель гидроупругого механизма спроектированного стенда выведена в предположении, что ход (разгона) приближения отсутствует либо довольно незначителен по сравнению с габаритами испытуемого изделия. В случае наличия хода приближения записывается система дифференциальных уравнений, соответствующих стадиям рабочего цикла с необходимыми начальными условиями.

При выводе модели будем задаваться необходимыми исходными данными, взятыми из конструкции стенда.

В общем виде модель будет записана следующим образом (1):

$$Ma = F_{дв} - F_{пр} - F_{тр} + Mg, \quad (1)$$

где M – масса движущихся частей;

$a = \ddot{x}$ – ускорение шток-клапана (от хода шток-клапана x);

$F_{дв}$ – движущая сила;

$F_{пр}$ – сила противодействия, создаваемая поглощающим аппаратом;

$F_{тр}$ – суммарная сила трения движению шток-клапана.

Движущая сила (2):

$$F_{дв} = \frac{\pi}{4} d^2 p. \quad (2)$$

Сила противодействия (3):

$$F_{пр} = kx, \quad (3)$$

где $k = 25 \cdot 10^6$ Нмм – коэффициент сопротивления аппарата;

x – координата перемещения шток-клапана.

Сила трения в уплотнениях (4):

$$F_{TP} = f\pi dbp, \quad (4)$$

где $f = 0,1$ – коэффициент трения;

$d = 200$ мм – диаметр шток-клапана;

$b = 80$ мм – высота уплотнения;

p – давление жидкости в гидроцилиндре.

При этом выберем закон изменения давления по формуле (5):

$$p = \frac{1}{c}(E_0 + cp_1) \cdot \left(\frac{V}{V + Sx}\right)^c - \frac{E_0}{c}, \quad (5)$$

где E_0 – модуль объемной упругости рабочей жидкости;

S – площадь поперечного сечения шток-клапана;

V – объем рабочей жидкости;

c – угловой коэффициент.

Тогда дифференциальное уравнение (1) примет вид (6):

$$Ma = \frac{\pi}{4} d^2 \left(\frac{E_0 + cp_1}{c} \left(\frac{V}{V + Sx} \right)^c - \frac{E_0}{c} \right) - kx - f\pi db \left(\frac{E_0 + cp_1}{c} \left(\frac{V}{V + Sx} \right)^c - \frac{E_0}{c} \right) + Mg. \quad (6)$$

В качестве рабочей жидкости было выбрано масло минеральное АМГ-10, имеющие следующие характеристики: при температуре 20°C $E_0 = 1680$ МПа, $c = 12,8$ [11].

Решая данное уравнение с учетом вышеуказанных данных можно получить графики скорости и перемещения шток-клапана за время действия ударного импульса (рис. 2).

Из графика определено, что максимальная скорость составила 30 м/с, время процесса равно 6,5 мс, нулевая скорость соответствует ходу шток-клапана в 120,66 мм, что в данном случае говорит о необходимости применения тормозного устройства.

Испытания были проведены на модели подобного ударного стенда (рис. 3).

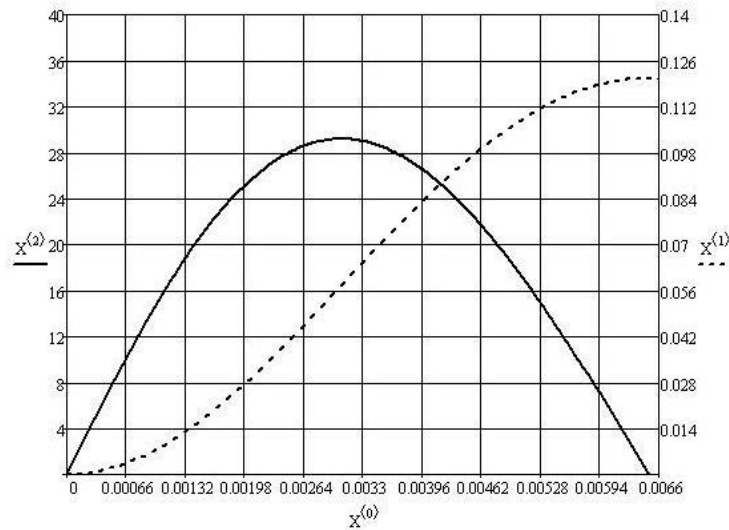
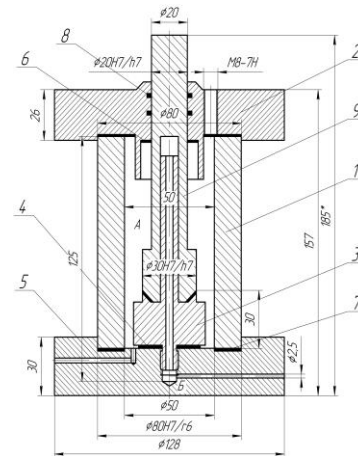


Рис. 2. Графики изменения хода и скорости шток-клапана



а)



б)

Рис. 3. Экспериментальная модель: а - стенд ударный; б - устройство ударного нагружения стенда ударного: 1-гидроцилиндр; 2-верхняя поперечина; 3-седло специальное; 4, 6, 7-уплотнения; 5-нижняя поперечина; 8-кольцевое уплотнение; 9-шток-клапан

В целом экспериментальные данные подтвердили значения характеристик, полученных по приведенной математической модели, и позволяют рекомендовать ее для расчетов параметров подобного стенда.

Выводы. В результате проведенной работы была разработана конструктивная схема ударного стенда на базе гидроупругого механизма для статико-динамических испытаний поглощающих аппаратов грузовых и пассажирских железнодорожных вагонов, деталей и узлов механизмов. Предложена и испытана на модели подобного стенда математическая модель стенда, позволяющая определить и уточнить рабочие характеристики подобных стендов. Такие стенды могут использоваться

для испытаний изделий, деталей и узлов машин и других видов техники, что позволяет обеспечить повышение их надежности, качества и экономичности.

ЗАМЕНИТЬ НА ОСНОВНОЙ СПИСОК!!!

1. Назилин, С.В. Ударные стенды многократного действия производства фирмы Elstar [электронный ресурс] // Технологии в электронной промышленности. – 2008. – № 5. – Режим доступа: http://www.tech-e.ru/2008_5_74.php.

2. Ударные стенды производства США и Японии : каталог [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://assemrus.ru/oborudovanie/isyttatelnoe-oborudovanie /udarnye-stendy>.

3 Ударные стенды компании STI [электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.sovtest.ru/ru/type_eq/isyttaniya/mekhanicheskie-isyttaniya/uda-0.

4 Роганов Л.Л., Соколов Л.Н., Тарасов А.Ф. Импульсные машины ударного действия с гидроупругим приводом / Обработка металлов в машиностроении. – Харьков: Вища школа, 1982. – Вып. 18 – С. 79-83.

5 А.с. 912386 СССР. Импульсный привод машины ударного действия / Л.Н. Соколов, К.К. Диамантопуло, Л.Л. Роганов. – Оpubл. 15.03.82, Б. №10. – С.59.

6 А.с. 1747980 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, А.К. Савинков. – Оpubл. 15.07.92, Б. №26.

7 Совершенствование технологий и машин для разных отраслей машиностроения на основе развития гидроупругих и клиношарнирных механизмов. / Роганов Л.Л. // Обработка материалов давлением. – Краматорск, ДГМА, 2011, №2(27), С. 163-168.

8 Исследование, разработка и внедрение опытной пресс-молотовой установки с гидроимпульсным приводом для статико-динамического деформирования металлических порошков и порошковых заготовок: Отчет о НИР (Х44-83) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 0183.0073430; Инв. № 0285.0089445. – Краматорск, 1986. – 87с.

9 Исследование и внедрение высокоскоростной резки движущихся труб на машине ударного действия с гидроимпульсным приводом: Отчет о НИР (Х34-80) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 800.68067; Инв. № 0282.0068572. – Краматорск, 1982. – 90с.

10 А.с. 530724 СССР. Гидропружинный молот / Л.Л. Роганов. – Оpubл. 05.10.76, Б. №37 / Открытия. Изобретения. – 1976. - №37. – С.20.

11 Прокофьева В.Н. Машиностроительный гидропривод / В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.

2.8. СТЕНД С ВЕРТИКАЛЬНЫМ ПЕРЕДНИМ ФРОНТОМ

Целью модели является создание ударного стенда, позволяющего получить импульсы с вертикальным передним фронтом, и повысить КПД гидроупругих приводов.

Исходя из этого, была разработана конструкция гидроупругого привода с гидрозахватом. Конструктивная схема гидроупругого привода с гидрозахватом представлена на рис. 1.

Конструктивно гидропривод выполнен из 2-х самостоятельных сборочных единиц: гидрозахвата 1 и гидравлического привода 2. Гидрозахват – сварной цилиндрический корпус 10 с вареным в него вкладышем 11. Внешняя поверхность вкладыша 11 образует с внутренней поверхностью корпуса 10 гидравлическую полость. В полость, образованную внешней поверхностью штока 3 и внутренней поверхностью вкладыша 11, помещены четыре тормозные колодки 4.

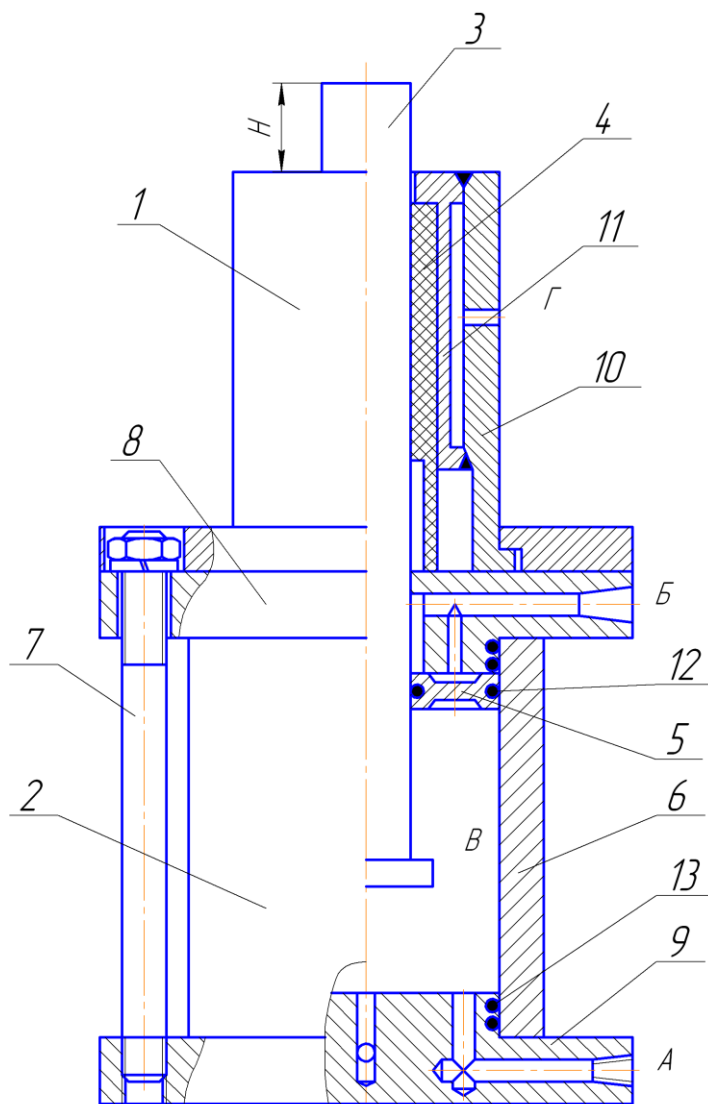
Гидравлический привод 2 выполнен в виде толстостенного гидравлического цилиндра, состоящего из цилиндра 6, закрытого верхней 8 и нижней 9 крышками, стянутыми четырьмя шпильками 7. В цилиндре размещен шток 3 с плавающим на нем плунжером 5.

Плунжер 5 служит для установки штока 3 на расчетное значение высоты путем подачи давления в полость Б. Плунжер со стороны стенки 6 и штока 3 уплотнен резиновыми кольцами 12. Верхняя и нижняя крышки 8 и 9 по цилиндру 6 уплотнены кольцами 13.

Полость гидропривода В, образованная внутренними поверхностями цилиндра 6, крышек 8 и 9 и поверхностью штока 3, является своеобразным аккумулятором энергии сжатой жидкости.

В исходном положении шток 3 размещен на расчетной высоте Н. В полость Г от насосной гидравлической установки подается расчетное давление. Давление через тонкостенную оболочку вкладыша 11 передает усилие через колодки 4 на шток 3 и зажимает его. При достижении заданного давления электрический датчик включает насос на подачу жидкости в магистраль А. Давление в полости В повышается, энергия сжатой жидкости возрастает и при достижении заданного давления электрический датчик включает насос на подачу жидкости в магистраль А. Давление в полости В повышается, энергия сжатой жидкости повышается и при достижении заданного давления электрический датчик давления подает сигнал на сброс давления из полости Г гидрозахвата. Тормозные колодки 4 освобождают шток 3 и он движется под действием давления

зарядки вверх. После активного хода шток 3 за счет разряжения жидкости в камере В тормозится.



1-гидрозахват; 2-гидравлический привод; 3-шток; 4-тормозные колодки; 5-плунжер; 6-цилиндр; 7-шпилька; 8-верхняя крышка; 9-нижняя крышка; 10-цилиндрический корпус; 11-вкладыш; 12, 13-резиновые кольца

Рисунок 1 – Гидроупругий привод с гидрозахватом

Для приведения гидропривода в исходное положение необходимо подать давление в полость Б. Под давлением плунжер 5 перемещается вниз, захватывая с собой шток 3. При достижении расчетной высоты H , давление в полости Б сбрасывается и подается давление в полость Г гидрозахвата. Далее цикл повторяется.

Рассмотрим параметры гидропривода с гидрозахватом, которые являются первостепенными при проектировании гидропривода, к ним относятся: величина давления в гидрозахвате, необходимая для удержания

штока гидропривода, время срабатывания гидрозахвата, отношение величин времени срабатывания гидрозахвата.

Величина давления в гидрозахвате, необходимая для удержания штока гидропривода, является одной из самых важных величин, необходимых для проектирования гидропривода с гидрозахватом.

На рис. 2 изображена схема сил, действующих на шток гидропривода при торможении. Для удержания штока необходимо, чтобы выполнялось следующее условие (1):

$$F \leq F_{TP}, \quad (1)$$

где F – сила, действующая на шток;

F_{TP} – сила трения, удерживающая шток от перемещения.

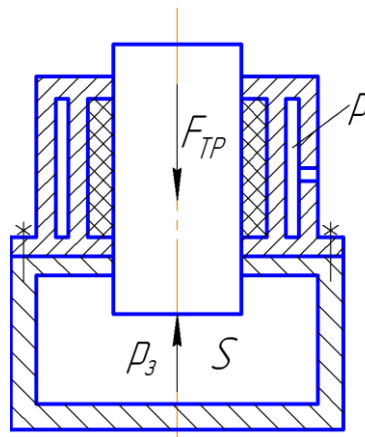


Рисунок 2 – Расчетная схема

Выражая силы через параметры гидропривода и коэффициент трения f , получим (2):

$$p_3 S \leq p S_T f ;$$

$$p \geq p_3 \frac{S}{S_T f} ; \quad (2)$$

$$p \geq p_3 \frac{D}{4 f h},$$

где p – давление в гидрозахвате;

p_3 – давление зарядки аккумулятора гидропривода;

f – коэффициент трения тормозной колодки;

D – диаметр шток-поршня гидропривода; h – высота тормозной колодки.

Время срабатывания гидрозахвата.

Под ним мы будем понимать время падения давления в полости гидрозахвата после подачи сигнала на сброс давления. Поскольку сжатие (расширение) жидкости подчинено линейному закону, естественно предположить, что время срабатывания гидрозахвата будет подчинено закону (3):

$$t = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_1 V_0}{ES^2}}, \quad (3)$$

где m_1 – масса жидкости сжимаемая в гидрозахвате;

V_0 – объем сжимаемой в гидрозахвате жидкости;

E – модуль объемной упругости жидкости;

S – площадь поперечного сечения гидропривода, через которую сбрасывается давление из гидрозахвата.

Выразив площадь через диаметр, окончательно получим (4):

$$t = \frac{2}{d^2} \sqrt{\frac{m_1 V_0}{E}}. \quad (4)$$

Отношение величин времени срабатывания гидрозахвата.

Эта величина характеризует интенсивность нарастания переднего фронта ускорения в долях времени протекания процессов расширения жидкости в гидроупругом приводе (5):

$$\tau = \frac{t_{Г.З}}{t_{Г.П}} = \frac{d_{Ш}^2}{d_{Г.З}^2} \sqrt{\frac{m_{Г.П} \cdot V_{0Г.З}}{m_{Г.З} \cdot V_{0Г.П}}}, \quad (5)$$

где $d_{Ш}$ – диаметр штока гидропривода;

$d_{Г.З}$ – диаметр трубопровода гидрозахвата, через который производится сброс давления.

Определим эту величину для гидропривода по приблизительным параметрам: диаметр штока гидропривода $d_{Ш} = 40$ мм; диаметр трубопровода гидрозахвата $d_{Г.З} = 6$ мм; масса жидкости в гидрозахвате $m_{Г.З} = 40$ кг; масса подвижных частей гидропривода $m_{Г.П} = 0,05$ кг; объем

сжимаемой жидкости в гидрозахвате $V_{0Г.З} = 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; объем жидкости в гидроприводе $V_{0Г.П} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

$$\tau = \frac{0,04^2}{0,006^2} \sqrt{\frac{0,05 \cdot 50 \cdot 10^{-6}}{40 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}} = 0,25.$$

Таким образом, время нарастания переднего фронта у гидропривода с указанными параметрами составит 0,25 от времени расширения жидкости, или времени действия ударного ускорения. Испытания проведенные на модели подобного ударного стенда в целом подтвердили интенсивность роста переднего фронта ускорений.

ВЫВОДЫ

Разработанная конструкция ударного стенда обеспечивает расширение технологических и эксплуатационных возможностей за счет регулирования амплитуды, формы и времени действия ударного импульса и позволяет получить импульсы с почти вертикальным передним фронтом, повысить КПД гидроупругих приводов. В результате теоретических исследований нагрузочной способности гидрозахвата при постоянном давлении в его полости было установлено, что усилие, необходимое для перемещения зажатого плунжера, изменяется от цикла к циклу, что связано с возможностью изменения величин сил трения в удерживающих устройствах. Их стабилизация является задачей дальнейших исследований [статья].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 Совершенствование технологий и машин для разных отраслей машиностроения на основе развития гидроупругих и клиношарнирных механизмов. / Роганов Л.Л. // *Обработка материалов давлением*. – Краматорск, ДГМА, 2011, №2(27), С. 163-168.

2 А.с. 912386 СССР. Импульсный привод машины ударного действия / Л.Н. Соколов, К.К. Диамантопуло, Л.Л. Роганов. – Оpubл. 15.03.82, Б. №10. – С.59.

3 Обзорное исследование в области конструкций ударных стендов / Роганов Л.Л., Роганов М.Л., Пыц В.Я., Грановский А.Е. // *Электронный Вестник ДГМА, Краматорск, ДГМА, 2011, № (), С.*

4 А.с. 1747980 СССР, G01M7/08. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, А.К. Савинков. – Оpubл. 15.07.92, Б. №26.

5 А.с. 1826003 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, А.К. Савинков. – Оpubл. 26.11.90, Б. №25 / *Открытия. Изобретения*. – 1990. - №25. – С. 63.

6 А.с. 1716357 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов. – Оpubл. 02.01.90, Б. №8 / *Открытия. Изобретения*. – 1990. - №8. – С. 171.

3 ТЕОРЕТИЧЕСКИ-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОУПРУГОГО ПРИВОДА

3.1. Уточнение зависимостей для основных характеристик гидроупругого привода

При создании гидроупругих приводов для ударных стендов и других машин ударного действия исходными характеристиками для их проектирования являются пиковое значение ударного ускорения, время его действия, форма импульса. Перечисленные характеристики подробно анализируются в разделе, связанном с математическим моделированием.

Рассмотрим возможности уточнения таких важных характеристик, как величина аккумулируемой при сжатии рабочей жидкости энергии и ход подвижных частей привода на этапе формирования импульса ударного ускорения, который в дальнейшем будем называть активным ходом подвижных частей привода.

Названные характеристики являются функциями основных параметров гидроупругого привода: рабочего давления, объема деформируемой жидкости, рабочей площади плунжера, модуля объемной упругости жидкости и массы подвижных частей.

Энергия упругой деформации рабочей жидкости.

Известна приближенная зависимость для определения величины энергии, накапливаемой рабочей жидкостью при ее сжатии [81]:

$$W = \frac{1}{2} \cdot \frac{p_P^2 V}{E}. \quad (3.1)$$

При определении величины энергии по формуле (3.1) полагают, что модуль объемной упругости не зависит от давления рабочей жидкости.

Экспериментально было установлено [82, 83], что модуль объемной упругости как изотермический E_T , так и адиабатический E_A линейно возрастают с увеличением давления:

$$E_T = E_{T0} + c_T p; \quad E_A = E_{A0} + c_A p. \quad (3.2)$$

Всегда $E_{A0} > E_{T0}$. Например, для масла АМГ-10 при температуре 20°C $E_{A0} = 1680 \text{ МПа}$, $c_A = 12,8$; $E_{T0} = 1500 \text{ МПа}$, $c_T = 12,7$ [84].

В Донбасской государственной машиностроительной академии [39] были также проведены эксперименты, подтверждающие линейную зависимость модуля упругости от давления, для ряда минеральных масел (АМГ-10, МГЕ-10А, И-20А, И-40А).

Выражение (3.1) для величины энергии может быть уточнено, если в качестве модуля объемной упругости принимать не минимальное или максимальное его значение для заданного перепада давления, а среднее для этого интервала значение:

$$E_{cp} = E_0 + cp_{cp},$$

где $p_{cp} = 0,5p_1$ (p_1 – давление зарядки); $E_0 = E_{A0}$ (считаем, что процесс высвобождения энергии деформированной жидкости происходит без теплообмена с окружающей средой).

Тогда величина энергии может быть определена по формуле:

$$W = \frac{1}{2} \cdot \frac{p_p^2 V}{E_{cp}}. \quad (3.3)$$

Если же воспользоваться дифференциальной зависимостью [83]:

$$dp = -E(dV/V), \quad (3.4)$$

где $E = E_0 + cp$, то получим дифференциальное уравнение

$$dp = -(E_0 + cp) \frac{dV}{V}.$$

Разделяем переменные и интегрируем выражение

$$\int_{p_1}^p \frac{dp}{E_0 + cp} = - \int_{V_1}^V \frac{dV}{V}.$$

Здесь p_1 – максимальное давление зарядки рабочей жидкости; V_1 – объем рабочей камеры; c – угловой коэффициент.

После интегрирования получаем:

$$\frac{E_0 + cp}{E_0 + cp_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^c. \quad (3.5)$$

Тогда закон изменения давления будет иметь вид:

$$p = \frac{1}{c} \cdot (E_0 + cp_1) \cdot \left(\frac{V_1}{V}\right)^c - \frac{E_0}{c}. \quad (3.6)$$

Энергия упругой деформации жидкости:

$$W = \int_V^{V_1} p dV = \frac{V_1}{c} \left\{ \frac{E_0 + cp_1}{(c-1)} \left[\left(\frac{V_1}{V}\right)^{c-1} - 1 \right] - E_0 \left(1 - \frac{V}{V_1}\right) \right\}. \quad (3.7)$$

Заменяя в полученной зависимости (3.7) отношение объемов выражением из формулы (3.5), получим (3.8):

$$W = \frac{E_0 V_1}{c} \left\{ \frac{E_0 + cp_1}{E_0 (c-1)} \left[\left(\frac{E_0 + cp}{E_0 + cp_1}\right)^{\frac{c-1}{c}} - 1 \right] - \left[1 - \left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp}\right)^{\frac{1}{c}} \right] \right\}. \quad (3.8)$$

Проведем сравнительный анализ результатов определения величины энергии деформации в зависимости от давления для масла АМГ-10, используя данные работы [83] для начального модуля $E_0=1325$ МПа и коэффициента $c=14,436$. При вычислении энергии по формуле (3.1) принимаем $E=E_0$. Если обозначить энергию упругой деформации, определяемую по формуле (3.1) через W_1 , а определяемую по зависимостям (3.3) и (3.8) соответственно через W_2 и W_3 , то величины абсолютных погрешностей будут соответственно:

$$\Delta W_{21} = W_2 - W_1; \quad \Delta W_{31} = W_3 - W_1; \quad \Delta W_{32} = W_3 - W_2.$$

Соответствующие относительные погрешности:

$$\Delta_{21} = \frac{\Delta W_{21}}{W_2}; \quad \Delta_{31} = \frac{\Delta W_{31}}{W_3}; \quad \Delta_{32} = \frac{\Delta W_{32}}{W_3}.$$

Результаты вычислений погрешностей приведены в прил. Б, табл. Б.1 и представлены на графике (рис. Б.1).

Из анализа графиков следует, что с увеличением давления величины относительных погрешностей растут, но с различной интенсивностью. Следовательно, если наиболее точные результаты вычисления энергии по формуле (3.8), то вычисления по формуле (3.3) дают относительную погрешность не превышающую 3,9% для давлений до 50МПа и 8,2% для давлений до 300МПа. Если же сравнивать результаты вычислений по формулам (3.8) и (3.1), то величины погрешностей оказываются значительно большими и составляют для тех же давлений 23,7% и 131,7%.

Активный ход подвижных частей привода.

Говоря об активном ходе подвижных частей гидроупругого привода будем иметь в виду перемещение плунжера и других связанных с ним элементов привода, имеющее место при расжатии предварительно сжатой жидкости до недеформированного состояния.

Для вывода формулы, определяющей величину активного хода плунжера, воспользуемся зависимостью для модуля объемной упругости жидкости:

$$E = -\frac{\Delta p}{\Delta V} V_1, \quad (3.9)$$

где Δp – изменение давления; ΔV – изменение объема V_1 .

Принимая в выражении (3.9) изменение давления равным давлению зарядки $\Delta p = p_1$, а изменение объема равным произведению активного хода h_1 на площадь S поперечного сечения плунжера ($\Delta V = -h_1 S$), получим:

$$h_1 = \frac{p_1 V_1}{E_0 S}. \quad (3.10)$$

В формуле (3.9) модуль объемной упругости принят постоянным и равным начальному модулю E_0 .

Если в выражении (3.9) начальный модуль E_0 заменить средним E_{cp} , то получим следующую зависимость для активного хода h_2 :

$$h_2 = \frac{p_1 V_1}{E_{cp} S}. \quad (3.11)$$

С учетом зависимостей модуля объемной упругости от давления (3.2) формула (3.12) примет вид:

$$h_3 = \frac{p_1 V_1}{(E_0 + cp_1) S}. \quad (3.12)$$

Для вывода более точной зависимости, чем (3.10) – (3.12), воспользуемся выражением (3.6), в котором конечное значение давления равно атмосферному $p = p_a$, а объем $V = V_1 + h_4 S$. Тогда величину активного хода можно определить по формуле:

$$h_4 = \frac{V_1}{S} \left[\left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp_a} \right)^{\frac{1}{c}} - 1 \right]. \quad (3.13)$$

Для определения точности формул (3.10) – (3.12) по сравнению с наиболее точной формулой (3.13) и рабочего диапазона для каждой из них, найдем величины относительных погрешностей:

$$\Delta_1 = \frac{h_4 - h_1}{h_4} = 1 - \frac{p_1}{E_0 \left[\left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp_a} \right)^{1/c} - 1 \right]}; \quad (3.14)$$

$$\Delta_2 = \frac{h_4 - h_2}{h_4} = 1 - \frac{p_1}{E_{cp} \left[\left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp_a} \right)^{1/c} - 1 \right]}; \quad (3.15)$$

$$\Delta_3 = \frac{h_4 - h_3}{h_4} = 1 - \frac{p_1}{(E_0 + cp_1) \left[\left(\frac{E_0 + cp_1}{E_0 + cp_a} \right)^{1/c} - 1 \right]}. \quad (3.16)$$

Произведем вычисления по формулам (3.14) – (3.16) для масла АМГ-10 в интервале давлений 2...300 МПа. Результаты вычислений приведены

в прил. Б в виде табл. Б.2 по данным таблицы построены графики (рис. Б.2).

Анализ полученных зависимостей (3.10) – (3.12), результаты вычислений по формулам (3.14) – (3.16) относительных погрешностей Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 позволяет сделать вывод о том, что точность определения величины активного хода уменьшается с ростом давления при использовании любой из формул. Формула (3.10) во всем интервале давлений дает завышенные по сравнению с уточненной формулой (3.13) результаты. Упрощенная формула (3.10) практически может быть использована в интервале давлений от 2,5 до 10 МПа, для которого относительная погрешность по модулю не превышает 5%. Формула (3.11) для рабочих давлений меньших 20 МПа дает завышенные результаты, а для больших давлений – заниженные. Интервал рабочих давлений для данной формулы лежит в пределах 2,5...120 МПа. Приближенная зависимость (3.12) позволяет получать значения активного хода с удовлетворительной точностью при давлениях от 2 до 6 МПа (завышенные), от 6 до 16 МПа (заниженные).

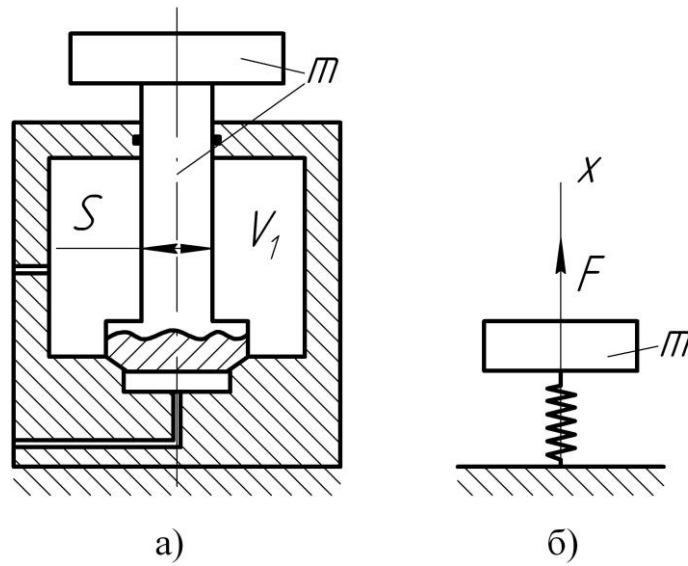
3.2. Математические модели ударного стенда на базе гидроупругого привода

В данном случае математическая модель создана для имеющейся модели ударного стенда, и она является одномассовой. Одномассовая модель рассматривается в предположении, что амортизаторы отсутствуют – основание жестко связано с фундаментом, а упругие элементы, соединяющие штоки тормозных цилиндров с платформой заменены недеформированными элементами. При этом модель ударного стенда имеет вид, представленный на рис. 3.1 а, расчетная схема такой модели представлена на рис. 3.1 б.

Дифференциальное уравнение движения плунжера имеет вид (3.17):

$$m\ddot{x} = pS, \quad (3.17)$$

где m – масса плунжера и других подвижных частей;
 \ddot{x} – вторая производная от координаты плунжера x (ускорение плунжера);
 p – давление жидкости в рабочей камере;
 S – площадь поперечного сечения плунжера.



а – одномассовая модель; б – расчетная схема

Рисунок 3.1 – Расчетные схемы ударного стенда

Данной модели соответствует закон изменения давления, полученный из зависимости (3.3) при условии, что модуль объемной упругости рабочей жидкости есть величина постоянная, не зависящая от давления, измеренная при давлении 0,1 МПа:

$$p = p_1 - E_0 \frac{S}{V_0} x, \quad (3.18)$$

где p_1 – начальное давление рабочей жидкости при срабатывании привода;

E_0 – модуль упругости жидкости при температуре 20 °С и давлении $p_a = 0,1$ МПа;

V_0 – объем сжимаемой жидкости.

Дифференциальное уравнение (3.17) с учетом закона изменения давления (3.18) примет вид:

$$m\ddot{x} = p_1 S - E_0 \frac{S^2}{V_0} x. \quad (3.19)$$

Если же принять, что давление в рабочей камере при срабатывании привода изменяется по закону:

$$p = p_1 - E_{cp} \frac{S}{V_0} x, \quad (3.20)$$

где $E_{cp} = 0,5(E_0 + E_1)$ – среднее значение модуля упругости в интервале давлений от p_a до p_1 .

То математическая модель примет вид:

$$m\ddot{x} = p_1 S - E_{cp} \frac{S^2}{V_0} x. \quad (3.21)$$

Пологая в формуле (3.9) линейную зависимость модуля объемной упругости от давления (3.2), получаем выражение:

$$V_0(\Delta p / \Delta V) = -(E_0 + cp),$$

где $\Delta p = p - p_1$ – изменение давления;

$\Delta V = xS$ – изменение объема рабочей жидкости при расширении.

В этом случае закон изменения давления:

$$p = (p_1 V_0 - E_0 S x) / (V_0 + c x S). \quad (3.22)$$

А дифференциальное уравнение движения плунжера (3.17) примет вид:

$$m\ddot{x} = S(p_1 V_0 - E_0 S x) / (V_0 + c x S). \quad (3.23)$$

Если закон изменения давления принять согласно формуле (3.6), то дифференциальное уравнение движения плунжера будет следующим:

$$m\ddot{x} = \frac{S}{c} \left[(E_0 + c p_1) \left(\frac{V_1}{V} \right)^c - E_0 \right],$$

где $V = V_1 + Sx$ – общий объем жидкости при достижении давления p_1 .

Тогда окончательно получаем уравнение (3.24):

$$m\ddot{x} = \frac{S}{c} \left[(E_0 + cp_1) \left(\frac{V_1}{V_1 + Sx} \right)^c - E_0 \right]. \quad (3.24)$$

Для анализа разработанных математических моделей дифференциальные уравнения (3.19), (3.21), (3.23) и (3.24) решаются методом Рунге-Кутты с применением ЭВМ.

В качестве исходных данных для расчета были взяты параметры физической модели ударного стенда: объем рабочей камеры $V_1 = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; диаметр плунжера $d = 20 \text{ мм}$; масса подвижных частей $m = 0,793 \text{ кг}$; модуль объемной упругости для масла МГЕ-10А при атмосферном давлении $E_0 = 1550 \text{ МПа}$; угловой коэффициент в зависимости $E = f(p)$ $c = 13,14$.

Для анализа рассмотрим два дифференциальных уравнения математической модели (3.19), обозначив ее №1 и (3.24), обозначив №4, из которых уравнение (3.24) является более точным.

Расчет производим для давлений 3, 7 и 10 МПа в интервале времени от 0 до 4 мс. Результаты расчетов приведены в табл. В.1.

По данным расчетов построены графики ударного ускорения, которые представлены на рис. В.1 (см. прил. В). Графики активного хода и скорости подвижных частей при давлении 10 МПа для модели №1 и №4 представлены на рис. В.2 (см. прил. В).

Из анализа графиков и результатов следует, что модели дают очень близкие значения по определению ускорения, а также хода и скорости. Следует отметить, что различия в результатах расчета увеличиваются с ростом давления в рабочей камере, что в свою очередь дает сделать вывод о более рациональном использовании модели №4 для расчетов при высоких давлениях. Из анализа графиков хода и скорости можно сделать вывод, что упрощенная модель №1 дает заниженные значения величины хода и скорости по сравнению с более точной моделью №4. Завышенные значения ускорений можно объяснить отсутствием сил сопротивления, гидравлического сопротивления, трения и испытуемого изделия либо эквивалента масс.

3.3 Вывод закономерностей изменения переднего фронта импульса ударного нагружения

Большинство математических моделей ударных стендов создаются в предположении, что при срабатывании гидроупругого привода давление разжимающейся жидкости начинает мгновенно действовать на всю площадь плунжера. При этом отсутствует передний фронт импульса ударного ускорения и начальному моменту формирования импульса соответствует максимальное значение ускорения.

Однако, поскольку разгерметизация торцевого уплотнения (рис. 3.2) начинается после выравнивания усилий, действующих на кольцевой буртик плунжера со стороны рабочей камеры и на его нижний торец со стороны управляющей полости, а давление в это время в рабочей камере и управляющей полости различны, то на выравнивание давлений потребуется определенное время. Это время и определяет длительность переднего фронта импульса ударного ускорения, создаваемого при разгоне плунжера.

Дифференциальное уравнение движения плунжера (без учета сил сопротивления) на этапе формирования переднего фронта импульса ударного ускорения имеет вид (3.25):

$$m\ddot{x} = p_2 S_2 - p_1 S_1 - mg, \quad (3.25)$$

где m – масса подвижных частей привода;

\ddot{x} – вторая производная от координаты x плунжера (ускорение);

p_1 , p_2 – давления в рабочей камере и управляющей полости соответственно;

S_1 – площадь кольцевого буртика на плунжере;

S_2 – площадь нижнего торца плунжера ($S_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$, $S_2 = \frac{\pi}{4}D^2$).

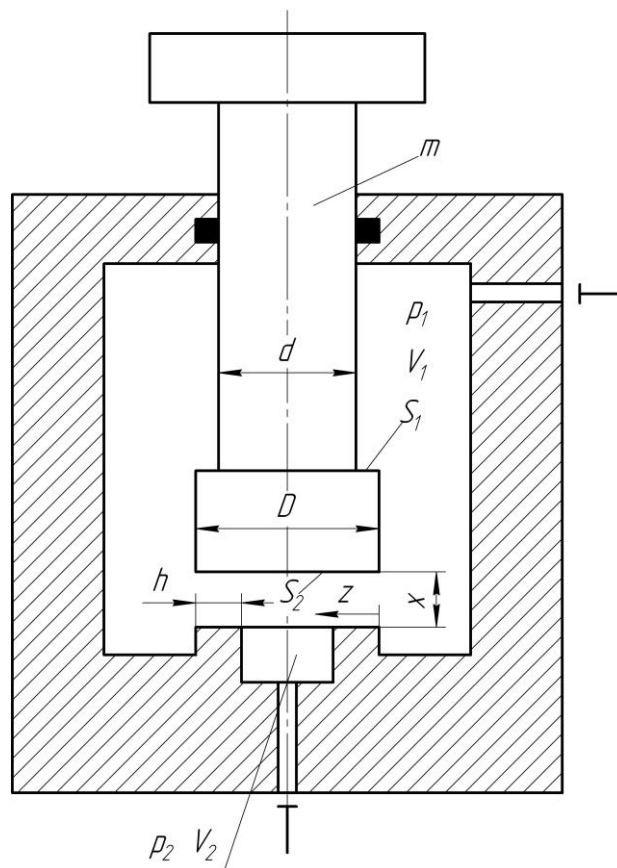


Рисунок 3.2 – Схема ударного стенда для формирования одиночных ударных импульсов

Уравнения состояния рабочей жидкости в рабочей камере и управляющей полости при постоянной температуре соответственно имеют вид (3.26):

$$\begin{aligned} dV_1 &= -\frac{V_{10}}{E} dp_1; \\ dV_2 &= -\frac{V_{20}}{E} dp_2, \end{aligned} \quad (3.26)$$

где E – модуль объемной упругости рабочей жидкости;

V_{10} , V_{20} – объемы жидкости, сжимаемой в рабочей камере и управляющей полости соответственно.

При выдвигении плунжера в результате срабатывания гидроупругого привода площадь кольцевой поверхности, через которую втекает рабочая жидкость в управляющую полость из рабочей камеры, равны (3.27):

$$S = \pi D x. \quad (3.27)$$

Обозначим ширину перегородки между рабочей камерой и управляющей полостью через h , а координату перемещающейся в радиальном направлении жидкости через z . Тогда дифференциальное уравнение движения перетекающей жидкости можно представить в виде (3.28):

$$\frac{d(m_{жс} \dot{z})}{dt} = S(p_1 - p_2), \quad (3.28)$$

где $m_{жс} = \rho S h$ – масса перетекающей жидкости;

ρ – плотность жидкости.

Изменения объемов жидкости V_1 и V_2 соответственно равны (3.29):

$$\begin{aligned} dV_1 &= \pi D x dz + \pi D z dx - S_1 dx; \\ dV_2 &= -\pi D x dz - \pi D z dx + S_2 dx. \end{aligned} \quad (3.29)$$

Из уравнений (3.26) и (3.29) получим следующие выражения (3.30):

$$\begin{aligned} dp_1 &= -\frac{E}{V_{10}} (\pi D x dz + \pi D z dx - S_1 dx); \\ dp_2 &= \frac{E}{V_{20}} (\pi D x dz + \pi D z dx - S_2 dx). \end{aligned} \quad (3.30)$$

Почленно проинтегрировав уравнения (3.30) по dt будем иметь законы изменения давления в соответствующих полостях (2.31):

$$p_1 = -\frac{E}{V_{10}} (\pi D x z - S_1 x) + p_{10}; \quad p_2 = \frac{E}{V_{20}} (\pi D x z - S_2 x) + p_{20}, \quad (3.31)$$

где p_{10} и p_{20} – начальные значения давлений в рабочей камере и управляющей полости соответственно.

После подстановки в исходное уравнение (3.25) полученные выражения (3.31) будем иметь уравнение (3.32):

$$m\ddot{x} = \frac{ES_2}{V_{20}}(\pi Dxz - S_2x) + \frac{ES_1}{V_{10}}(\pi Dxz - S_1x) + p_{20}S_2 - p_{10}S_1 - mg. \quad (3.32)$$

Аналогично из уравнения (3.28) после интегрирования по времени и подстановки p_1 и p_2 из (3.31), получаем еще одно дифференциальное уравнение (3.33):

$$\rho h(\ddot{z}x + \dot{z}\dot{x}) = x \left(\frac{E}{V_{10}}(-\pi Dxz + S_1x) + \frac{E}{V_{20}}(-\pi Dxz + S_2x) - p_{20} + p_{10} \right). \quad (3.33)$$

В результате совместного решения дифференциальных уравнений второго порядка (3.32) и (3.33) могут быть определены законы изменения ускорения и скорости, а также закон движения плунжера.

Начальные условия движения механической системы при $t = 0$:

$$x_0 = \varepsilon, \quad \dot{x}_0 = 0, \quad z_0 = 0, \quad \dot{z}_0 = 0.$$

Моменту завершения формирования переднего фронта импульса ударного ускорения соответствует момент времени движения системы, при котором наступает выравнивание давлений в рабочей камере и управляющей полости, то есть при $p_1 = p_2$. Дифференциальные уравнения были решены применительно к модели ударного стенда. Результаты расчетов при изменении рабочего давления и объема управляющей полости приведены в прил. Г на рис. Г1-Г3.

Анализ результатов расчетов и графиков говорит о том, что с увеличением давления в рабочей камере растет пиковое значение ударного ускорения и длительность нарастания переднего фронта, при увеличении объема управляющей полости пиковое значение ударного ускорения уменьшается, а длительность нарастания переднего фронта увеличивается.

3.4. Трехмассовая математическая модель ударного стенда

Расчетная схема трехмассовой модели ударного стенда приведена на рис. 3.3 в предположении, что жесткость амортизаторов бесконечно велика, т.е. основание не имеет возможности перемещения относительно фундамента.

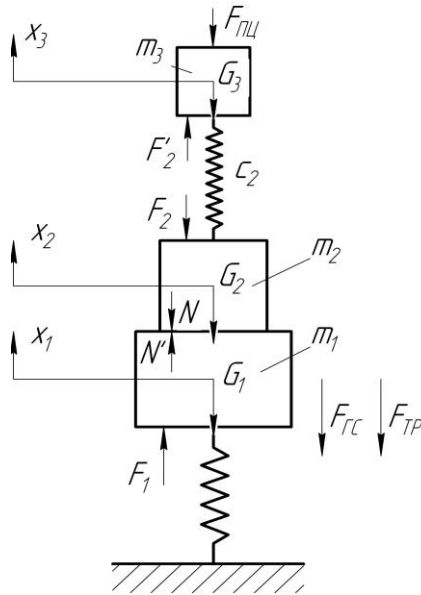


Рисунок 3.3 – Расчетная схема трехмассовой модели

Рассматриваемая механическая система состоит из следующих инерционных элементов: плунжер (масса m_1), платформа с испытуемым изделием (m_2), штоки с поршнями тормозных цилиндров (m_3). Веса соответствующих элементов равны $G_1 = m_1 g$, $G_2 = m_2 g$ и $G_3 = m_3 g$. Абсолютные координаты соответственно обозначены через x_1 , x_2 и x_3 .

Определим силы, действующие на систему.

Рабочая жидкость, разжимаясь, воздействует на плунжер с силой:

$$F_1 = pS, \quad (3.34)$$

где $p = \frac{1}{c} \cdot (E_0 + cp_1) \cdot \left(\frac{V}{V + Sx} \right)^c - \frac{E_0}{c}$ – закон изменения давления в рабочей камере.

Величина силы гидравлического сопротивления движению плунжера может быть определена зависимостью [85, 86] (3.35):

$$F_{ГС} = C_x \frac{\rho A}{2} \dot{x}_1 \quad (3.35)$$

где C_x – коэффициент лобового сопротивления;

ρ – плотность рабочей жидкости;

\dot{x}_1 – скорость плунжера.

Сила трения в уплотнениях (3.36):

$$F_{TP} = f\pi dbp, \quad (3.36)$$

где d – диаметр плунжера;

b – ширина уплотнения;

f – коэффициент трение.

Сила сопротивления движению штоков с поршнями тормозных пневмоцилиндров (3.37):

$$F_{ПЦ} = nS_{П}p_{П}, \quad (3.37)$$

где n – число пневмоцилиндров;

$S_{П}$ – площадь поршня пневмоцилиндра;

$p_{П}$ – давление в штоковой полости.

Сила упругости упругих элементов, соединяющих платформу со штоками пневмоцилиндров (3.38):

$$F_2 = F'_2 = nc_2(x_{02} + x_2 - x_3), \quad (3.38)$$

где c_2 – коэффициент жесткости упругого элемента;

x_{02} – величина статической деформации упругого элемента.

На первом этапе плунжер движется совместно с платформой и испытуемым изделием. Дифференциальные уравнения первого этапа имеет вид (3.39):

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{x}_1 &= F_1 - F_2 - F_{ГС} - F_{TP} - G_1 - G_2; \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1; \\ m_3\ddot{x}_3 &= F'_2 - F_{ПЦ} - G_3. \end{aligned} \quad (3.39)$$

Концу первого и начала второго этапа движения системы соответствует момент разделения масс m_1 и m_2 .

Движение системы на втором этапе описывается следующими дифференциальными уравнениями (3.40):

$$\begin{aligned} m_1\ddot{x}_1 &= F_1 - F_{ГС} - F_{TP} - G_1; \\ m_2\ddot{x}_2 &= -F_2 - G_2; \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = F'_2 - F_{\text{ПЦ}} - G_3.$$

Движение на третьем этапе характеризуется остановкой шток-клапана, масса m_1 , и описывается следующими дифференциальными уравнениями (3.41):

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 &= -F_2 - G_2; \\ m_3 \ddot{x}_3 &= F'_2 - F_{\text{ПЦ}} - G_3. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Исходные данные для расчета были взяты с ударного стенда СУ-2000 [31]: масса плунжера $m_1 = 652$ кг; масса платформы $m_{21} = 975$ кг и масса испытуемого изделия $m_{22} = 2000$ кг, тогда $m_2 = m_{21} + m_{22} = 2975$ кг; масса подвижных частей тормозных цилиндров ($n=4$) $m_3 = 386$ кг; объем рабочей камеры гидроцилиндра $V_0 = 49$ л; диаметры ступенчатого плунжера $d = 400$ мм и $D = 420$ мм; диаметр поршня тормозного пневмоцилиндра $D_n = 320$ мм; диаметр штока тормозного пневмоцилиндра $d_n = 80$ мм; давление жидкости в рабочей камере в момент срабатывания привода $p_1 = 100$ МПа; давление в штоковых полостях пневмоцилиндров $p_n = 0,4$ МПа; значение объемного модуля упругости жидкости $E_0 = 1680$ МПа; значение жесткости пружины $c_2 = 566700$ Н/м.

По результатам расчетов построены графики зависимостей скорости (см. прил. Г, рис. Г.4 – Г.6) и перемещения (см. прил. Г, рис. Г.7 – Г.9) подвижных частей (плунжера, платформы с испытуемым изделием и штоков тормозных пневмоцилиндров) от времени.

При рассмотрении соединения штоков тормозных пневмоцилиндров с платформой через серьги математическая модель примет следующий вид (3.42):

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3) \ddot{x}_1 &= F_1 - F_{\text{ГС}} - F_{\text{ТР}} - F_{\text{ПЦ}} - G_1 - G_2 - G_3; \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1 = \ddot{x}_3. \end{aligned} \quad (3.42)$$

Для варианта соединения штоков тормозных цилиндров с платформой посредством серьги были проведены аналогичные расчеты, результаты которых представлены в прил. Г на рис. Г.10-Г.14.

Математическая модель для СУ-500 имеет такой же вид, как и для СУ-2000 в виду одинаковых конструкций данных стендов.

Исходные данные: масса плунжера $m_1 = 265$ кг; масса платформы $m_2 = 890$ кг; масса испытуемого изделия $m_{22} = 500$ кг; масса подвижных частей тормозных цилиндров ($n=4$) $m_3 = 98$ кг; объем рабочей камеры гидроцилиндра $V_0 = 22$ л; диаметры ступенчатого плунжера $d = 280$ мм и $D = 304$ мм; диаметр поршня тормозного пневмоцилиндра $D_n = 200$ мм; диаметр штока тормозного пневмоцилиндра $d_n = 50$ мм; давление жидкости в рабочей камере в момент срабатывания привода $p_1 = 100$ МПа; давление в штоковых полостях пневмоцилиндров $p_n = 0,4$ МПа; значение объемного модуля упругости жидкости $E_0 = 1680$ МПа; значение жесткости пружины $c_2 = 397390$ Н/м.

По результатам расчетов построены графики зависимости скорости (см. прил. Г, рис. Г.15 – Г.17) и перемещения (см. прил. Г, рис. Г.18 – Г.20) подвижных частей (плунжера, платформы с испытуемым изделием и штоков тормозных пневмоцилиндров) от времени и ускорения плунжера от времени (см. прил. Г, рис. Г.21).

При рассмотрении соединения штоков тормозных пневмоцилиндров с платформой через серьги математическая модель принимает аналогичный вид как для СУ-2000 (3.42):

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3)\ddot{x}_1 &= F_1 - F_{TC} - F_{TP} - F_{III} - G_1 - G_2 - G_3; \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1 = \ddot{x}_3. \end{aligned} \quad (3.42)$$

Как видно из полученных графиков, как для СУ-2000, так и для СУ-500, при соединении штоков тормозных пневмоцилиндров с платформой через пружину, так и при использовании серьги, путь торможения платформы с испытуемым изделием выходит за допустимые пределы и не обеспечивается нормальная работа стендов.

3.5. Торможение платформы при помощи гидроцилиндров

Установленные на стендах пневматические цилиндры не обеспечивают фиксацию стола с изделием в верхнем положении в конце рабочего хода, т.к. гашение энергии проходит с аккумулярованием ее сжатым в цилиндре воздухом с последующей отдачей ее столу с испытуемым изделием при возвратном ходе, что связано с перегрузкой изделия, не запланированной программой. С этой точки зрения

гидравлические цилиндры (гасители) представляются наиболее рациональными, т.к. в них энергия не накапливается, а рассеивается.

Для определения закона изменения скорости стола с испытуемым изделием от высоты подъема, пренебрегая всеми остальными силами, действующими на систему, используем следующую зависимость (3.43):

$$m\ddot{x} = -cV_1^2 \text{ или } mV_1 \frac{dV_1}{dx} = -cV_1^2. \quad (3.43)$$

где m – масса стола с испытуемым изделием;

\ddot{x} – ускорение стола с испытуемым изделием (вторая производная от перемещения x);

c – постоянная величина;

V_1 – скорость стола с испытуемым изделием.

Разделив переменные и проинтегрировав, получим (3.44)

$$\frac{dV_1}{V_1} = -\frac{c}{m} dx; V_1 = V_0 e^{-\frac{c}{m}x}. \quad (3.44)$$

Закон изменения высоты подъема стола с испытуемым изделием получим из уравнения (3.44), записав его в виде

$$\frac{dx}{dt_1} = V_0 e^{-\frac{c}{m}x}.$$

Разделив переменные и проинтегрировав, получим (3.45):

$$x = \frac{m}{c} \ln\left(\frac{c}{m} V_0 t_1\right), \quad (3.45)$$

где t_1 – время подъема;

V_0 – скорость подъема во время подхвата штока гидроцилиндра.

Из выражения (3.45) найдем время (3.46)

$$t_1 = \frac{m}{cV_0} e^{\frac{c}{m}x}. \quad (3.46)$$

Ускорение стола определим поделив выражение (3.44) на выражение (3.46):

$$a = \frac{cV_0^2}{me^{\frac{c}{m}}}. \quad (3.47)$$

Определим постоянную величину c

Избыточное давление при протекании жидкости через отверстие связано с параметрами струи жидкости соотношением (3.48):

$$p_{изб} = \varepsilon \frac{\rho}{2g} V_{ж}^2. \quad (3.48)$$

Из уравнения неразрывности определим (3.49):

$$V_{ж} f_1 = F_{ж} V_1; V_{ж} = \frac{F_{ж}}{f_1} V_1, \quad (3.49)$$

где $F_{ж} = \frac{\pi}{4} (D_y^2 - d_{шт}^2)$ – величина площади поперечного сечения струи жидкости в гидрогасителе;

$f_1 = \pi D_y h_k$ – величина площади поперечного сечения струи жидкости при ходе дросселирующего клапана.

Подставив (3.49) в (3.48) получим (3.50):

$$p_{изб} = \varepsilon \frac{\rho}{2g} \frac{F_{ж}^2}{f_1^2} V_1^2. \quad (3.50)$$

Умножив обе части равенства (3.50) на $F_{ж}$ получим (3.51):

$$P_{зс} = \varepsilon \frac{\rho}{2g} \frac{F_{ж}^3}{f_1^2} V_1^2. \quad (3.51)$$

По своей сущности и физическому смыслу произведение перед V_1^2 есть постоянная величина c , т.е.

$$c = \varepsilon \frac{\rho}{2g} \frac{\left(\frac{\pi}{4} (D_y^2 - d_{um}^2) \right)^3}{(\pi D_y h_k)^2} = \frac{\varepsilon \rho \pi (D_y^2 - d_{um}^2)^3}{128 g D_y^2 h_k^2}.$$

Максимальную силу, действующую на шток гидроцилиндра определим из выражения (3.43), приняв значение $x = 0$, тогда (3.52):

$$P_{\max} = c V_0^2. \quad (3.52)$$

Максимальное давление в гидроцилиндре равно (3.53):

$$p_{\max} = \frac{c V_0^2}{F_{жс}}. \quad (3.53)$$

Рассчитаем максимальное давление, действующее в момент максимальной скорости стола (момент подхвата штоков), при следующих параметрах: скорость стола $V_0 = 8 \text{ м/с}$; диаметр поршня гидроцилиндра $D_y = 87 \text{ мм}$; диаметр штока гидроцилиндра $d_{um} = 40 \text{ мм}$; количество гидроцилиндров $n = 4 \text{ шт.}$; величина зазора $h_k = 0,6 \text{ мм}$. Тогда давление составит:

$$p_{\max} = \frac{3256,5 \cdot 8^2}{4,688 \cdot 10^{-3}} = 45 \text{ МПа.}$$

Составим математическую модель, описывающую систему с гидроцилиндрами (гидрогасителями) жестко соединенными со столом на первом этапе движения (3.54):

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3) \ddot{x}_1 &= F_1 - F_{TC} - F_{TP} - F_{Ц} - G_1 - G_2 - G_3; \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1 = \ddot{x}_3, \end{aligned} \quad (3.54)$$

где $F_{Ц} = n c \dot{x}_1^2$ – сила торможения, создаваемая гидроцилиндрами.

Второй этап движения характеризуется отрывом стола с испытуемым изделием от шток-клапана и их отдельным движением и описывается следующей системой (3.55):

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F_1 - F_{TC} - F_{TP} - G_1; \\ (m_2 + m_3) \ddot{x}_2 &= -F_{Ц} - G_2 - G_3. \end{aligned} \quad (3.55)$$

Третий этап движения характеризуется остановкой шток-клапана и последующим торможением стола с испытуемым изделием до полной остановки, описывается следующим уравнением (3.56):

$$(m_2 + m_3) \ddot{x}_2 = -F_{Ц} - G_2 - G_3. \quad (3.56)$$

Начальные условия, взятые для решения системы, были параметры СУ-2000, по полученным данным построены графики (см. прил. Г) перемещения, скорости шток-клапана (рис. Г.22, Г.23) и стола с испытуемым изделием (рис. Г.24, Г.25).

Также рассмотрен вариант соединения штоков гидроцилиндров посредством пружины (см. прил. Д).

Анализируя полученные графики можно сделать вывод, что вариант соединения штоков гидроцилиндров с платформой посредством пружины является более приемлемым, так как уменьшается путь торможения платформы и соответственно время, что обеспечивается дополнительной силой создаваемой пружиной.

Рассмотрим варианты выполнения гидроцилиндров.

Если заменить кольцевой зазор отверстиями в поршне гидроцилиндра, то истечение жидкости при движении штоков гидроцилиндра будет описываться следующим выражением (3.57):

$$v_n A_n = z \mu \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{\frac{2p}{\rho}}, \quad (3.57)$$

где v_n – скорость перемещения поршня;

A_n – площадь поперечного сечения поршня;

z – количество отверстий в поршне;

μ – коэффициент сопротивления;

d_o – диаметр отверстий в поршне;

p – давление, создаваемое жидкостью, что истекает через отверстия;

ρ – плотность используемой жидкости в гидроцилиндре.

Из выражения (3.57) выразим давление, создаваемое при истечении жидкости через отверстия в поршне при перемещении штока гидроцилиндра (3.58):

$$p = \frac{\rho}{2} \left(\frac{4v_n A_n}{z\mu\pi d_o^2} \right)^2. \quad (3.58)$$

Данное давление действует на кольцевую поверхность поршня при его перемещении, создавая, таким образом, силу сопротивления движению и тормозя платформу с испытуемым изделием, тогда ее можно выразить следующим образом (3.59):

$$F_c = \frac{\rho}{2} \left(\frac{4v_n A_n}{z\mu\pi d_o^2} \right)^2 \left(\frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} d^2 \right), \quad (3.59)$$

где D – диаметр поршня гидроцилиндра;
 d – диаметр штока гидроцилиндра.

Рассчитаем максимальное давление, создаваемое в гидроцилиндре, при следующих параметрах: диаметр поршня $D = 120$ мм, диаметр штока $d = 40$ мм, максимальная скорость в момент подхвата штоков гидроцилиндра платформой стенда $v_n = 8$ м/с, количество отверстий $z = 10$ шт., диаметр отверстия $d_o = 10$ мм, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³, коэффициент сопротивления $\mu = 0,6$. Тогда давление будет равно:

$$p = \frac{\rho}{2} \left(\frac{4v_n A_n}{z\mu\pi d_o^2} \right)^2 = \frac{900}{2} \left(\frac{4 \cdot 8 \cdot 0,785 \cdot 0,12^2}{10 \cdot 0,6 \cdot \pi \cdot 0,01^2} \right)^2 = 16,6 \text{ МПа.}$$

Составим математическую модель, описывающую процесс движения с гидроцилиндрами. На первом этапе движения система дифференциальных уравнений будет выглядеть следующим образом (3.60):

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{x}_1 &= F_1 - F_2 - F_{TC} - F_{TP} - G_1 - G_2; \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1; \end{aligned} \quad (3.60)$$

На втором этапе движения система примет вид (3.61):

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F_1 - F_{TC} - F_{TP} - G_1; \\ (m_2 + m_3) \ddot{x}_2 &= -F_c - G_2 - G_3. \end{aligned} \quad (3.61)$$

На третьем этапе движение будет описываться следующим дифференциальным уравнением (3.62):

$$(m_2 + m_3) \ddot{x}_2 = -F_c - G_2 - G_3. \quad (3.62)$$

Начальные условия, взятые для решения системы, были параметры СУ-2000, по полученным данным построены графики перемещения и скорости штока-клапана (см. прил. Е, рис. Е.1, Е.2), стола с испытуемым изделием (см. прил. Е, рис. Е.3, Е.4) и ускорение стола с испытуемым изделием (см. прил. Е, рис. Е.5).

Если отверстия в поршне гидроцилиндра выполнить незначительного диаметра, то при движении штоков гидроцилиндра жидкость будет сжиматься, создавая давление в надпоршневой полости гидроцилиндра и описываться следующим выражением (3.63):

$$p = \frac{1}{c}(E_0 + cp_0) \left(\frac{Q + Ax}{Q} \right)^c - \frac{E_0}{c}, \quad (3.63)$$

где Q – объем сжимаемой жидкости;

A – площадь кольцевой поверхности поршня гидроцилиндра.

Данное давление действует на кольцевую площадь поршня, создавая силу сопротивления и тормозя стол с испытуемым изделием (3.64):

$$F_c = \left(\frac{1}{c}(E_0 + cp_0) \left(\frac{Q + Ax}{Q} \right)^c - \frac{E_0}{c} \right) \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2). \quad (3.64)$$

Рассчитаем максимальное давление, создаваемое в гидроцилиндре, при следующих параметрах: диаметр поршня $D = 120$ мм, диаметр штока $d = 40$ мм, объем сжимаемой жидкости в гидроцилиндре $Q = 5$ л, количество отверстий $z = 10$ шт., диаметр отверстия $d_o = 2$ мм, плотность

жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, предполагаемый ход $x = 55 \text{ мм}$. Тогда давление будет равно:

$$p = \frac{(1325 + 14,436 \cdot 0,1) \left(\frac{5 + 0,785 \cdot (0,12^2 - 0,04^2) \cdot 55}{5} \right)^{14,436}}{14,436} - \frac{1325}{14,436} = 20,2 \text{ МПа.}$$

Составим математическую модель, описывающую процесс движения с гидроцилиндрами. На первом этапе движения система дифференциальных уравнений будет выглядеть следующим образом (3.65):

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 &= F_1 - F_2 - F_{ГС} - F_{ТР} - G_1 - G_2; \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1; \end{aligned} \quad (3.65)$$

На втором этапе движения система примет вид (3.66):

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F_1 - F_{ГС} - F_{ТР} - G_1; \\ (m_2 + m_3) \ddot{x}_2 &= -F_c - G_2 - G_3. \end{aligned} \quad (3.66)$$

На третьем этапе движение будет описываться следующим дифференциальным уравнением (3.67):

$$(m_2 + m_3) \ddot{x}_2 = -F_c - G_2 - G_3. \quad (3.67)$$

Начальные условия, взятые для решения системы, были параметры СУ-2000, по полученным данным построены графики перемещения и скорости штока-клапана (см. прил. Е, рис. Е.6, Е.7), стола с испытуемым изделием (см. прил. Е, рис. Е.8, Е.9) и ускорение стола с испытуемым изделием (см. прил. Е, рис. Е.10).

Анализируя полученные графики можно сделать вывод, что при использовании гидроцилиндров с меньшим диаметром отверстий (сжатие жидкости) путь торможения и соответственно время сводится к минимуму, так как ход не превышает 57 мм, а время 12 мс, но при этом возрастает давление в надпоршневых полостях гидроцилиндров и возможно такое явление как гидроудар и кавитация, но при этом значения ускорений подвижных частей стенда являются более плавными, а для того чтобы

увеличить время и путь торможения, при этом уменьшив давление, необходимо незначительно уменьшить размеры гидроцилиндров.

3.6. Обоснование выбора конструкции экспериментальной установки

В результате литературного обзора существующих конструкций установок для испытаний изделий на ударные воздействия были выявлены следующие недостатки:

- установки, действие которых основано на принципе торможения имеют ограниченные возможности создания перегрузок ввиду усложнения конструкции и значительных размеров по высоте; необходимость останова ударной платформы после отскока от наковальни, в противном случае происходит повторный удар и значительное искажение результатов процесса;

- установки, действие которых основано на принципе разгона, большого распространения не получили ввиду сложности конструктивного решения устройств ударного нагружения и торможения подвижных частей; существующие же установки имеют относительно малую грузоподъемность.

Спроектированная ударная установка имеет ряд преимуществ перед существующими. Установка по принципу создания ударного нагружения относится к установке реализующим принцип ускорения. Имеет небольшие габариты и относительно широкий диапазон создания ускорения. Не требует дорогостоящего фундамента, занимает небольшую площадь. Применяется стандартное оборудование и гидронасосы. Установка проста в управлении.

Основой спроектированной установки является применение для привода стола и изделием энергии упругости предварительно сжатой жидкости, что позволяет при сравнительно небольших габаритах получать значительные усилия и ускорения.

Применение в качестве привода жидкости высокого давления позволяет быстро и с высокой точностью регулировать величину усилия, действующего на подвижные части, а значит и ускорения.

Основные технические характеристики экспериментальной установки: длина 510мм; ширина 350мм; высота 450мм; габариты эквивалента нагрузки: высота 70-120мм; диаметр 30-60мм; масса эквивалента нагрузки –1-3кг; общая масса установки – 50кг; количество насосных установок – 1; рабочая жидкость – масло индустриальное 20.

Установка насосная: давление, развиваемое насосной установкой – 10МПа; производительность насосной установки – 10-50мм³/с.

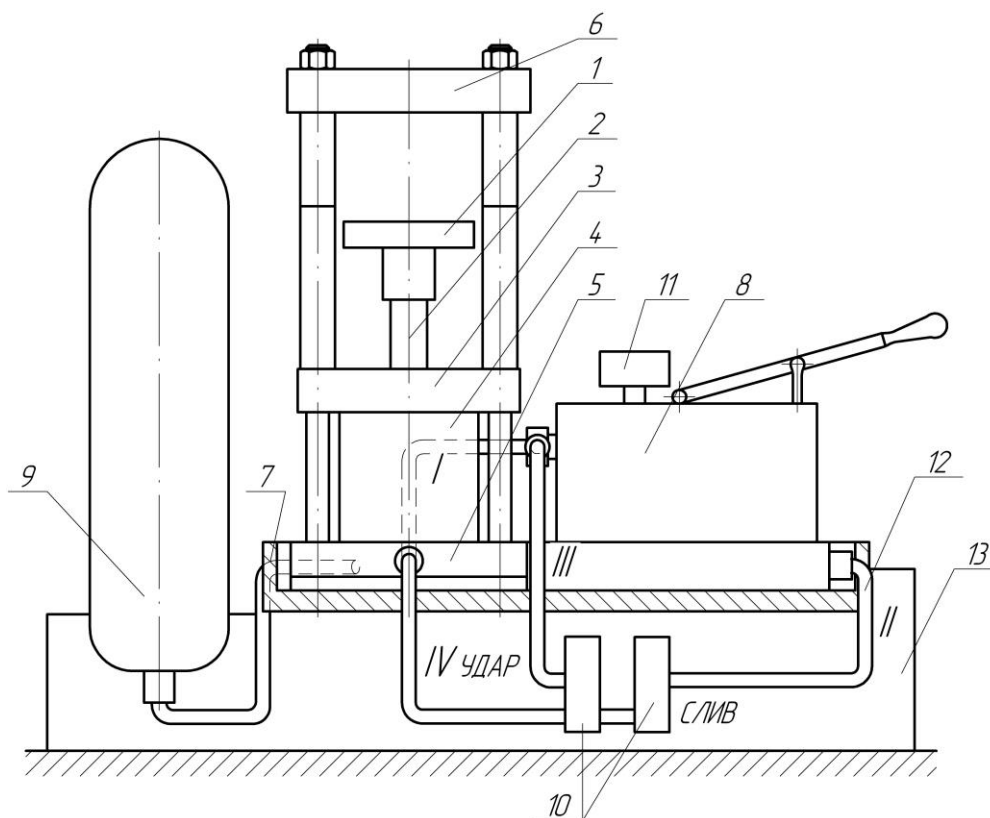
Гидроцилиндр: рабочее давление – 10МПа; диаметр цилиндра – 80мм; диаметр шток-клапана – 12мм; ход клапана-штока с ускорением – 80мм.

Общее устройство и работа экспериментальной установки ударного стенда.

Общий вид установки приведен на рис. 3.4, схема установки приведена на рис. 3.5. Установка для динамического испытания изделий позволяет проведение испытаний с выполнением замеров необходимых параметров. Установка состоит из следующих деталей: стол 1, шток-клапан 2, крышка гидроцилиндра 3, гидроцилиндр 4, нижняя поперечина 5, верхняя поперечина 6, платформа 7, насосная установка 8, баллоны 9, клапаны 10, манометр 11.



Рисунок 3.4 – Экспериментальная установка стенда ударного



1-стол; 2-шток-клапан; 3-крышка; 4-гидроцилиндр; 5-нижняя поперечина; 6-верхняя поперечина; 7-платформа; 8-насосная установка; 9-баллоны; 10-клапаны; 11-манометр; 12-трубопровод; 13-корпус
Рисунок 3.5 – Схема установки

Устройство ударного нагружения совместно со столом 1 и верхней поперечиной 6, насосная установка 8 крепятся на специальной платформе 7, которая имеет полость для масла, которое поступает в насос и далее по системе. Платформа 7 устанавливается на специальный корпус 13 в котором расположены два баллона 9. Корпус 13 установлен на неподвижном столе, которые жестко крепятся к основанию (фундаменту, опорной поверхности). Под корпус ставится металлическая коробка предназначенная для сбора масла и таким же образом контролируется наличие разгерметизации клапанов и трубопровода при работе установки.

Устройство ударного нагружения представляет собой цилиндр 1 (см. прил. К, рис. К.1), запрессованный в нижнюю поперечину 5, которая имеет отверстия для соединения полости цилиндра с соответствующими участками трубопровода I, IV для нагнетания рабочего давления жидкости и слива. В цилиндр 1 помещено специальное седло 3, которое имеет вертикальный цилиндрический участок диаметром 10мм, на который устанавливается шток-клапан 9, с отверстием диаметром 4мм через которое подается рабочая жидкость, которое делит его на две полости А и

Б. На цилиндр сверху устанавливается крышка гидроцилиндра 2 и герметизируется при помощи уплотнения 6. В крышке гидроцилиндра имеется отверстие, диаметром 20мм через которое выходит шток-клапан 9 и резьбовое отверстие М8 для удаления воздуха из рабочей полости цилиндра. Также имеется два отверстия диаметром 12мм, такие же отверстия имеются и в нижней поперечине, через которые устанавливаются стяжные болты, которые одновременно являются направляющими элементами и при помощи которых происходит крепление верхней поперечины и фиксация ее на определенной высоте (на рисунке не показаны).

В исходном положении шток-клапан 7 оперт на седло 3 и уплотнен с ним. Нижняя полость Б сообщается со сливом. В полость А подается жидкость высокого давления, в полости накапливается энергия сжатия жидкости, деформации цилиндра и других металлических частей. При пуске установки сообщение полости Б со сливом прекращается посредством перекрытия клапана слива (поз. 10). После достижения определенного давления в полости А открывается клапан на удар и жидкость под давлением поступает через трубопровод III, IV в полость Б. Благодаря разности площадей клапанной и штоковой полости, шток-клапан отходит от седла под действием силы, создаваемой жидкостью, и энергия, запасенная жидкостью в полости А, высвобождается, толкая шток-клапан вверх, и, как следствие, передает ударное нагружение в вертикальном направлении.

После открытия клапана на слив происходит разгрузка. Все подвижные части возвращаются в исходное положение. Установка готова к следующему циклу работы.

3.7. Обработка экспериментальных данных

Эксперименты проводились при рабочем давлении 2; 2,5; 3; 3,5 МПа в рабочей камере гидроцилиндра, при каждой величине давления было проведено по четыре измерения ударного ускорения, времени процесса и остаточного давления. Характерные графики, полученные при каждом из давлений приведены в прил. Л на рис. Л.1 – Л.4.

Для данных процессов было составлено дифференциальное уравнение, которое в общей форме записи имеет вид (3.1):

$$m\ddot{x} = F_a - F_{mp} - F_{zc}, \quad (3.1)$$

где $F_a = \left(\frac{pQ - E_0 Sx}{Q + cSx} \right) S$ – активная сила, действующая на шток-

клапан;

$F_{mp} = \pi d f b \left(\frac{pQ - E_0 Sx}{Q + cSx} \right)$ – сила трения;

$F_{ГС} = C_x \frac{\rho A}{2} \dot{x}_1$ – сила гидравлического сопротивления.

Исходные данные к расчету: рабочее давление $p = 2; 2,5; 3; 3,5$ МПа; объем сжимаемой жидкости $Q = 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; объем жидкости в управляющей полости $Q_y = 55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; диаметр шток-клапана $d = 12$ мм; диаметр бурта шток-клапана $D = 30$ мм; высота уплотнения $b = 5$ мм; коэффициент трения $f = 0,1$; коэффициент лобового сопротивления $C_x = 0,8$; модуль объемной упругости масла Индустриального 20 $E_0 = 1297,6$ МПа; угловой коэффициент масла $c = 11,65$; плотность масла $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Результаты экспериментальных и теоретических данных приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1 – Экспериментальные и теоретические данные

№ опыта	Масса подвижных частей, кг	Давление в гидроцилиндре, МПа	Ускорение экспериментальное, max., ед. g	Ускорение экспериментальное, min., ед. g	Ускорение расчетное, max., ед. g	Ускорение расчетное, min., ед. g	Отличие ускорений, max/min, %
1	0,15	2	132,57	-72,3	134,64	-29	1,54/149
2		2	146	-13,7			8,43/52,7
3		2	117,07	-17,22			13,05/40,67
4		2	142,91	-20,66			6,1/28,76
5	0,15	2,5	148,07	-17,2	181,25	-5,3	18,3/242
6		2,5	151,51	-10,33			16,4/105
7		2,5	162,22	-20,1			10,5/299
8		2,5	200,27	-15,23			10,5/202
9	0,15	3	244,48	84,3	217,49	-28,73	12,4/193
10		3	252,75	62,67			16,2/118

Продолжение таблицы 3.1

№ опыта	Масса подвижных частей, кг	Давление в гидроцилиндре, МПа	Ускорение экспериментальное, max., ед. g	Ускорение экспериментальное, min., ед. g	Ускорение расчетное, max., ед. g	Ускорение расчетное, min., ед. g	Отличие ускорений, max/min, %
11	0,15	3	263,08	56,47	217,49	-28,73	20,9/96,5
12		3	230,02	46,14			5,9/60,6
13	0,15	3,5	258,26	72,31	253,74	-56,37	1,8/28,4
14		3,5	276,16	86,09			8,8/52,8
15		3,5	270,65	77,82			6,7/38,1
16		3,5	264,46	79,03			4,2/40,2

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что математическая модель хорошо согласуется с экспериментальными данными, так как погрешность максимального ускорения лежит в пределах 1,54-21% и уменьшается с ростом давления. Погрешность минимума ударного ускорения находится в пределах 28,4-300%, что говорит о необходимости составления отдельной модели для определения ускорения в момент остановки шток-клапана (удар о верхний фланец).

3.8. Сравнение теоретических и экспериментальных данных для СУ-2000 и СУ-500

При рассмотрении соединения штоков тормозных пневмоцилиндров с платформой через серьги математическая модель примет следующий вид (3.2):

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3)\ddot{x}_1 &= F_1 - F_{ГС} - F_{ТР} - F_{ПЦ} - G_1 - G_2 - G_3; \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1 = \ddot{x}_3. \end{aligned} \quad (3.2)$$

Для варианта соединения штоков тормозных цилиндров с платформой посредством серьги были проведены аналогичные расчеты, результаты которых были сравнены с имеющимися экспериментальными данными [31] и занесены в табл. 3.2 для испытания стенда без испытуемого изделия, эквивалента масс и центрального амортизатора, с установленными вместо пружинных амортизаторов серьгами, по данным которой построены графики (см. прил. Л, рис. Л.5).

Таблица 3.2 – Испытания ударного стенда 2000 без испытуемого изделия, эквивалента масс и центрального амортизатора, с установленными вместо пружинных амортизаторов серьгами

№ опы-та	Масса подвижных частей, кг	Давление в гидроцилиндре, МПа	Давление в пневмоцилиндре, МПа	Максимальная скорость штока-клапана, м/с	Ускорение экспериментальное, ед. g	Ускорение расчетное, ед. g	Отличие ускорений, %
1	2013,3	40	0	4,21	194,63	228,71	-14,9
2	2013,3	40	0,1	4,18	212,96	227,08	-6,21
3	2013,3	40	0,2	4,15	170,36	225,71	-24,52
4	2013,3	40	0,3	4,12	175,92	224,1	-21,50
5	2013,3	70	0,3	6,91	462,96	396,48	+16,77
6	2013,3	100	0,05	9,51	851,85	572,5	+48,8
7	2013,3	100	0,2	9,47	796,29	570,25	+39,64
8	2013,3	100	0,3	9,44	795,3	568,75	+39,83

В табл. 3.3 занесены данные при испытании стенда без испытуемого изделия и центрального амортизатора, с установленными вместо пружинных амортизаторов серьгами, с эквивалентом масс 2000 кг, по данным которой построены графики (см. прил. Л, рис. Л.6).

Таблица 3.3 – Испытания ударного стенда 2000 без испытуемого изделия и центрального амортизатора, с установленными вместо пружинных амортизаторов серьгами, с эквивалентом масс 2000 кг.

№ опы-та	Масса подвижных частей, кг	Давление в гидроцилиндре, МПа	Давление в пневмоцилиндре, МПа	Максимальная скорость штока-клапана, м/с	Ускорение экспериментальное, ед. g	Ускорение расчетное, ед. g	Отличие ускорений, %
1	4013,3	40	0	2,97	64,81	114,21	-43,25
2	4013,3	40	0,1	2,95	92,59	113,48	-18,41
3	4013,3	40	0,2	2,93	101,85	112,72	-9,64
4	4013,3	40	0,3	2,91	92,59	111,97	-17,31
5	4013,3	70	0,3	4,88	194,63	198,41	-1,91
6	4013,3	100	0,05	6,71	351,85	286,71	+22,72
7	4013,3	100	0,3	6,67	287,03	284,8	+0,78

Анализируя экспериментальные данные можно сделать вывод, что разбег значений внутри экспериментальных данных при одинаковых начальных условиях довольно значителен, что уже изначально требует

усреднения данных значений для дальнейшего сравнения с расчетными данными. Без усреднения разбег значений лежит в пределах от 1 до 49% и, в основном, возрастает при увеличении давления в гидроцилиндре.

В отличии от СУ-2000 для СУ-500 [31] были проведены эксперименты по определению ускорения и скорости подвижных частей как для варианта соединения штоков тормозных пневмоцилиндров через пружины так и через серьги. Рассмотрим эти варианты более подробно.

Сравним полученные расчетные значения с экспериментальными, проведенными для СУ-500 без испытуемого изделия и эквивалента масс со «штатной» массой подвижных частей. Полученные значения приведены в табл. 3.4 и на рис. Л.7 (см. прил. Л).

Таблица 3.4 – Испытания ударного стенда 500 без испытуемого изделия, эквивалента масс, со штатной массой

№ опыта	Масса подвижных частей, кг	Давление в гидроцилиндре, МПа	Давление в пневмоцилиндре, МПа	Максимальная скорость штока-клапана, м/с	Ускорение экспериментальное, ед. g	Ускорение расчетное, ед. g	Отличие ускорений, %
1	930	30	0	2,65	138	166,6	-17,2
2	930	30	0	2,65	111	166,6	-33,3
3	930	30	0	2,65	101	166,6	-39,4
4	930	30	0	2,65	120,3	166,6	-27,8
5	930	30	0	2,65	148	166,6	-11,1
6	930	30	0,2	2,6	138	164,1	-15,9
7	930	30	0,2	2,6	194	164,1	+18,2
8	930	30	0,3	2,58	194	162,9	+19,1
9	930	30	0,3	2,58	138	162,9	-15,3
10	930	30	0,3	2,58	148	162,9	-9,1
11	930	30	0,33	2,57	212,9	162,5	+31

Для варианта соединения штоков тормозных цилиндров с платформой посредством серьги были проведены аналогичные расчеты, результаты которых были сравнены с имеющимися экспериментальными данными [31] и занесены в табл. 3.5, по которым построены графики (см. прил. Л, рис. Л.8, Л.9).

Таблица 3.5 – Испытания ударного стенда 500 без испытуемого изделия и эквивалента масс, с установленными вместо пружинных амортизаторов серьгами, без центрального амортизатора

№ опы-та	Масса подвижных частей, кг	Давление в гидроцилиндре, МПа	Давление в пневмоцилиндре, МПа	Максимальная скорость штока-клапана, экспер., м/с	Максимальная скорость штока-клапана, расчетн., м/с	Ускорение экспериментальное, ед. g	Ускорение расчетное, ед. g	Отличие ускорений, %
1	765	40	0	3,9	4,53	148	288,5	-48,7
2	765	40	0,1	4,0	4,5	142,6	287	-50,3
3	765	40	0,1	3,88	4,5	181,5	287	-36,7
4	765	40	0,1	3,64	4,5	120,4	287	-58,05
5	765	40	0,2	3,33	4,48	139	285,4	-51,3
6	765	40	0,2	3,28	4,48	139	285,4	-51,3
7	765	40	0,3	3,33	4,45	158	283,8	-44,3
8	765	80	0,4	8,0	8,35	380	571,8	-33,5
9	765	80	0,4	8,0	8,35	370,4	571,8	-35,2

Анализируя экспериментальные данные можно сделать вывод, что разбег значений внутри экспериментальных данных при одинаковых начальных условиях довольно значителен, что уже изначально требует усреднения данных значений для дальнейшего сравнения с расчетными данными. Без усреднения разбег значений лежит в пределах от 11 до 39% для соединения через пружины и, в основном, возрастает при увеличении давления в гидроцилиндре. Для варианта соединения через серьги погрешность составила 33,5% - 58,1%, но при этом значения скоростей лежат в допустимых пределах и погрешность составляет от 4,2% до 19,1% кроме трех значений.

3.9. Исследование нарастания переднего фронта ударного ускорения и сравнение с имеющимися экспериментальными данными

Запишем систему дифференциальных уравнений, описывающую нарастание (формирование) переднего фронта ударного ускорения с учетом сил сопротивления, взяв за основу систему дифференциальных уравнений (3.32, 3.33). Тогда в общей записи система будет иметь вид (3.3):

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= p_2 S_2 - p_1 S_1 + p_{20} S_2 - p_{10} S_1 - F_{ГС} - F_{ТР} - F_{ИЦ} - G_1 - G_2 - G_3; \\
 \rho h(\ddot{z}x + \dot{z}\dot{x}) &= (p_2 S_2 - p_1 S_1 + p_{20} S_2 - p_{10} S_1)x,
 \end{aligned}
 \tag{3.3}$$

где p_2, p_1 – законы изменения давления при срабатывании привода;
 G_1 – вес шток-клапана с испытуемым изделием либо без;
 G_2 – вес платформы с испытуемым изделием либо без;
 G_3 – вес штоков тормозных цилиндров.

Рассчитаем передний фронт ударного ускорения применимо к экспериментальной установке по исходным данным, приведенным в разделе 3.3, и сравним полученные результаты с экспериментальными и теоретическими данными. Результаты расчета приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6 – Передний фронт ударного ускорения

№ опыта	Масса подвижных частей, кг	Давление в гидроцилиндре, МПа	Ускорение экспериментальное, max., ед. g	Ускорение расчетное, max., ед. g	Передний фронт ускорения расчетный, , ед. g	Отличие расч. ускорений, max, %	Отличие ускорений (передний фронт), %
1	0,15	2	132,57	134,64	156,07	13,7	15,05
2		2	146				6,45
3		2	117,07				24,98
4		2	142,91				8,4
5	0,15	2,5	148,07	181,25	193,98	6,56	23,67
6		2,5	151,51				21,9
7		2,5	162,22				16,4

Продолжение таблицы 3.6

№ опыта	Масса подвижных частей, кг	Давление в гидроцилиндре, МПа	Ускорение экспериментальное, max., ед. g	Ускорение расчетное, max., ед. g	Передний фронт ускорения расчетный, ед. g	Отличие расч. ускорений, max, %	Отличие ускорений (передний фронт), %
8	0,15	2,5	200,27	181,25	193,98	6,56	3,2
9	0,15	3	244,48	217,49	231,85	6,2	5,45
10		3	252,75				9,01
11		3	263,08				13,5
12		3	230,02				0,8
13	0,15	3,5	258,26	253,74	268,61	5,5	3,8
14		3,5	276,16				2,8
15		3,5	270,65				0,8
16		3,5	264,46				1,5

Анализируя полученные значения можно отметить, что расхождения между ускорениями, как теоретическими так и экспериментальными,

уменьшаются с ростом давления, при этом погрешность максимальных ускорений рассчитанных при помощи двух мат. моделей лежит в пределах 5,5-13,7%, а при сопоставлении с экспериментальными данными погрешность находится в пределах 0,8-25%, что говорит о верности математической модели.

ВИСНОВОК

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 Генкин М.Д. Измерения и испытания / М.Д. Генкин – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.

2 Гарф М.Э. Машины и приборы для программных испытаний на усталость / М.Э. Гарф – Киев: Наук. думка, 1970. – 196 с.

3 Формирование ударных нагрузок при испытаниях конструкций машин / А.Е. Божко, А.Е. Личкатый, С.В. Шипилло, В.И. Писаревский / Ударные процессы в технике: Тез.докл. I Всесоюз. научн.-техн. конф. – Николаев, 1984. – С.12.

4 Божко А.Е., Шипилло С.В., Писаревский В.И. Воспроизведение ударных нагрузок на электродинамических вибровозбудителях: Препринт – 210. – Харьков, 1986. – 40с.

5 Роганов Л.Л., Соколов Л.Н., Тарасов А.Ф. Импульсные машины ударного действия с гидроупругим приводом / Обработка металлов в машиностроении. – Харьков: Вища школа, 1982. – Вып. 18 – С. 79-83.

6 Роганов Л.Л. Разработка и исследование импульсного гидропружинного высокоскоростного молота [текст]: дис. ... канд. техн. наук: защищена 15.12.71: утв. 11.02.72. – Краматорск, 1971. – 188с.

7 Исследование модели гидравлических штамповочных молотов массой падающих частей 16 и 25т. / Б.С. Карасев, Ю.Н. Карпенко, Л.Л. Роганов, Н.П. Товпыга / Кузнечно-штамп. пр-во. – 1985. - №2. – С. 18.

8 Исследование процесса, разработка, изготовление и внедрение установки динамического прессования металлических порошков: Отчет о НИР (Х07-80) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - №ГР 800.68064; Инв. №0282.4052688. – Краматорск, 1982. – 135с.

9 Исследование, разработка, изготовление опытного образца и внедрение гидроимпульсной ударной машины для резки движущихся крупногабаритных профилей: Отчет о НИР (Х25-82) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - №ГР 0182.6036811; Инв. № 0286.0003861. – Краматорск, 1986. – 89с.

10 Исследование, разработка и внедрение опытной пресс-молотовой установки с гидроимпульсным приводом для статико-динамического деформирования металлических порошков и порошковых заготовок: Отчет о НИР (Х44-83) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 0183.0073430; Инв. № 0285.0089445. – Краматорск, 1986. – 87с.

11 Исследование и внедрение высокоскоростной резки движущихся труб на машине ударного действия с гидроимпульсным приводом: Отчет о

НИР (Х34-80) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 800.68067; Инв. № 0282.0068572. – Краматорск, 1982. – 90с.

12 Исследование, разработка и внедрение пресс-молота гидравлического импульсного: Отчет о НИР (Х34-83) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 0183.0055170; Инв. № 0285.0010524. – Краматорск, 1985 – 76с.

13 А.с. 530724 СССР. Гидропружинный молот / Л.Л. Роганов.ю – Оpubл. 05.10.76, Б. №37 / Открытия. Изобретения. – 1976. - №37. – С.20.

14 А.с. 620323 СССР. Высокоскоростной молот / Л.Л. Роганов. – Оpubл. 25.08.78, Б. №31 / Открытия. Изобретения. – 1978. - №31. – С.24.

15 А.с. 897376 СССР. Гидравлический молот / Л.Л. Роганов, Ю.А. Карпенко. – Оpubл. 15.01.82, Б. №2 / Открытия. Изобретения. – 19825. - №2. – С.12.

16 А.с. 912386 СССР. Импульсный привод машины ударного действия / Л.Н. Соколов, К.К. Диамантопуло, Л.Л. Роганов. – Оpubл. 15.03.82, Б. №10. – С.59.

17 А.с. 965587 СССР. Гидравлический горизонтальный пресс-молот / Л.Н. Соколов, К.К. Диамантопуло, Л.Л. Роганов, В.Ф. Левандовский, А.Н. Солоха. – Оpubл. 15.10.82, Б. №38 / Открытия. Изобретения. – 1982. - № 38. – С.40.

18 А.с. 1009592 СССР. Импульсный гидропривод машины ударного действия / К.К. Диамантопуло, Л.Л. Роганов, М.Г. Старостина. – Оpubл. 07.04.83, Б. №13 / Открытия. Изобретения. – 1983. - №13. – С.61.

19 А.с. 1214303 СССР. Гидропривод молота / Ю.А. Карпенко, Л.Л. Роганов. – Оpubл. 28.02.86, Б. №8 / Открытия. Изобретения. – 1986. - №8. - С.65.

20 А.с. 1219220 СССР. Вертикальная установка для штамповки деталей / Л.Л. Роганов, А.Ф. Тарасов, А.П. Сонков, А.Д. Иванов, Ю.В. Кандыба. – Оpubл. 23.03.86, Б. №11 / Открытия. Изобретения. – 1986. - №11. – С.58.

21 Диамантопуло К.К., Соколов Л.Н., Роганов Л.Л. Гамма новых машин для резки движущихся профилей / Тез.докл. научн.-техн. конф. «Совершенствование кузнечно-штамповочного оборудования ударного действия и создание робототехнических комплексов горячей штамповки». – Ижевск, 1982. – С.4-6.

22 Импульсная машина для резки профилей в процессе прессования / Кирицев А.Д., Диамантопуло К.К., Николаев В.П. и др. / Кузнечно-штамп. пр-во. – 1977. - №2. – С.31-33.

23 Исследование, разработка, изготовление опытного образца и внедрение гидроимпульсной ударной машины для резки движущихся крупногабаритных профилей: Отчет о НИР (Х29-82) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 0182.6036811. – Краматорск, 1986. – 89с.

24 К вопросу определения скоростей и ускорений при импульсной обработке металлов / Роганов Л.Л., Мурашко А.И., Александров М.В. и др. / Тез.докл. респ. научн.-техн. конф. «Высокопроизводительные металлосберегающие процессы обработки металлов», 19-20 апреля 1984. – Кишинев, 1984. – С.145-146.

25 Разработка и внедрение гидроимпульсного пресс-молота; исследование процесса статикодинамического формирования металлических порошков быстрорежущих сталей: Отчет о НИР (Х60-86) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 0186.0121865. – Краматорск, 1987. – 49с.

26 Роганов Л.Л., Обухов А.Н. Определение расчетных параметров машин ударного действия с гидроупругим приводом / Тез.докл. научн.-техн. семинара по совершенствованию оборудования ударного действия. – Ворошиловград, 1985. – С.96-98.

27 А.с. 846720 СССР. Устройство для уплотнения грунта / Л.Л. Роганов. – Оpubл. 15.07.81, Б. №26 / Открытия. Изобретения. – 1981. - №26. – С.155.

28 Шишлаков, П.В. Математическая модель импульсной установки для уплотнения упруговязкопластичных материалов [текст]: Совершенствование процессов и машин обработки материалов давлением. – Киев: УМК ВО, 1988. – С.165-171.

29 А.с. 1087797 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, Л.Н. Соколов, А.Д. Надирадзе, В.И.Гоголев, О.В. Кузнецов, А.Н. Кулаков. – Оpubл. 23.04.84, Б. №15 / Открытия. Изобретения. – 1984. - №15. – С.138.

30 Разработка, изготовление и поставка ударных стендов: Отчет о НИР (Х27-79) / ДГМА; Руководитель темы Л.Н. Соколов. - № ГР 79019920; Инв. № 0285.0023094. – Краматорск, 1984. – 68с.

31 Исследование стендов ударных СУ-2000 и СУ-500: Отчет о НИР (Х05-85) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 0186.0125814. – Краматорск, 1988. – 59с.

32 Исследование, разработка и внедрение установки стенда ударного СУ-4: Отчет о НИР (Х48-836) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 0183.0073427; Инв. № 0277.0034673. – Краматорск, 1987. – 55с.

33 Роганов Л.Л., Шишлаков П.В. Динамика процесса нагружения гидроупругого стенда для ударных испытаний / Динамические испытания: Тез. докл. Всесоюз. передвижной выставки (Челябинск, 7-8 июня 1988). – Челябинск, 1988. – С.67-68.

34 Роганов Л.Л., Шишлаков П.В., Плохов А.П. Ударные стенды для испытания крупногабаритных изделий больших масс / Динамические испытания: Тез. докл. Всесоюз. передвижной выставки (Челябинск, 7-8 июня 1988). – Челябинск, 1988. – С.68-69.

35 А.с. 1379666 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков. – Оpubл. 07.03.88, Б. №9 / Открытия. Изобретения. – 1988. - №9. – С.20.

36 А.с. 1610362 СССР. Стенд для ударных испытаний изделий / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, М.Л. Роганов. – Оpubл. 30.11.90, Б № 44 / Открытия. Изобретения. – 1990. - № 44. – С.

37 А.с. 1610363 СССР. Стенд для динамических испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, С.А. Гончаров. – Оpubл. 30.11.90, Б. №44 / Открытия. Изобретения. – 1990. - №44. – С.

38 Шишлаков П.В., Савинков А.К. Регулирование длительности действия ударного ускорения в системах с гидроупругим приводом / Тез. докл. респ. науч.- техн. конф. «Гидравлика и гидропривод машин, автоматов и промышленных роботов в машиностроении» (Севастополь, 20-22 сентября 1990). – Севастополь, 1990. – С.33.

39 Исследование физико-динамических свойств жидкостей с целью использования полученных результатов при создании перспективных гидроупругих приводов: Отчет о НИР (X05-90 НТР) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 0189.0009099; Инв. № 029.0039719. – Краматорск, 1989. – 37с.

40 Проведение исследований механизмов управления формой ударного импульса на основе гидроупругого привода для машин ударного действия: Отчет о НИР (X05-90 НТР) / ДГМА; Руководитель темы Л.Л. Роганов. - № ГР 0190.0023884; Инв. № 029.10000239. – Краматорск, 1990. – 42с.

41 Роганов Л.Л., Шишлаков П.В., Савинков А.К. Регулируемый гидроупругий привод / Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. семинара «Фундаментальные основы экологически чистых технологий» (Донецк, 24-25 сентября 1991). – Донецк, 1991. – С.48-49.

42 А.с. 1268782 СССР. Пусковое устройство для двигателя внутреннего сгорания / Л.Л. Роганов, А.К. Савинков. – Оpubл. 07.11.86, Б. №41 / Открытия. Изобретения. – 1986. - №41. – С.132.

43 Пневмогидравлические молоты с повышенным КПД / Л.Л. Роганов, А.К. Савинков, П.В. Шишлаков, Е.А. Корнева / Разработка и исследование высокоэффективных технологических процессов, оснастки и оборудования. Обработка металлов давлением. – Киев: УМК ВО, 1990. – С.166-170.

44 Шишлаков П.В., Савинков А.К. Приводы с регулируемым временем действия ударного импульса для машин обработки материалов давлением / Тез. докл. науч.-техн. семинара «Новые материалы, технологии в холодноштамповочном производстве» (Пенза, 14-15 марта 1991). – Пенза, 1991. – С.9-11.

45 Шишлаков П.В. Расчет основных параметров установки с гидроупругим приводом для скоростного прессования / Тез. докл. респ. науч.-техн. конф. «Гидравлика и гидропривод машин, автоматов и промышленных роботов в машиностроении» (Севастополь, 20-22 сентября 1990). – Севастополь, 1990. – С.34-35.

46 Назилин, С.В. Ударные стенды многократного действия производства фирмы Elstar [электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.tech-e.ru/2008_5_74.php. - заглавие с экрана.

47 Ударные стенды производства США и Японии [электронный ресурс] – Режим доступа: <http://assemrus.ru/oborudovanie/ispytatelnoe-oborudovanie/udarnye-stendy/>. - заглавие с экрана.

48 Ударные стенды производства Китай [электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.sovtest.ru/ru/type_eq/ispytaniya/mekhanicheskie-ispytaniya/udarn. – заглавие с экрана.

49 Ключев В.В. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара / В.В. Ключев – М.: Машиностроение, 1978. – Кн.2. – 1978. – 439 с.

50 Бураго А.Н. Стенды для испытаний изделий на ударные воздействия / А.Н. Бураго – Л.: ЛДНТП, 1979. – 240 с.

51 Бегларян В.Х. Механические испытания приборов и аппаратов / В.Х. Бегларян – М.: Машиностроение, 1980. – 223 с.

52 Искович – Лотоцкий, Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев, В.А. Крат. – Киев: Техника, 1982. – 208 с.

53 Ключко В.А. Особенности воспроизведения и формирования заданных ударных перегрузок / В.А. Ключко Измерительная техника. – 1979. – №2. – С.32-33.

54 А.с. 1379666 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков. – Опубл. 07.03.88, Б. №9 / Открытия. Изобретения. – 1988. - №9, С. 183.

55 А.с. 1716357 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов. – Оpubл. 02.01.90, Б. №8 / Открытия. Изобретения. – 1990. - №8. – С. 171.

56 А.с. 1716358 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, А.К. Савинков, М.Л. Роганов. – Оpubл. 05.01.90, Б. №8 / Открытия. Изобретения. – 1990. - №8. – С. 171-172.

57 А.с. 1803754 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, А.К. Савинков. – Оpubл. 05.01.93, Б. №11 / Открытия. Изобретения. – 1993. - №11. – С. 117.

58 А.с. 1826003 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, А.К. Савинков. – Оpubл. 26.11.93, Б. №25 / Открытия. Изобретения. – 1993. - №25. – С. 63.

59 А.с. 1747980 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П. В. Шишлаков, А.К. Савинков. – Оpubл. 12.06.90, Б. №26 / Открытия. Изобретения. – 1990. - №26. – С. 162.

60 А.с. 1826004 СССР. Установка для ударных испытаний изделий / А.Б. Денисов. – Оpubл. 17.12.90, Б. №25 / Открытия. Изобретения. – 1990. - №25. – С. 63.

61 А.с. 1826003 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, А.К. Савинков. – Оpubл. 26.11.93, Б. №25 / Открытия. Изобретения. – 1993. - №25. – С. 63.

62 А.с. 1826006 СССР. Стенд для ударных испытаний изделий / Н.В. Коченков, И.В. Золдотухин. – Оpubл. 27.02.91, Б. №25 / Открытия. Изобретения. – 1991. - №25. – С. 63-64.

63 А.с. 1803753 СССР. Стенд для ударных испытаний / А.Б. Максимов-Григорьев. – Оpubл. 24.07.89, Б. №11 / Открытия. Изобретения. – 1989. - №11. – С. 117.

64 А.с. 1803254 СССР. Стенд для ударных испытаний / Л.Л. Роганов, П.В. Шишлаков, А.К. Савинков. – Оpubл. 21.01.91, Б. №11 / Открытия. Изобретения. – 1991. - №11. – С. 117.

65 А.с. 1716356 СССР. Стенд для ударных испытаний изделий / А.Н. Семенюк, С.П. Цыпляков, А.А. Козлов, А.И. Завьялов. – Оpubл. 17.08.89, Б. №8 / Открытия. Изобретения. – 1989. - №8. – С. 171.

66 А.с. 1826005 СССР. Стенд для испытания изделий на воздействие знакопеременного ступенчатого импульса ускорения / А.Н. Семенюк, А.А. Козлов. – Оpubл. 12.12.90, Б. №25 / Открытия. Изобретения. – 1990. - №25. – С. 63.

67 А.с. 777532 СССР. Стенд для ударных испытаний изделий / С.Г. Субботин. – Оpubл. 07.10.83, Б. №37 / Открытия. Изобретения. – 1983. - №37.

68 А.с. 509809 СССР. Стенд для испытания изделий на удар / В.А. Мусолямов. – Оpubл. 07.08.86, Б. №29 / Открытия. Изобретения. – 1986. - №29.

69 А.с. 1803761. Стенд для испытания моделей зубьев на долговечность / А. Н. Никончук, М.А. Родионов, В.И. Шпилевский, А.Т. Скойбеда. – Оpubл. 24.09.90, Б. №11 / Открытия. Изобретения. – 1990. - №11. – С. 118.

70 А.с. 539244 СССР. Устройство для ударных испытаний / А.В. Егоров, Ф.А. Савчук. – Оpubл. 30.06.86, Б. №24 / Открытия. Изобретения. – 1986. - №24.

71 А.с. 1803756 СССР. Ударный испытательный стенд / С.А. Аксельрод, Е.М. Голов, В.И. Кошкаров. – Оpubл. 13.12.90, Б. №11 / Открытия. Изобретения. – 1990. - №11. – С. 117.

72 А.с. 1379668 СССР. Стенд для ударных испытаний изделий / Н.Н. Зейналов, Б.Л. Ионе, А.Д. Шепелев. – Оpubл. 25.07.86, Б. №9 / Открытия. Изобретения. – 1988. - №9. – С. 184.

73 А.с. 977978 СССР. Стенд для ударных испытаний изделий / Г.Б. Ремезов, И.И. Кабарин. – Оpubл. 30.01.86, Б. №4 / Открытия. Изобретения. – 1986. - №4.

74 А.с. 1100508 СССР. Стенд для ударных испытаний / И.Т. Турков, Н.Г. Мотылев. – Оpubл. 23.04.86, Б. №15 / Открытия. Изобретения. – 1986. - №15.

75 А.с. 605143 СССР. Стенд для испытания изделий на знакопеременные ударные нагрузки / Б.А. Попов, В.В. Путятин. – Оpubл. 30.09.83, Б. №36 / Открытия. Изобретения. – 1983. - №36.

76 А.с. 1826002 СССР. Гидравлический вибростенд / Ф.П. Удодов, П.Е. Сергиенко. – Оpubл. 09.01.91, Б. №25 / Открытия. Изобретения. – 1991. - №25. – С. 63.

77 А.с. 1033891 СССР. Стенд для испытаний изделий на ударно-вибрационные нагрузки / М.З. Скок, Э.А. Щербаков, М.П. Бирюков, В.А. Пилипчик, А.В. Чечин. – Оpubл. 07.08.86, Б. №29 / Открытия. Изобретения. – 1986. - №29.

78 А.с. 1040364 СССР. Стенд для ударных испытаний изделий / В.Д. Степанов. – Оpubл. 30.07.85, Б. №28 / Открытия. Изобретения. – 1985. - №28.

79 А.с. 946914 СССР. Стенд для ударных испытаний изделий / Б.А. Шевченко, П.Д. Черняк. – Оpubл. 15.10.85, Б. №38 / Открытия. Изобретения. – 1985. - №38.

80 Патент РФ 61033, G01M 17/08. Стенд для испытания и ремонта поглощающих аппаратов грузовых вагонов / Свердлов В.Б., Иргер Г.Ю., Акмалов С.Г., Ступин Д.А., Пряников С.А. - № 2006121438/22; заявлено 04.09.2006; опубл. 10.02.2007, Б. №4 «Изобретения. Полезные модели».

81 Роганов, Л.Л. Анализ распределения энергии, запасаемой в гидравлическом аккумуляторе / Высокоскоростная обработка материалов давлением. – Краматорск, 1982. – №8. – С. 96-100.

82 Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л.А Кондаков. – М.: Машиностроение, 1982. – 216 с.

83 Прокофьева В.Н. Машиностроительный гидропривод / В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.

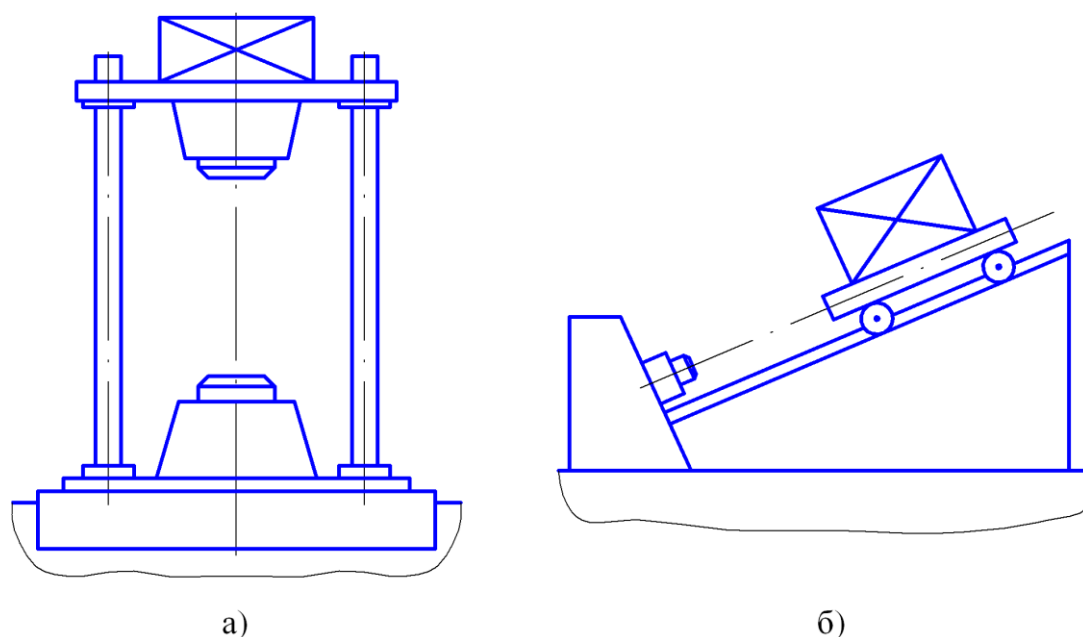
84 Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак – М.: Машиностроение, 1968. – 325 с.

85 Повх И.Л. Техническая гидромеханика / И.Л. Повх – М.: Машиностроение, 1969. – 524с.

86 Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика / Б.Т. Емцев – М.: Машиностроение, 1978. – 463с.

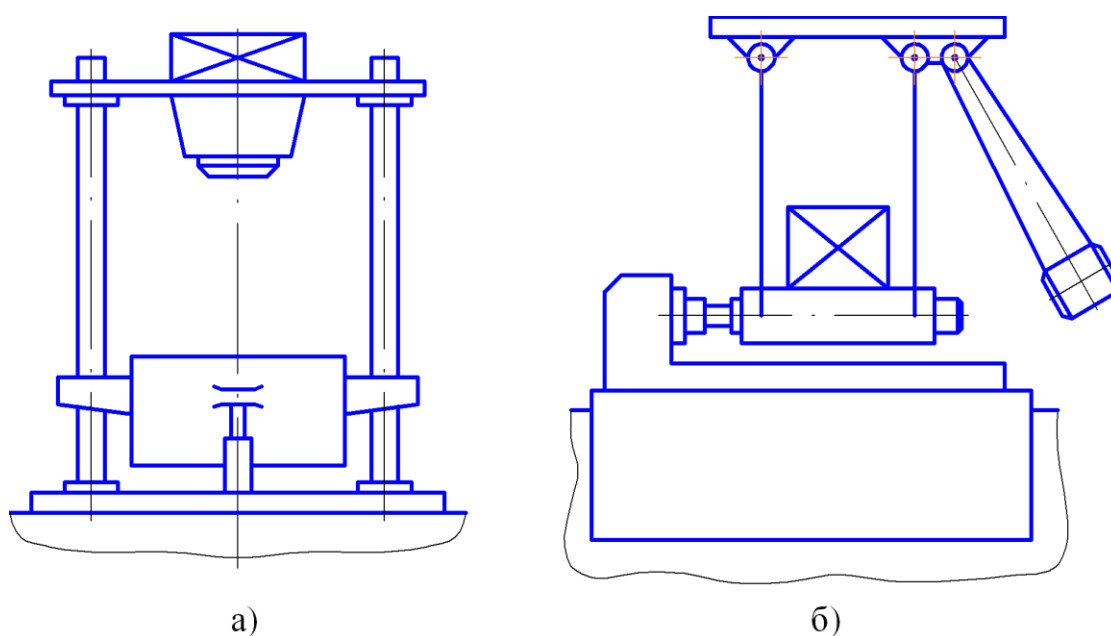
87 Устройства для мобильных систем E14-440. Внешний модуль АЦП/ЦАП/ТТЛ на шину USB 1.1 Руководство пользователя–Москва, 2008. – 27 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Ударные стелды и их техническая характеристика



а – установка со свободно падающей платформой; б – установка с платформой разгоняющейся вдоль наклонной плоскости

Рисунок А.1 – Ударные установки по способу крепления ударной наковальни



а – установка с упругой подвеской наковальни; б – установка с неподвижной до удара платформой

Рисунок А.2 – Ударные установки с упругой подвеской

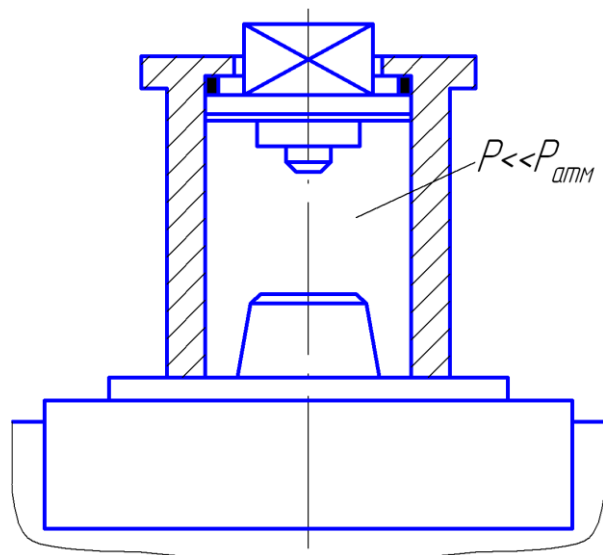


Рисунок А.3 – Ударная установка с принудительным разгоном платформы

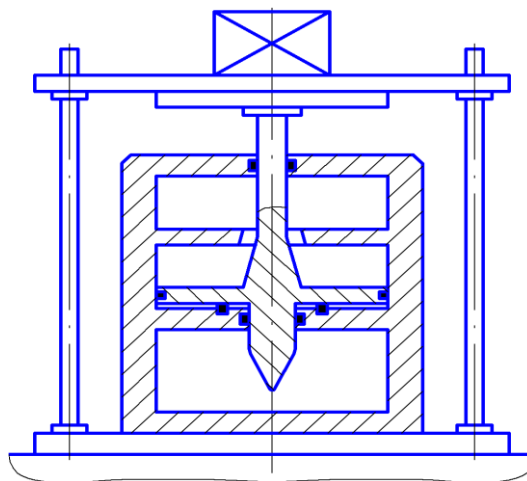


Рисунок А.4 – Пневмогидравлическая ударная установка



Рисунок А.5 – Ударный стенд STM50

Таблица А.1 – Технические характеристики ударных стендов и модельный ряд

Модель ударного стенда	STM 5	STM 10 P	STM 10	STM 50	STM 100	STM 200
Нагрузка, кг	5		10	50	100	200
Количество ударов	1-60					
Длительн. ударного импульса, мс	0,3-12	0,5-12	0,8-20	1-30		2-20
Максимальное ускорение, g	2000	1400	300	600	620	300
Размер стола, мм	Куб 150x150x150	320x250		450x500	500x450	600x800
Габариты стенда (ШxДxВ), мм	350x1250 x1070	420x350 x850	420x350 x530	450x500 x1000	450x500 x1350	600x800 x1375
Вес, кг	120	510	340	980	1250	2500
Питание	1/N/PE AC 220В ±10% 50Гц					
Сжатый воздух	6 бар 260 л/мин	6 бар 600 л/мин	6 бар 300 л/мин	6 бар 600 л/мин	6 бар 1250 л/мин	6 бар 2050 л/мин

Таблица А.2 – Модельный ряд ударных стендов Lansmont

Серия	Модель	Размер стола, см	Максимальная масса образца, кг	Максимальное ускорение (стол без нагрузки)
Standard	15D	15,2×15,2	18	2000g
	23	23×23	36	5000g
	23D	23×23	18	2000g
	65/81	65×81	227	600g
	65/81D	65×81	227	600g
	95/115	95×115	1134	600g
	95/115D	95×115	1134	600g
	122	122×122	1134	500g
	152	152×152	794	400g

Продолжение таблицы А.2

Серия	Модель	Размер стола, см	Максимальная масса образца, кг	Максимальное ускорение (стол без нагрузки)
Performance	От P15 до P30	от 15×10 до 30×40	50	2000g-5000g
	От P30M до P60M	от 30,5×30,5 до 60,9×60,9	68	1500g
	P65/81L	65×81	680	1000g
	P95/115L	95×115	1134	1000g
	P122L	122×122	1134	1000g
High Speed	От HS15 до HS30	от 15×15 до 30×30	113	5000g-10000g
eXtreme Speed	От HSx15 до HSx30	от 15×15 до 30×30	113	10000g
	От HSx30M до HSx60M	от 30×30 до 60×60	907	1500g-7500g



Рисунок А.6 – Ударный стенд серии eXtreme Speed Series

Таблица А.3 – Основные технические характеристики и модельный ряд

Модель ударного стенда	CL 20	CL50	CL 100	CL 200	CL 300	CL 500	CL 1000
Нагрузка, кг	20	50	100	200	300	500	1000
Длительн. ударного импульса, мс	1-18	1-50		1-30		1-18	3-18
Максимал. ускорение: полусинус, пила, трапеция, мс	150-6000 150-1000			150-500 150-500		150-6000 150-500	150-2000 150-500
Максимал. ускорение: трапеция, мс	150-1000			150-500		150-500	150-500
Размер стола, мм	400x400	500x500	800x650	1000x800	1200x1000		1200x1200

Габариты стенда (ШхДхВ), мм	1510x900 x2850	1750x10 0 x2850	1900x120 0 x2850	2300x155 0 x3000	2500x1750x3000		
Вес, кг	3500	40 00	450 0	5500	6500	8500	11000

Таблица А.4 – Основные технические характеристики и модельный ряд

Модель ударного стенда	CL-02	HCL-02	CL-10
Нагрузка, кг	2		10
Длительность ударного импульса, мс	0,2-11	0,05-11	0,2-11
Форма ударного импульса	полусинус		
Ускорение, м/с ²	30000	1000000	15000
Размер стола, мм	115x115	80x80	200x200
Габариты стенда (ДхВхШ), мм	450x180x1980	1750x1000x2850	500x250x2600
Вес, кг	100	3800	495

Таблица А.5 – Основные технические характеристики и модельный ряд

Модель ударного стенда	CP-100	P-100	P-250	P-500	P-800	P-1000
Нагрузка, кг	100		250	500	800	1000
Количество ударов	1-80	1-100	20-80			
Длительн. ударного импульса, мс	6-18					
Ускорение м/с ²	50-1000	50-400			50-200	
Размер стола, мм	500x700		800x1000		1000x1000	
Габариты стенда (ДхВхШ), мм	800x700x90 0	700x900x120 0	1310x1040x118 0	1400x1100x120 0		
Вес, кг	1200	760	1600	2000		
Питание	3/N/PE AC 380В±10% 50Гц					



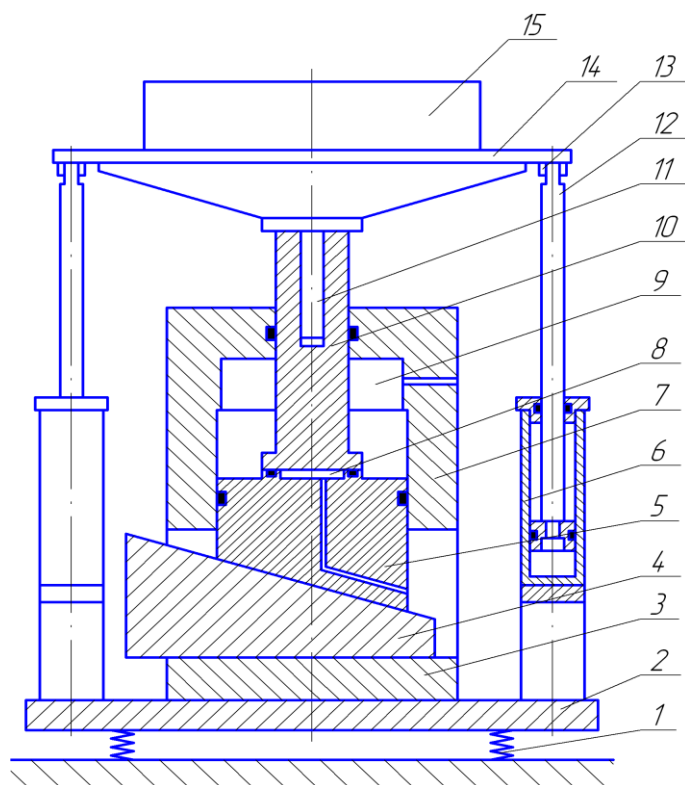
Рисунок А.7 – Ударный стенд фирмы STI



Рисунок А.8 – Ударный стенд одиночного действия с усилителем удара



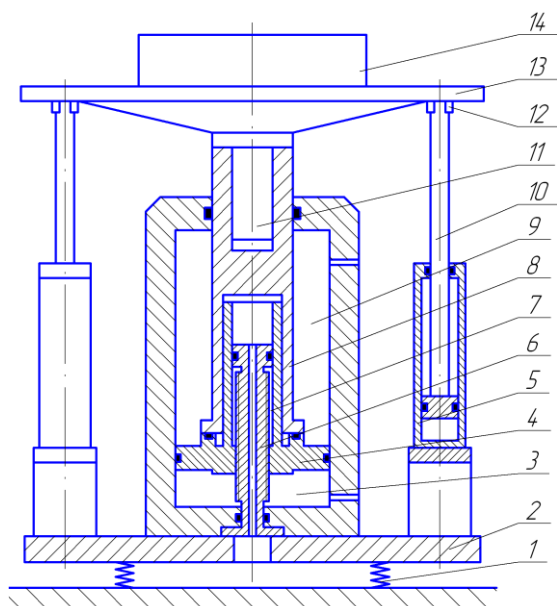
Рисунок А.9 – Электродинамический ударный стенд



1-амортизатор; 2-основание; 3-направляющая; 4-клиновый механизм; 5-поршень; 6-тормозной цилиндр; 7-гидроцилиндр; 8-управляющая полость; 9-рабочая камера; 10-плунжер; 11-штанга платформы; 12-шток тормозного цилиндра;

13-серьга; 14-платформа; 15-испытываемое изделие

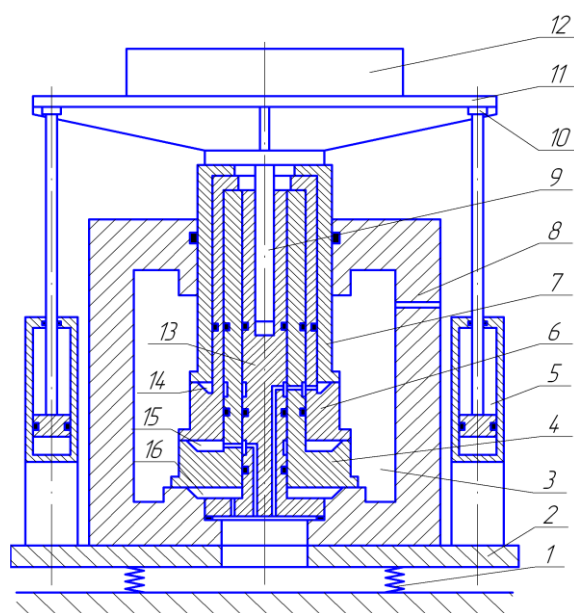
Рисунок А.10 – Стенд для ударных испытаний



1-амортизатор; 2-основание; 3-подпоршневая полость; 4-поршень; 5- тормозной цилиндр; 6-винтовая штанга; 7-управляющая полость; 8- плунжер; 9-рабочая камера; 10-шток тормозного цилиндра; 11-штанга платформы; 12-серьга;

13-платформа; 14-испытываемое изделие

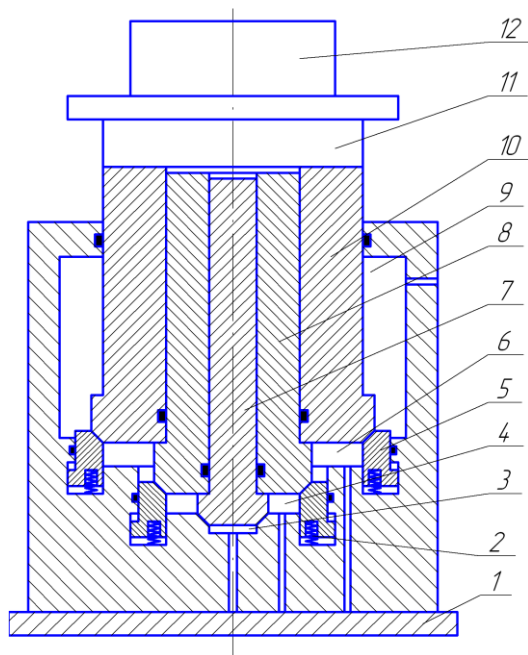
Рисунок А.11 – Стенд для ударных испытаний



1-амортизатор; 2-основание; 3-рабочая камера; 4, 6, 7-части телескопического плунжера; 5-тормозной цилиндр; 8-гидроцилиндр; 9- штанга платформы;

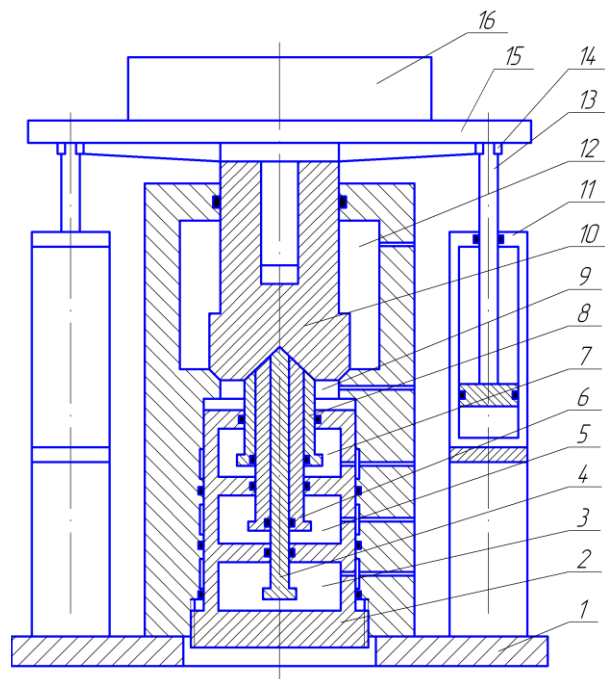
10-серьга; 11-платформа; 12-испытываемое изделие; 13-направляющая штанга; 14, 15, 16-управляющие полости

Рисунок А.12 – Стенд для ударных испытаний



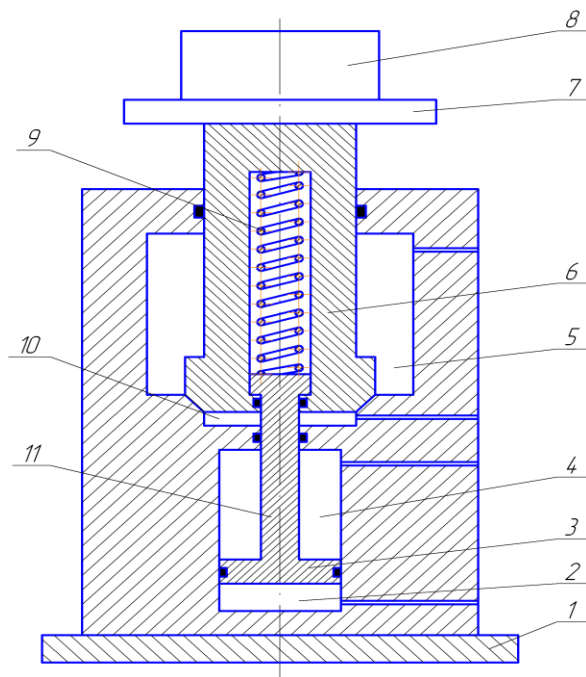
1-основание; 2-пружина; 3, 4, 6-полости управляющего давления; 5-седло плунжера; 7, 8, 10-части телескопического плунжера; 9-рабочая камера; 11-платформа; 12-испытываемое изделие

Рисунок А.13 – Стенд для ударных испытаний

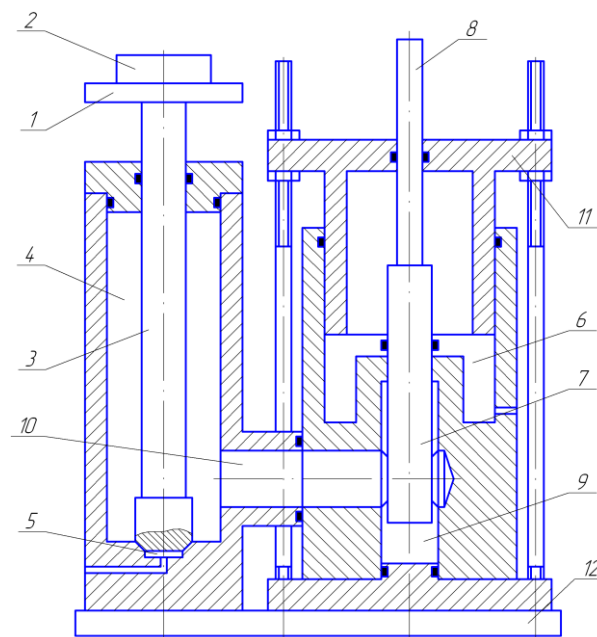


1-основание; 2-цилиндрический блок; 3, 5, 7-герметизированные полости; 4, 6, 8-части телескопического плунжера; 9-полость управляющего давления; 10-основной плунжер; 11-тормозной цилиндр; 12-рабочая камера; 13-шток; 14-серьга; 15-платформа; 16-испытываемое изделие

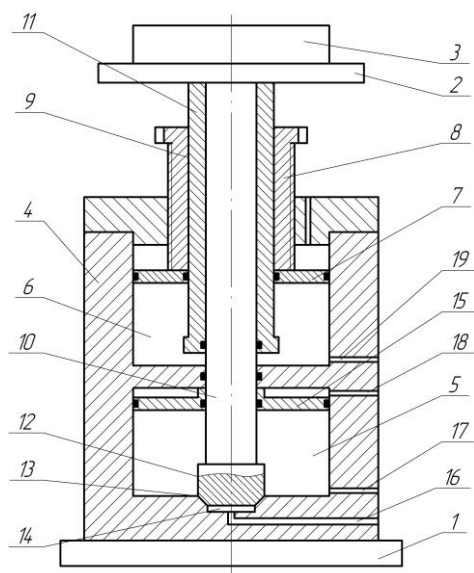
Рисунок А.14 – Стенд для ударных испытаний



1-основание; 2-поршневая полость; 3-поршень; 4-штоковая полость; 5-камера давления; 6-плунжер; 7-платформа; 8-испытуемое изделие; 9-пружина сжатия; 10-полость управляющего давления; 11-шток
 Рисунок А.15 – Стенд для ударных испытаний



1-платформа; 2-испытуемое изделие; 3-основной плунжер; 4-камера давления; 5-управляющая полость; 6-камера давления переменного объема; 7-ступенчатый плунжер; 8-шток; 9-полость; 10-соединяющий канал; 11-выдвижная крышка; 12-жесткое основание
 Рисунок А.16 – Стенд для ударных испытаний



1-основание; 2-платформа; 3-испытуемое изделие; 4-камера давления;
 5, 6-полости камеры давления; 7-плавающий поршень; 8-механизм
 перемещения; 9-плунжер; 10-внутренняя часть плунжера; 11-внешняя
 часть плунжера; 12-буртик; 13-уплотнение; 14-герметизированная
 полость; 15-дополнительный плавающий поршень; 16-19-отверстия для
 подключения к источнику давления

Рисунок А.17 – Стенд для ударных испытаний

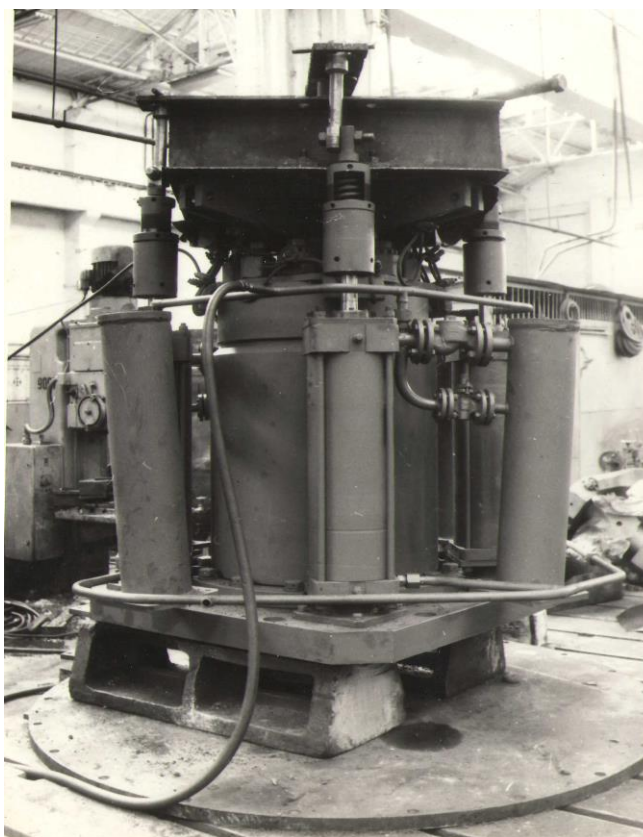


Рисунок А.18 – Стенд ударный СУ-500

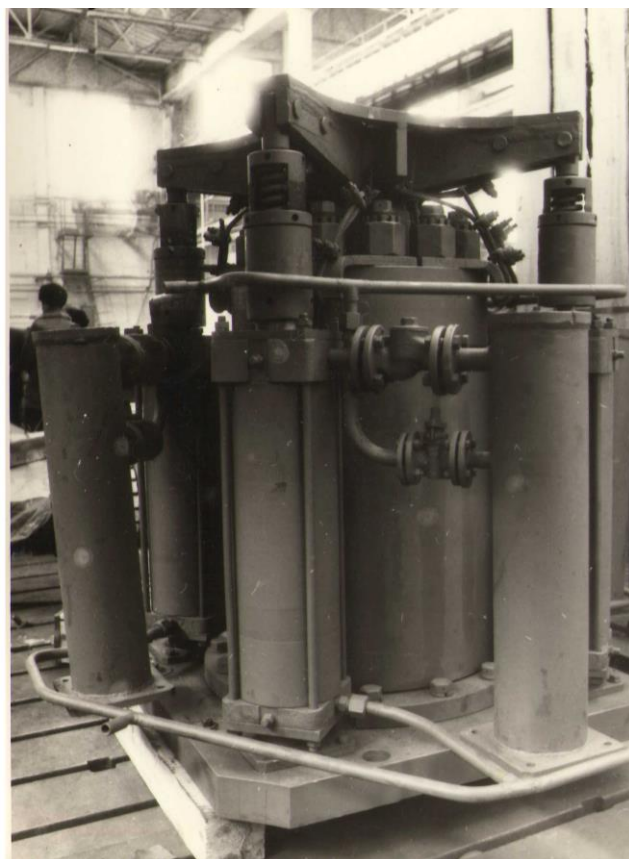
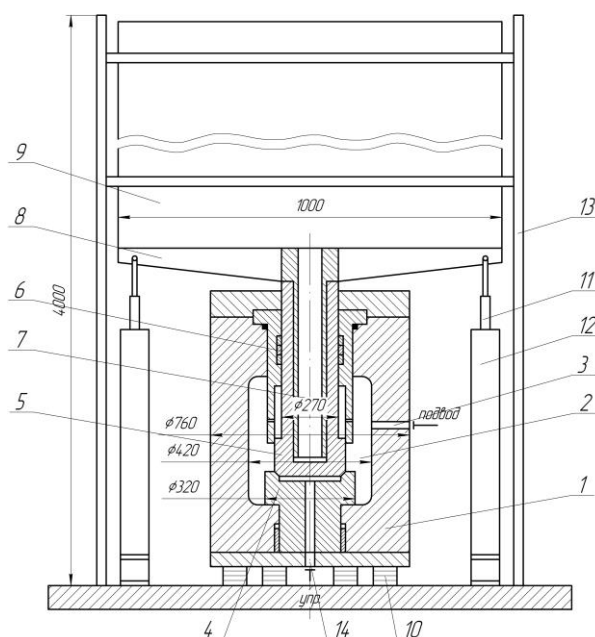


Рисунок А.19 – Стенд ударный СУ-2000



1-корпус; 2-рабочая полость; 3-канал подвода; 4-основание (седло); 5-плунжер; 6-уплотнения; 7-направляющая; 8-стол; 9-изделие; 10-амортизаторы; 11-плунжеры пневмоцилиндров; 12-пневмоцилиндры; 13-стойки; 14-подвод от системы управления

Рисунок А.20 – Стенд ударный СУ-500

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Относительные погрешности при определении энергии упругой деформации и активного хода от давления

Таблица Б.1 – Величины относительных погрешностей определения энергии упругой деформации в зависимости от давления рабочей жидкости

p , МПа	5	10	25	50	75	100	150	200	250	300
Δ_{21} , %	1,9	3,9	9,5	19,0	28,6	38,1	57,1	76,2	95,2	114,3
Δ_{31} , %	2,5	4,5	12,5	23,7	35,1	46,4	68,4	89,8	110,9	131,7
Δ_{32} , %	0,6	1,0	2,3	3,9	5,1	6,0	7,1	7,8	8,1	8,2

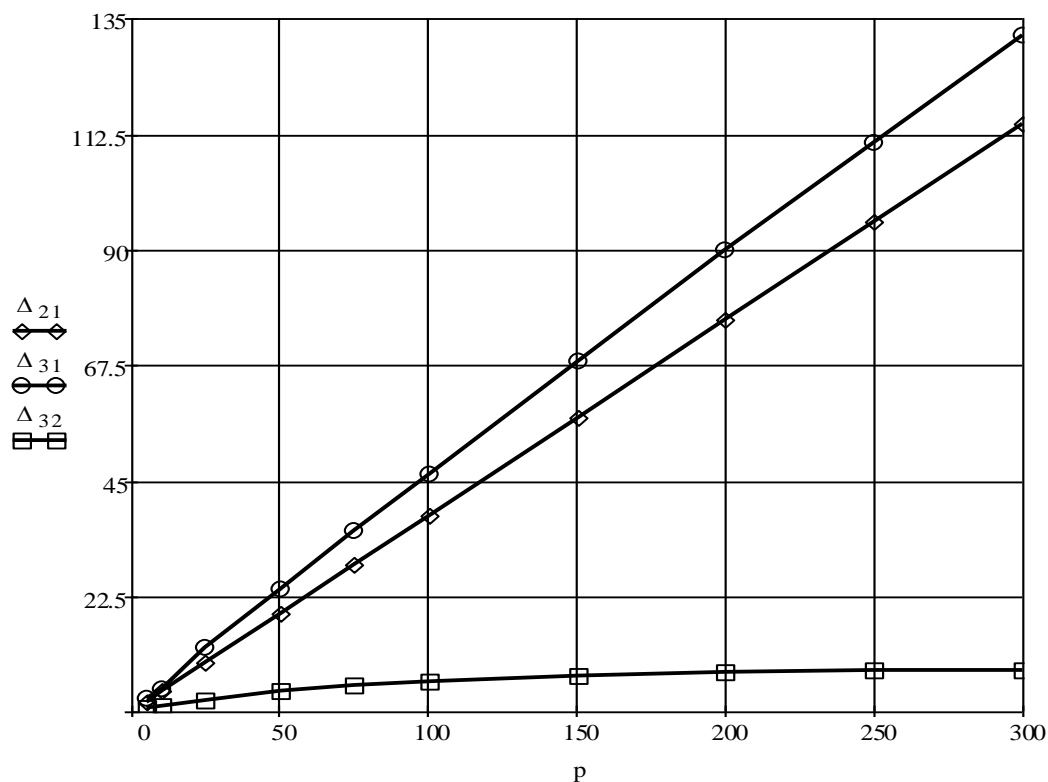


Рисунок Б.1 – Относительные погрешности определения энергии упругой деформации по формулам (7.56), (7.58), (7.62) для масла АМГ-10 в зависимости от давления

Таблица Б.2 – Величины относительных погрешностей определения давления активного хода в зависимости от перепада давлений.

p , МПа	2	5	10	15	25	50	100	200	300
Δ_1 , %	-6,0	-3,8	-4,5	-5,9	-8,9	-16,8	-31,7	-58,8	-83,5
Δ_2 , %	-5,2	-1,9	-0,7	-0,2	0,5	1,8	4,6	9,8	14,4
Δ_3 , %	-4,4	-0,05	2,8	4,9	8,4	15,4	25,2	37,0	44,1

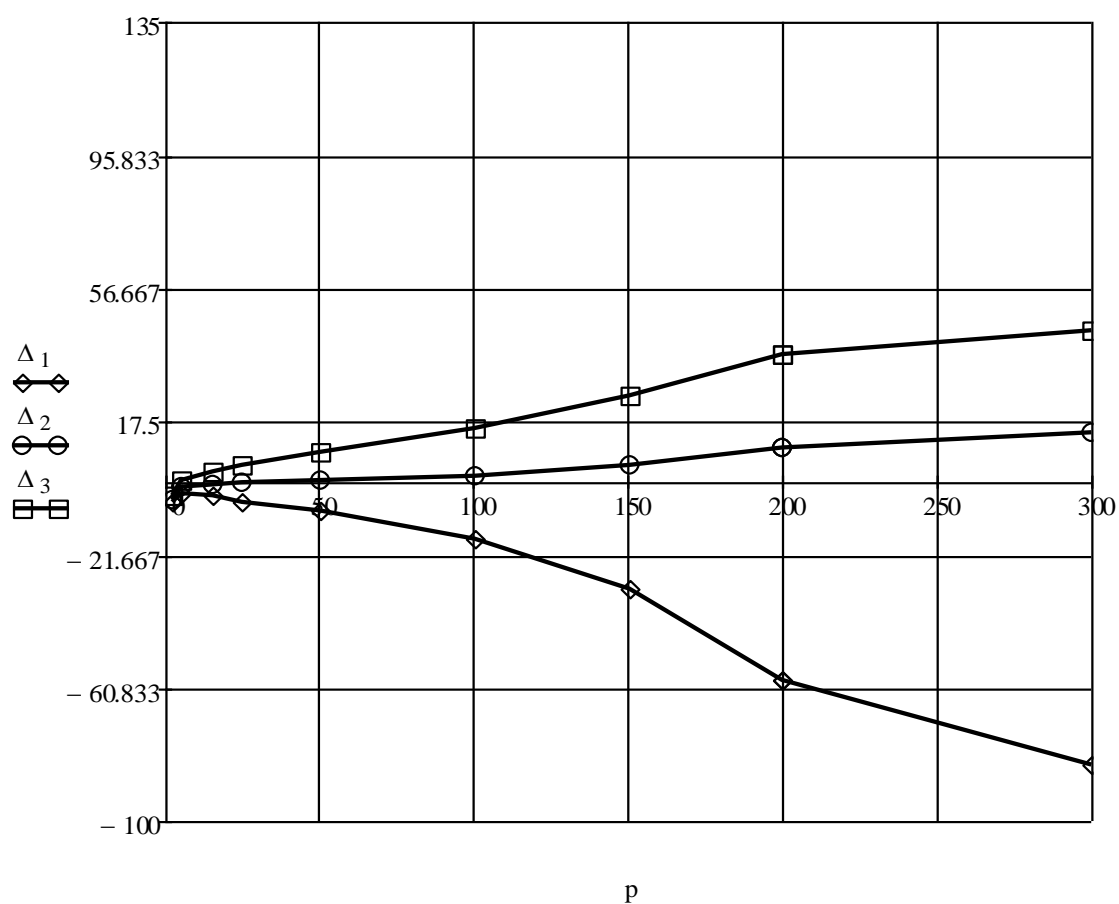


Рисунок Б.2 – Относительные погрешности определения активного хода по формулам (2.14) - (2.16) для масла АМГ-10 в зависимости от давления

ПРИЛОЖЕНИЕ В. Расчеты математических моделей

Таблица В.1 – Ударное ускорение для одномассовых моделей

Время действия импульса t, мс	Ударное ускорение a1, м/с ² при давлении 3 МПа		Ударное ускорение a2, м/с ² при давлении 7 МПа		Ударное ускорение a3, м/с ² при давлении 10 МПа	
	Модель №1	Модель №4	Модель №1	Модель №4	Модель №1	Модель №4
0	1188	1188	2773	2773	3962	3962
0,5	1177	1177	2746	2745	3924	3920
1,0	1143	1142	2667	2661	3810	3797
1,5	1087	1084	2536	2523	3623	3596
2,0	1010	1006	2356	2334	3366	3322
2,5	913,25	907,389	2131	2099	3036	2968
3,0	799,124	791,554	1847	1803	2650	2560
3,5	669,642	660,549	1539	1484	2264	2156
4,0	527,273	517,149	1230	1167	1724	1657

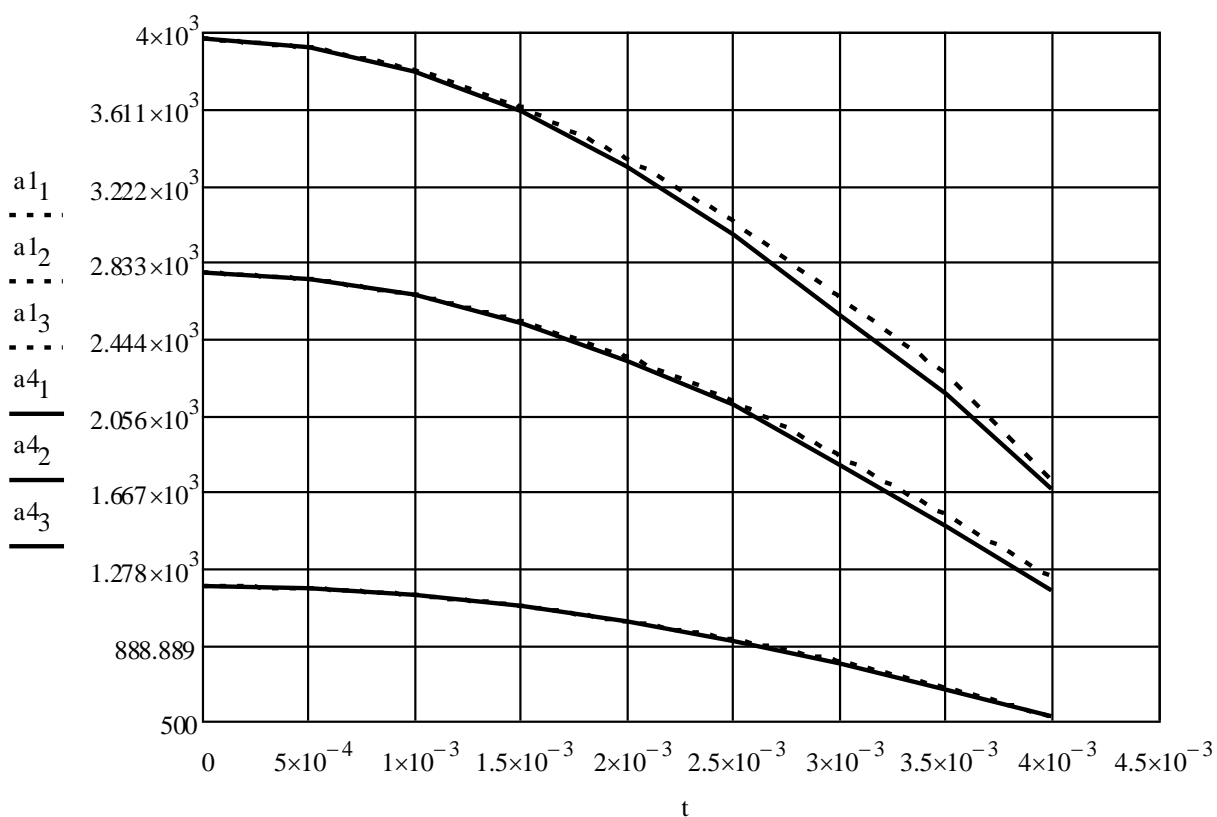


Рисунок В.1 – Графики ударных ускорений для модели №1 и модели №4

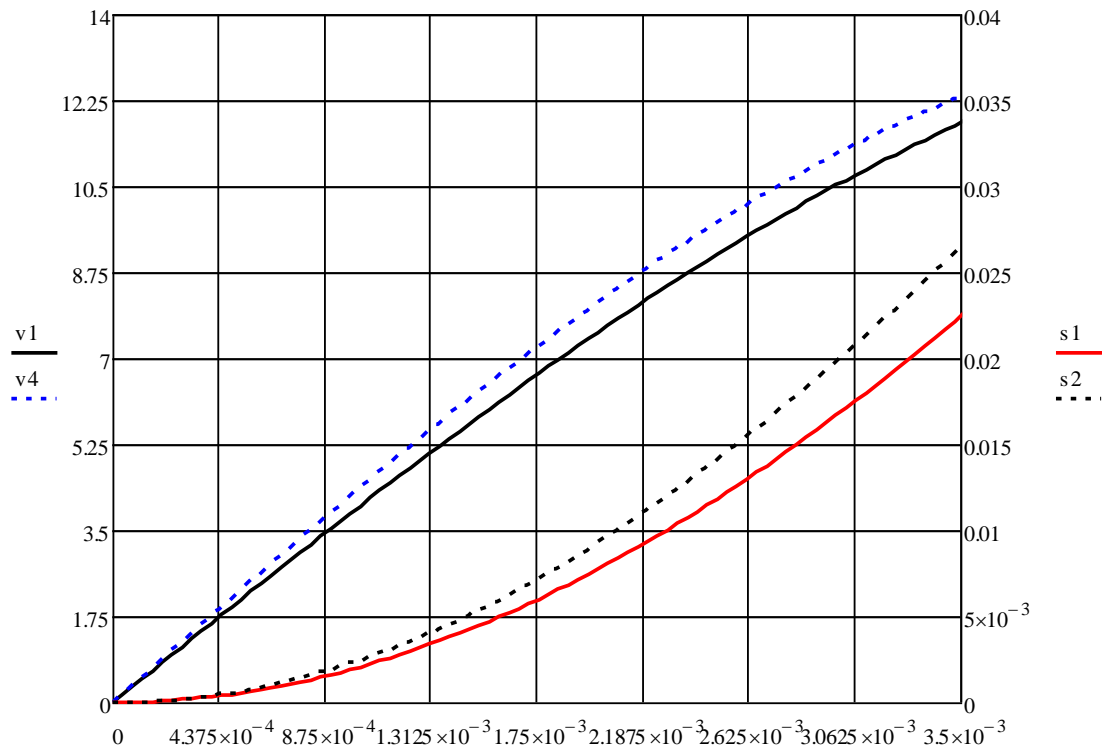


Рисунок В.2 – Графики пути и ускорения для модели №1 и №4

ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Графические зависимости силовых параметров

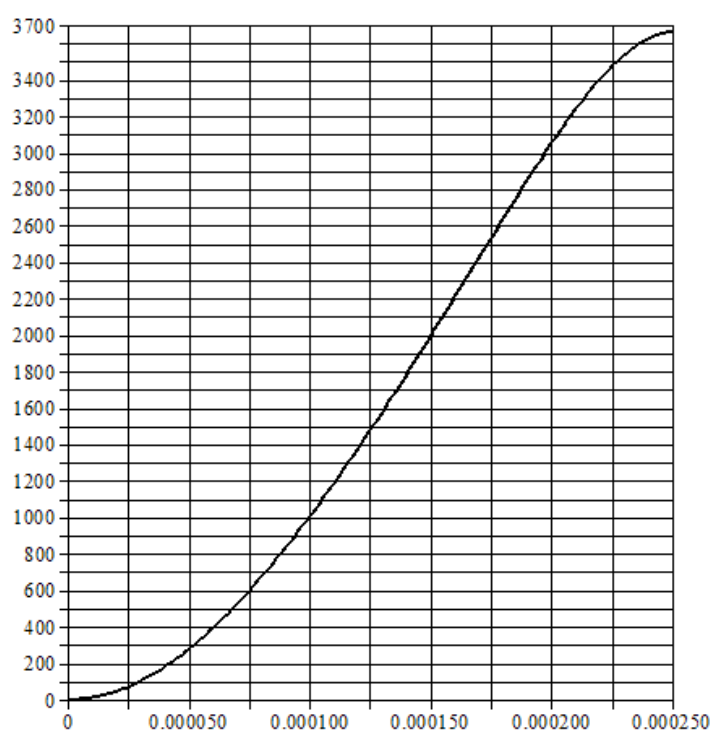


Рисунок Г.1 – Передний фронт ударного ускорения при 10 МПа и объеме управляющей полости 20мл

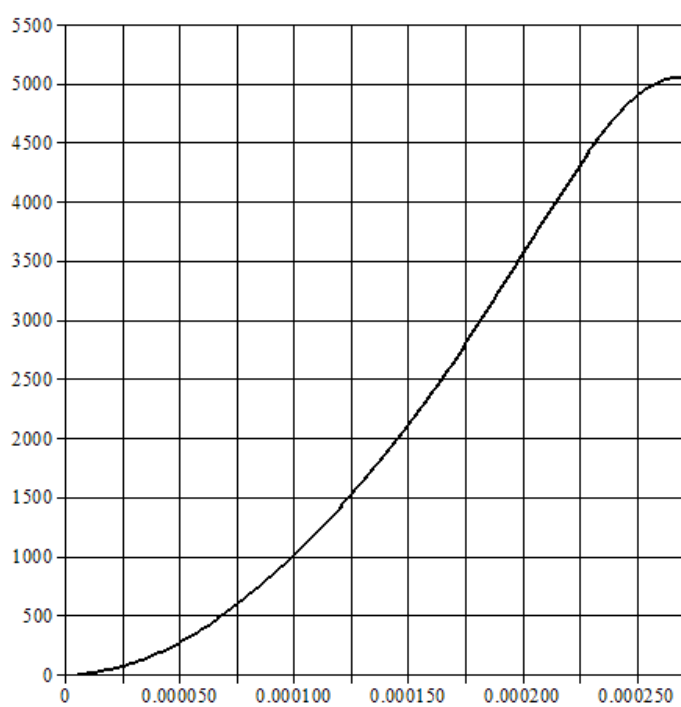


Рисунок Г.2 – Передний фронт ударного ускорения при 12 МПа объеме управляющей полости 20мл

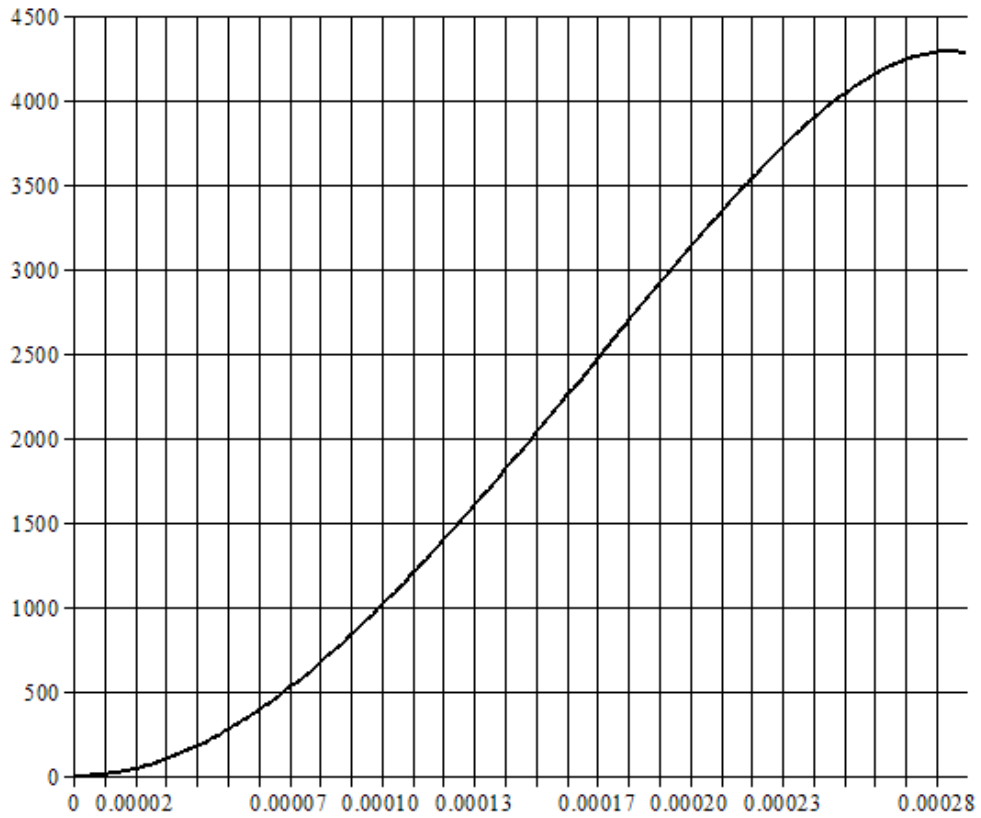


Рисунок Г.3 – Передний фронт ударного ускорения при 12 МПа объеме управляющей полости 60 мл

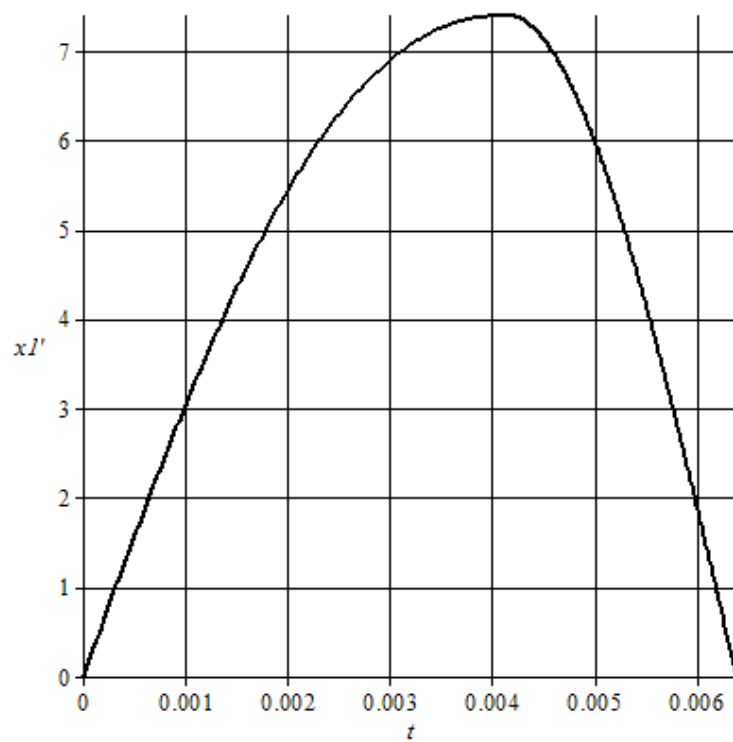


Рисунок Г.4 – Графическая зависимость скорости плунжера от времени

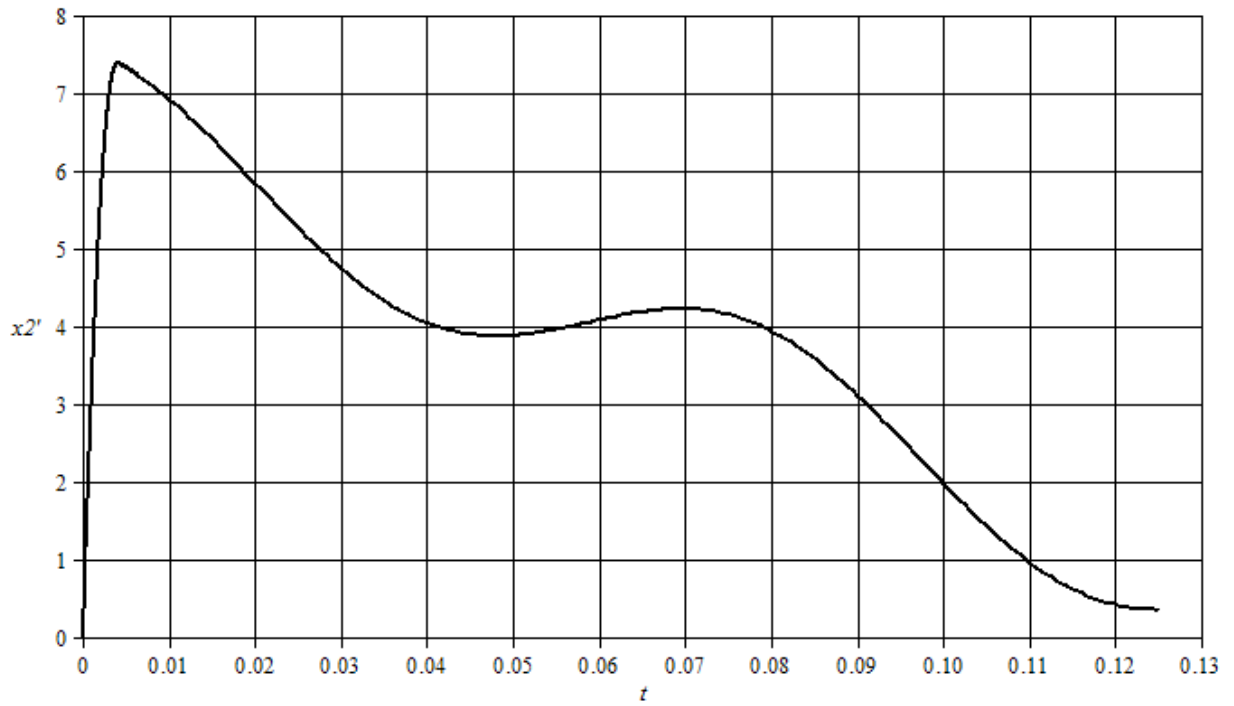


Рисунок Г.5 – Графическая зависимость скорости платформы с изделием от времени

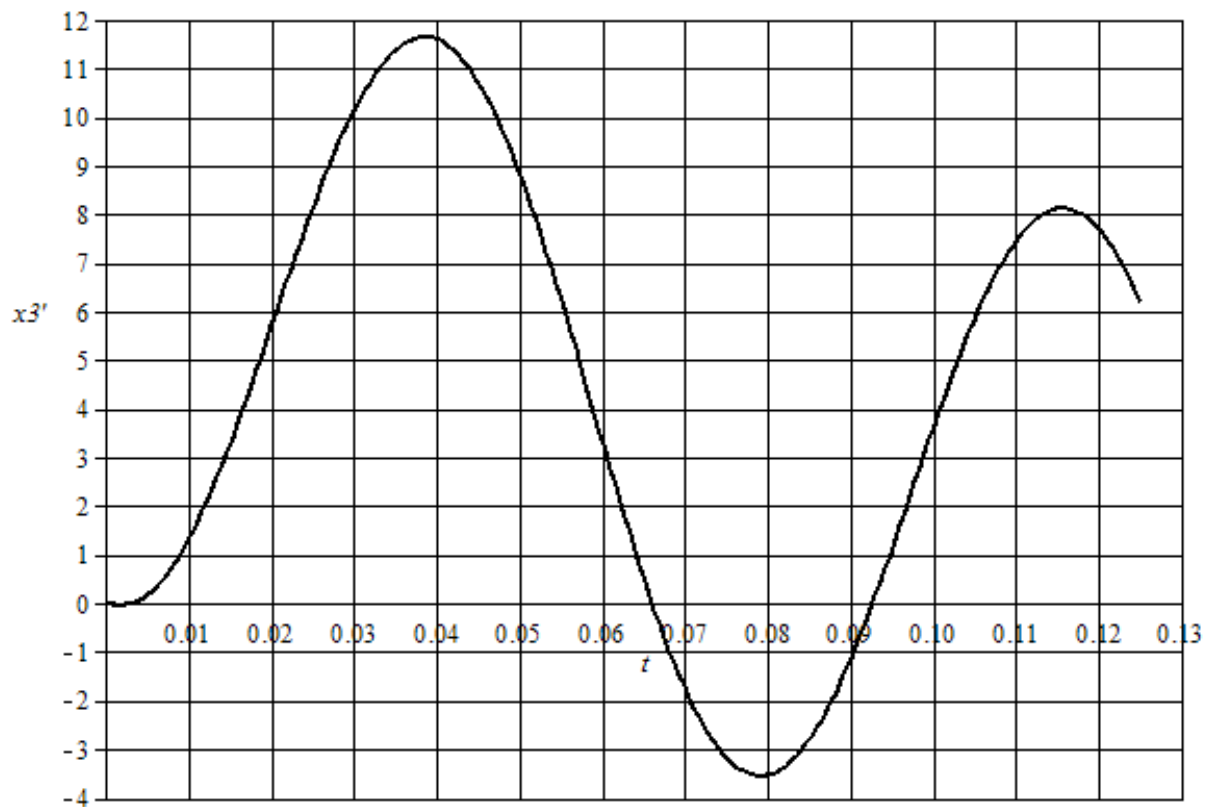


Рисунок Г.6 – Графическая зависимость скорости штоков тормозных цилиндров от времени

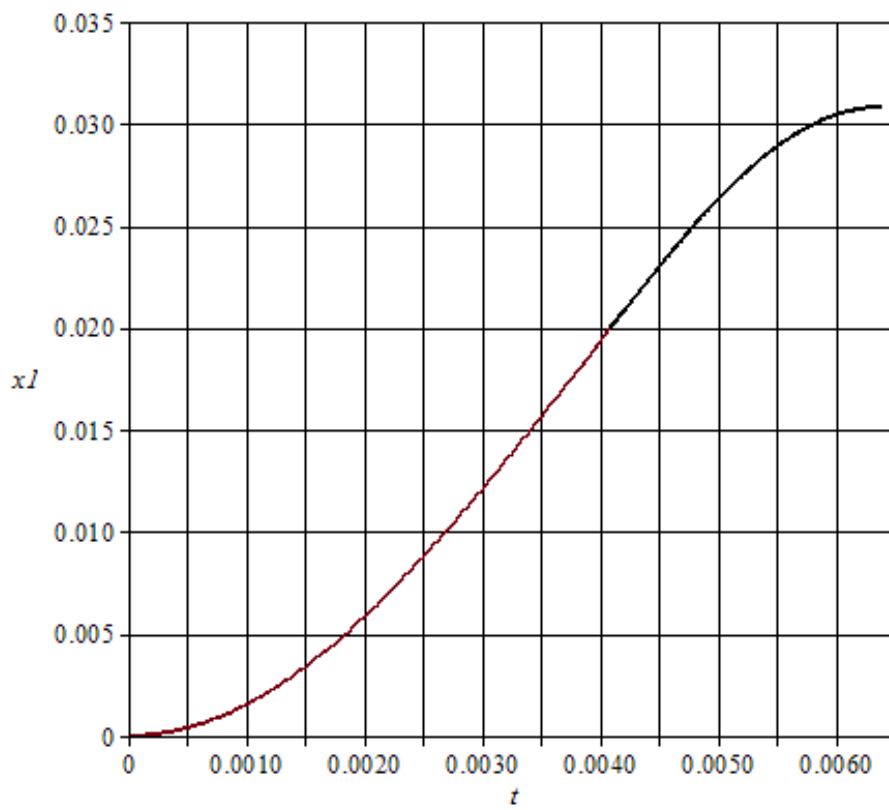


Рисунок Г.7 – Графическая зависимость перемещения плунжера от времени

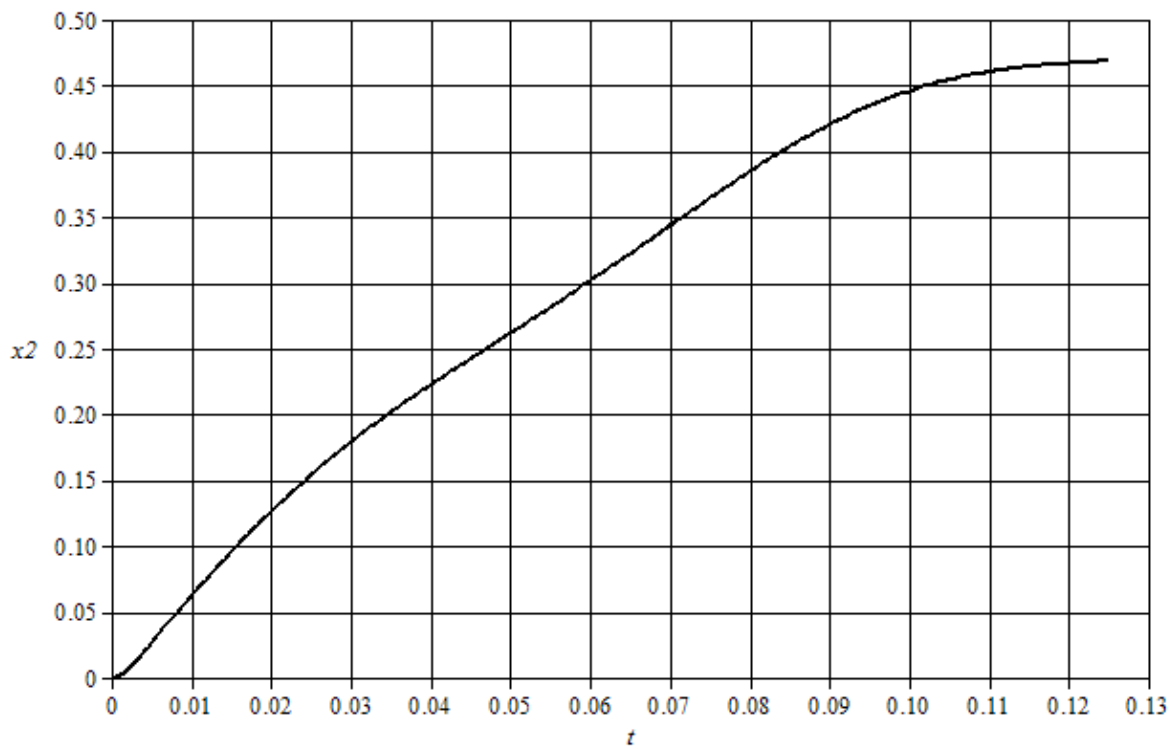


Рисунок Г.8 – Графическая зависимость перемещения платформы с изделием от времени

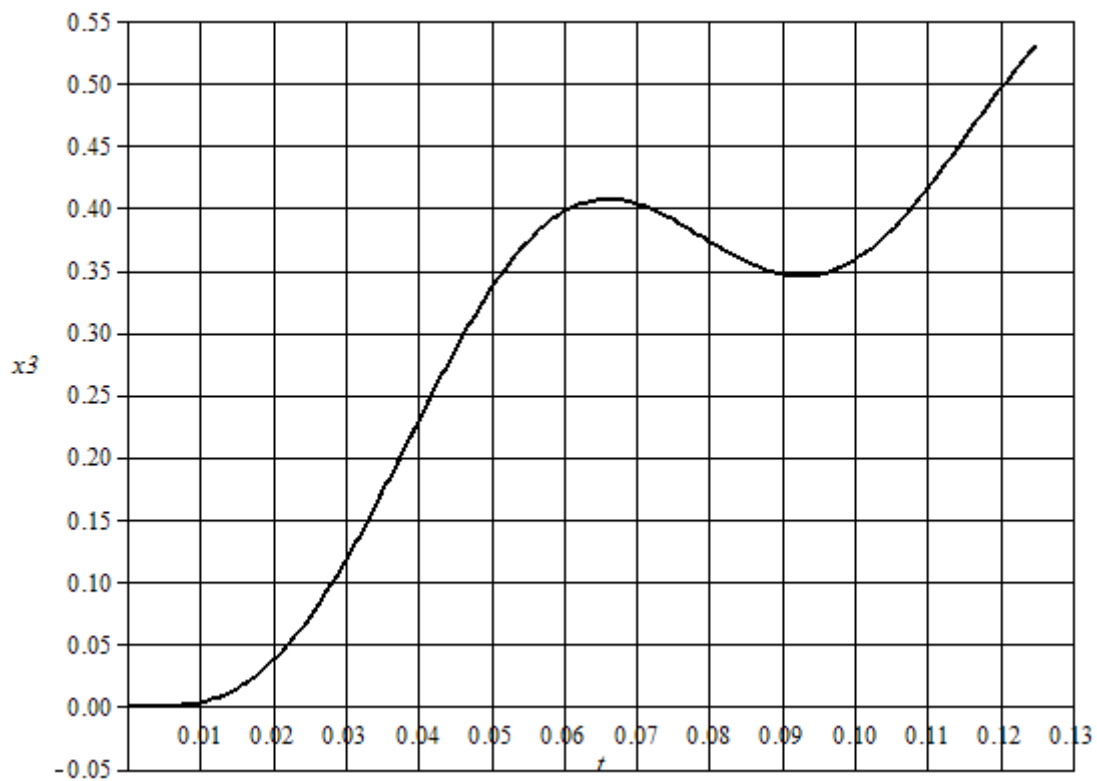


Рисунок Г.9 – Графическая зависимость перемещения штоков тормозных цилиндров от времени

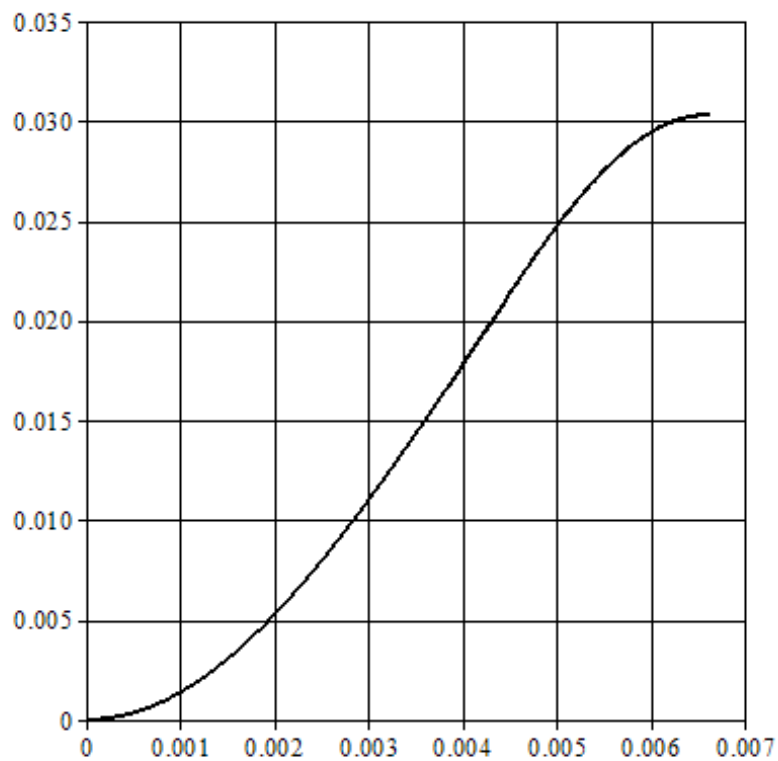


Рисунок Г.10 – График перемещения шток-клапана

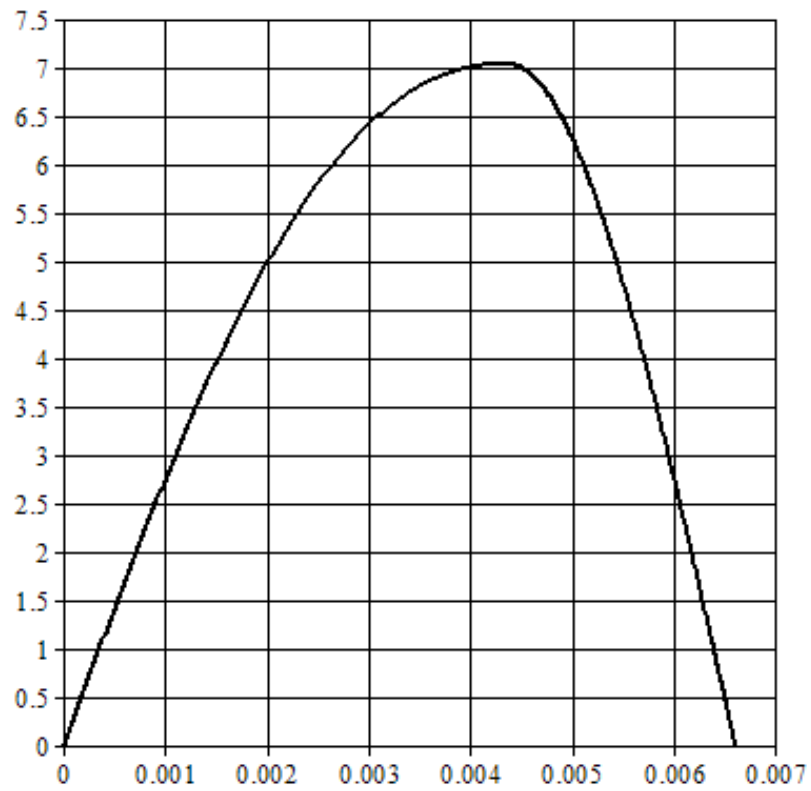


Рисунок Г.11 – График скорости штока-клапана

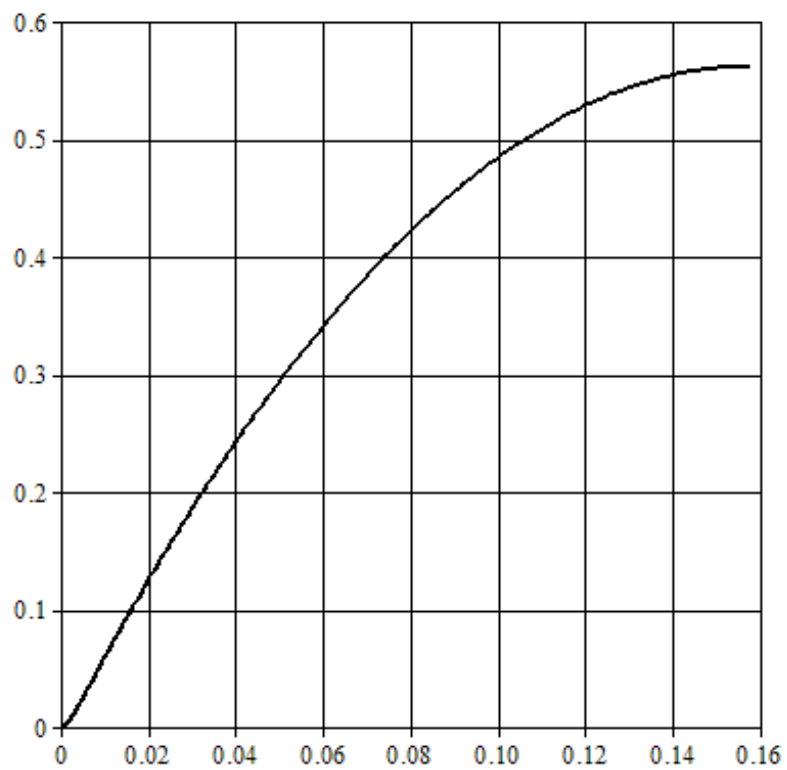


Рисунок Г.12 – График перемещения платформы

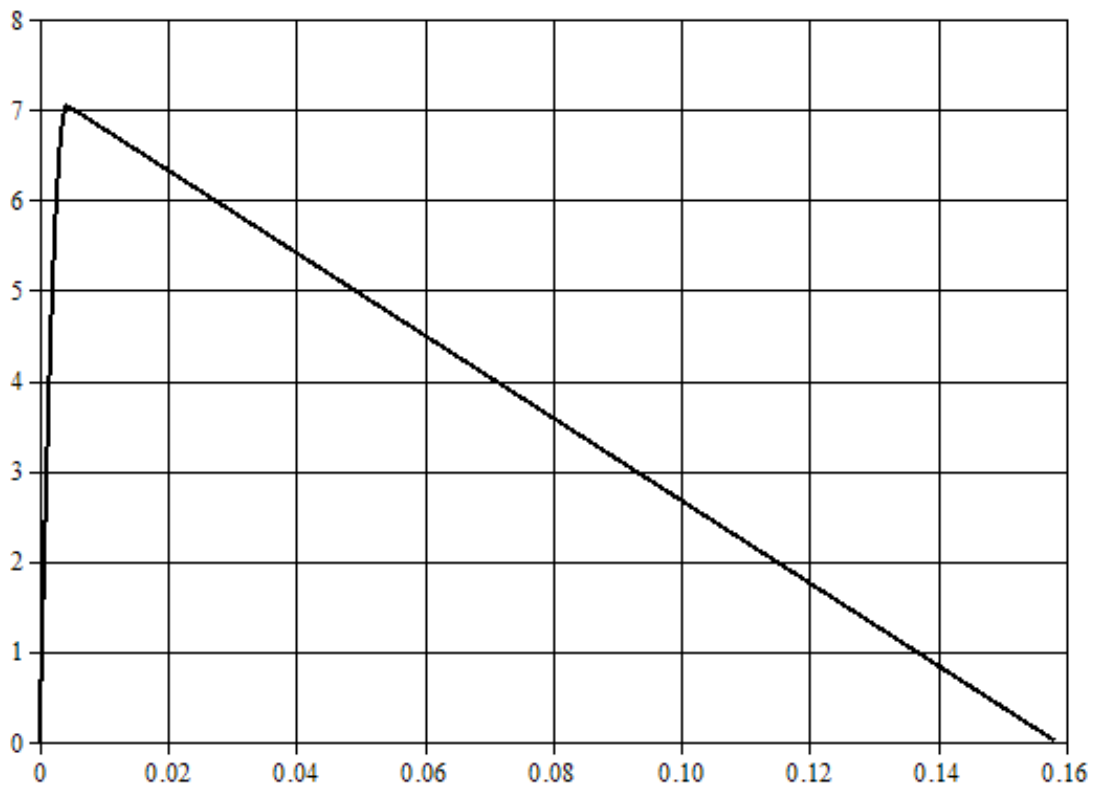


Рисунок Г.13 – График скорости платформы

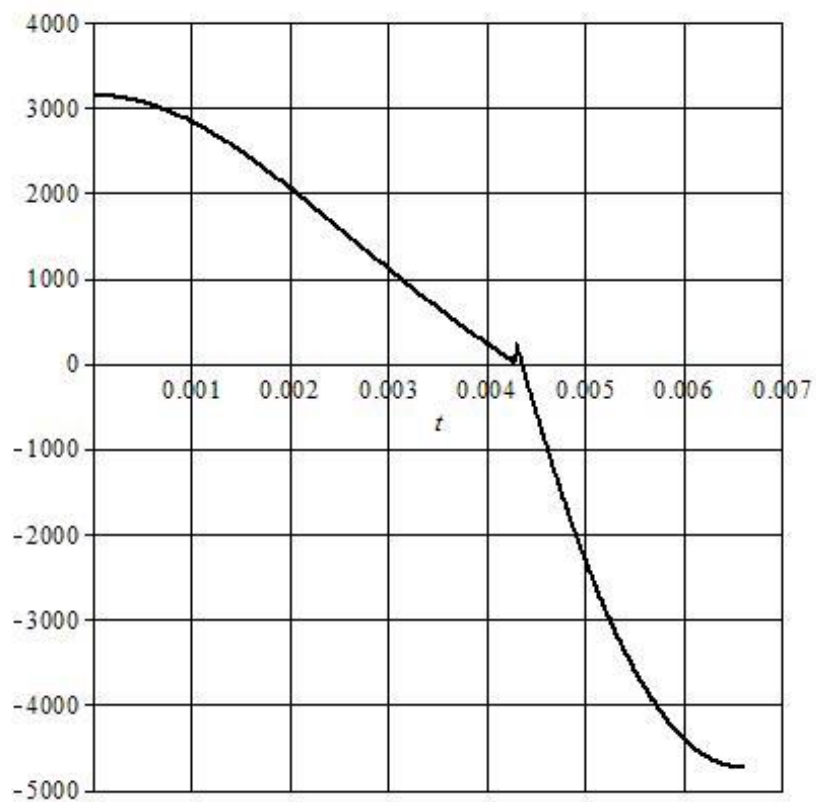


Рисунок Г.14 – График ускорения штока-клапана

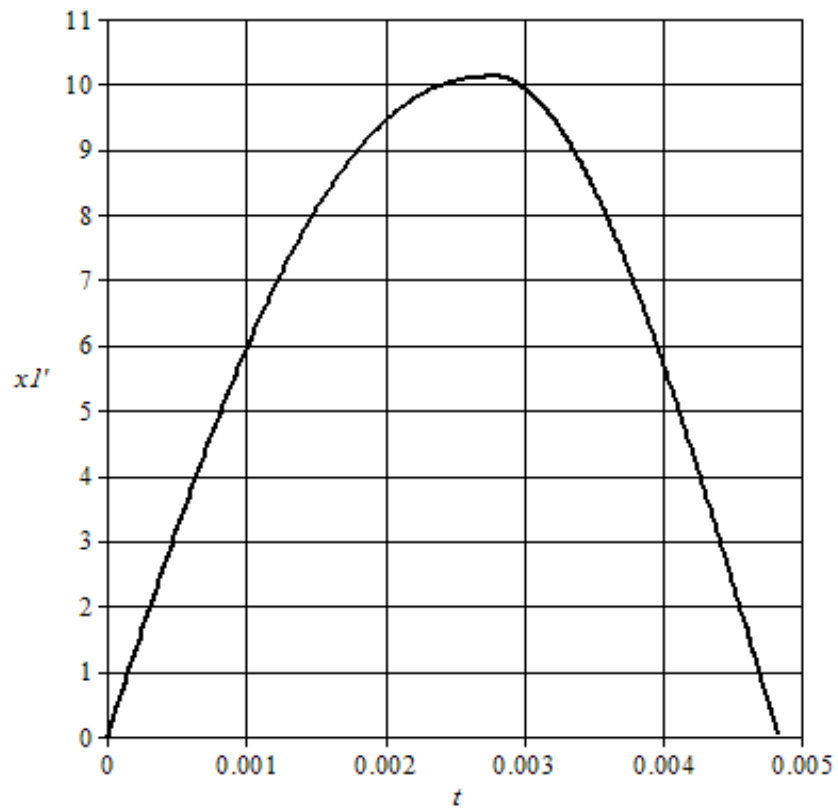


Рисунок Г.15 – График скорости шток-клапана

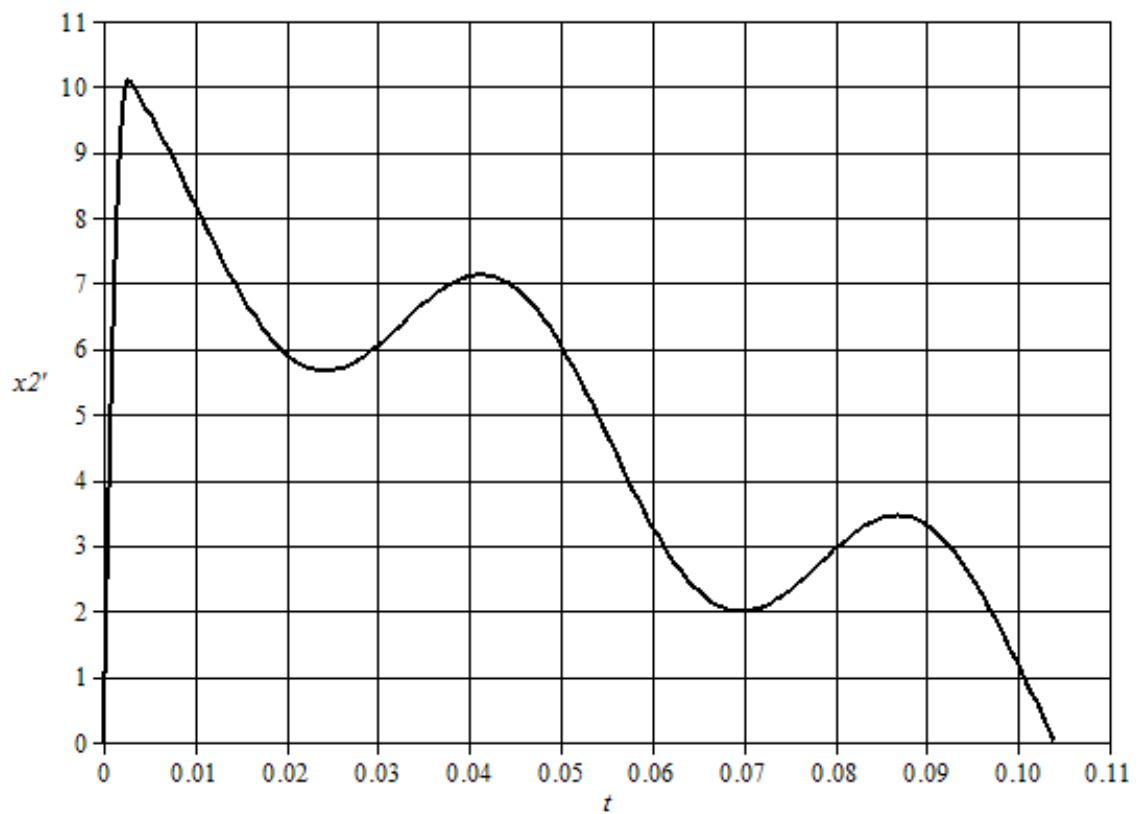


Рисунок Г.16 – График скорости платформы

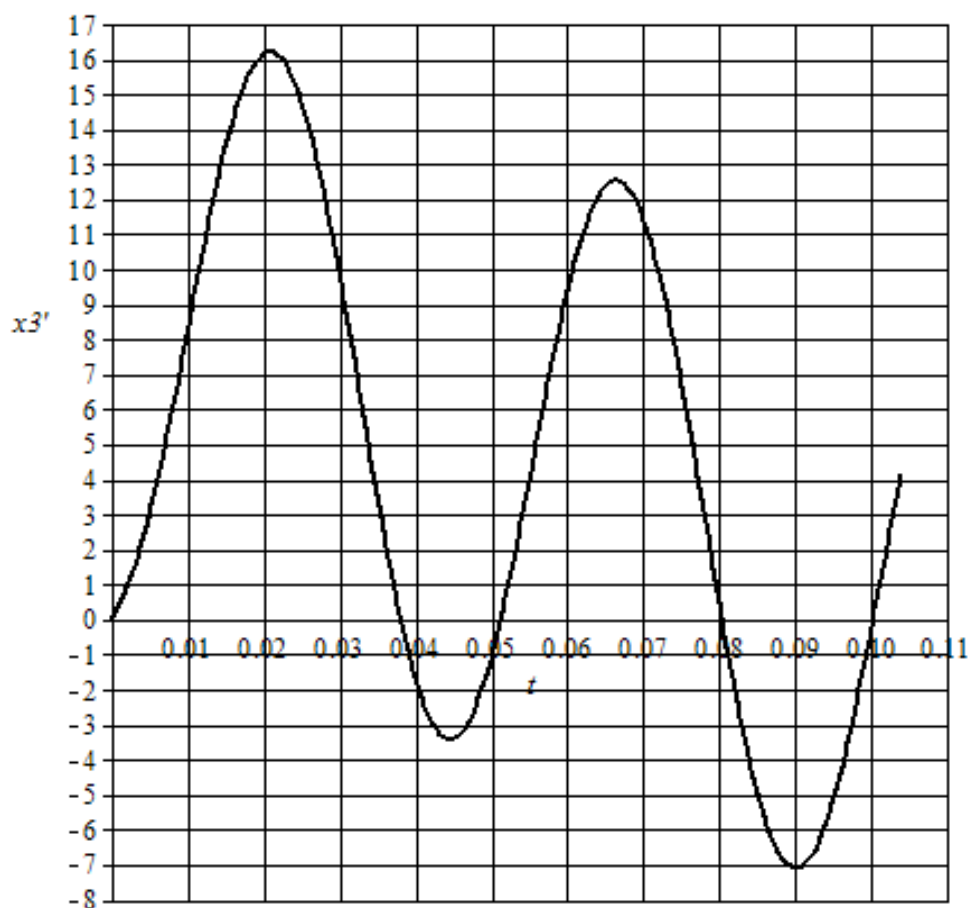


Рисунок Г.17 – График скорости штоков пневмоцилиндров

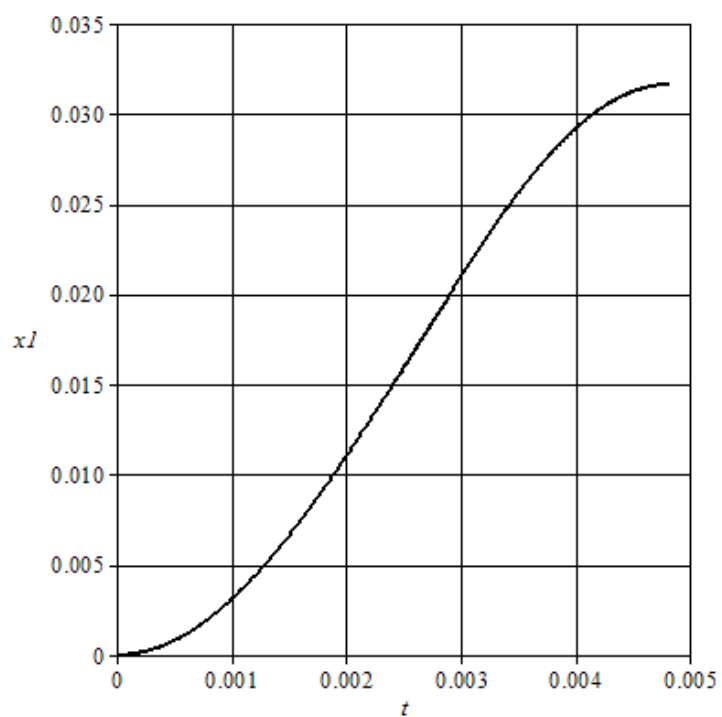


Рисунок Г.18 – График перемещения шток-клапана

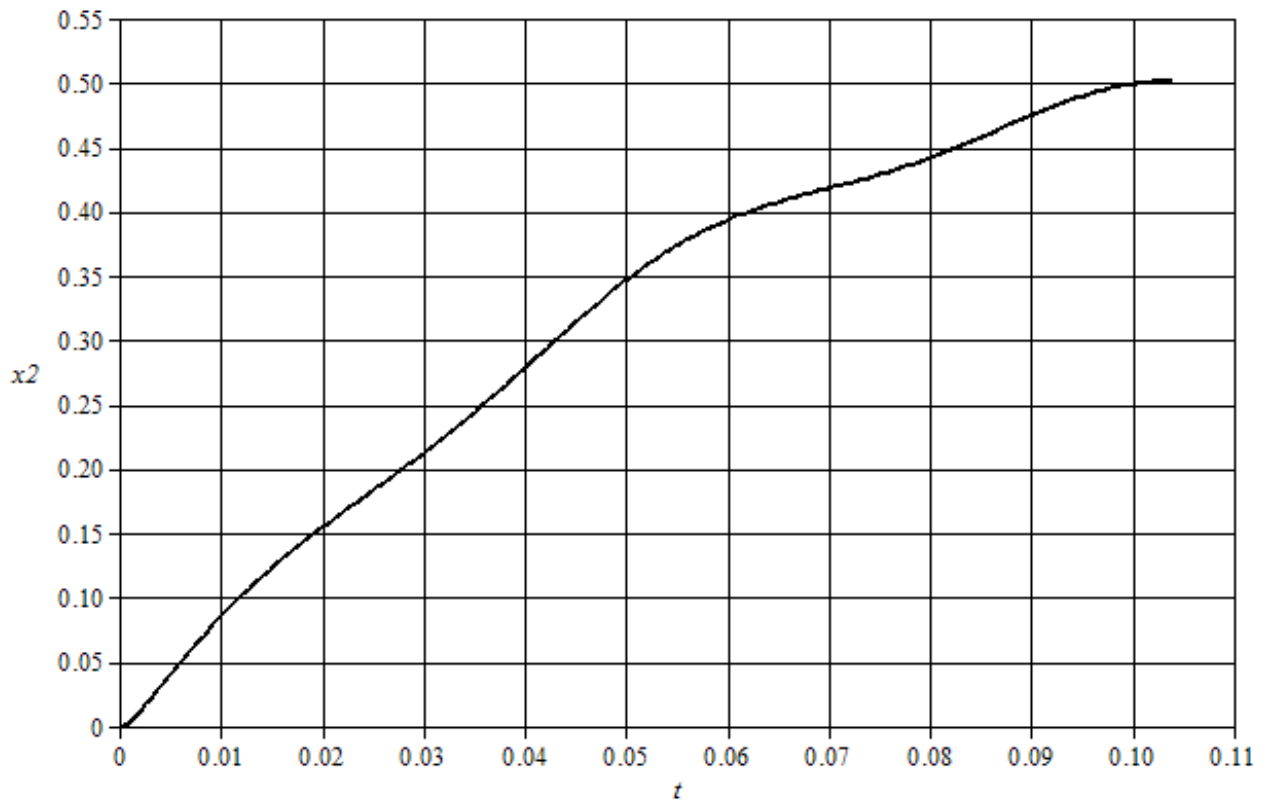


Рисунок Г.19 – График перемещения платформы

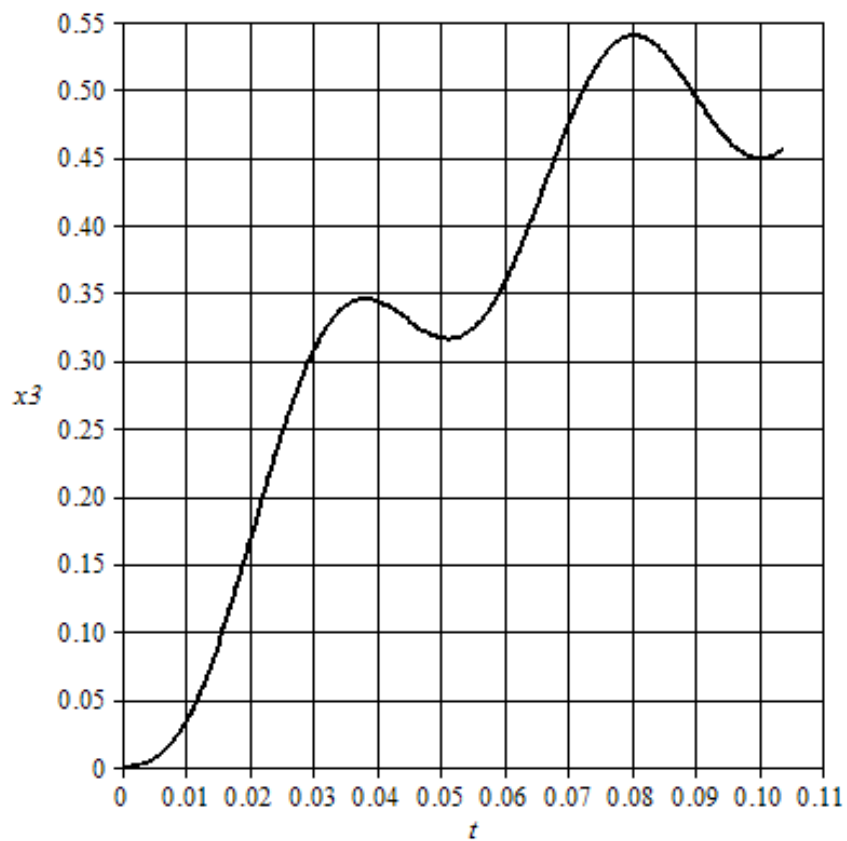


Рисунок Г.20 – График перемещения штоков пневмоцилиндров

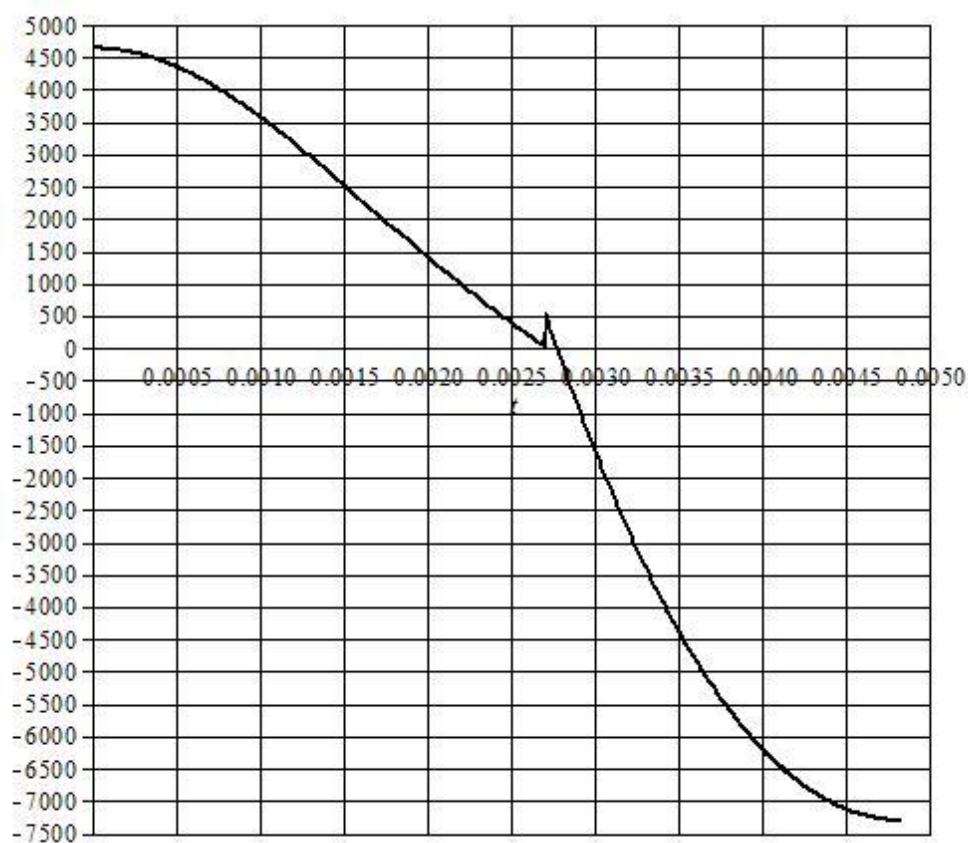


Рисунок Г.21 – График ускорения шток-клапана

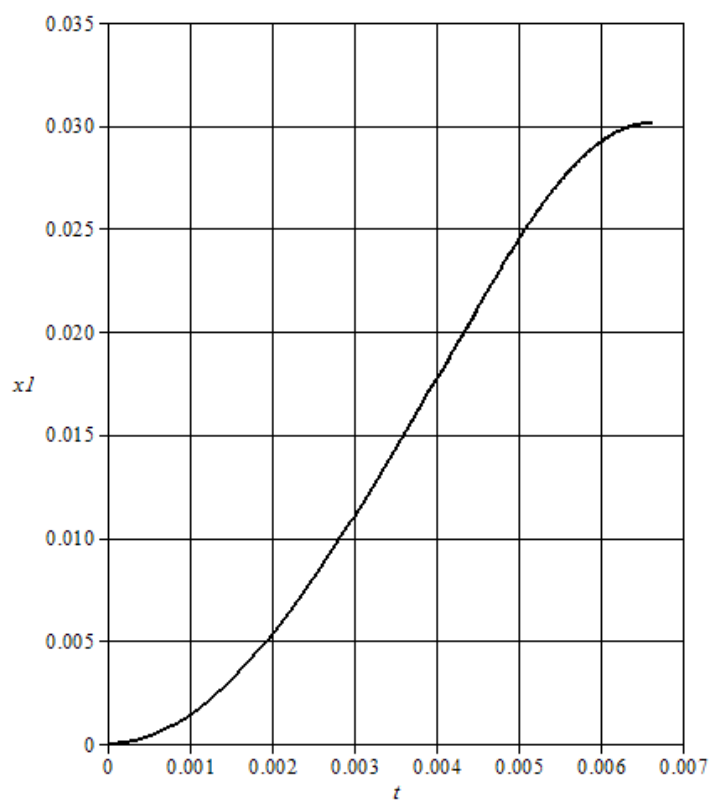


Рисунок Г.22 – Перемещение шток-клапана

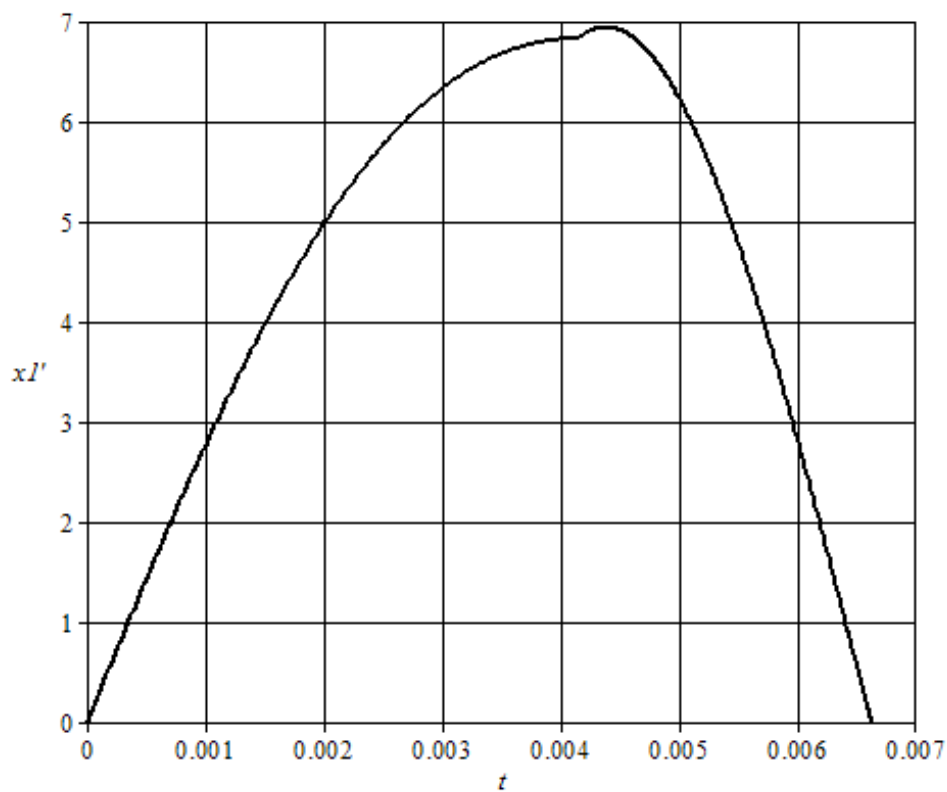


Рисунок Г.23 – График скорости штока-клапана

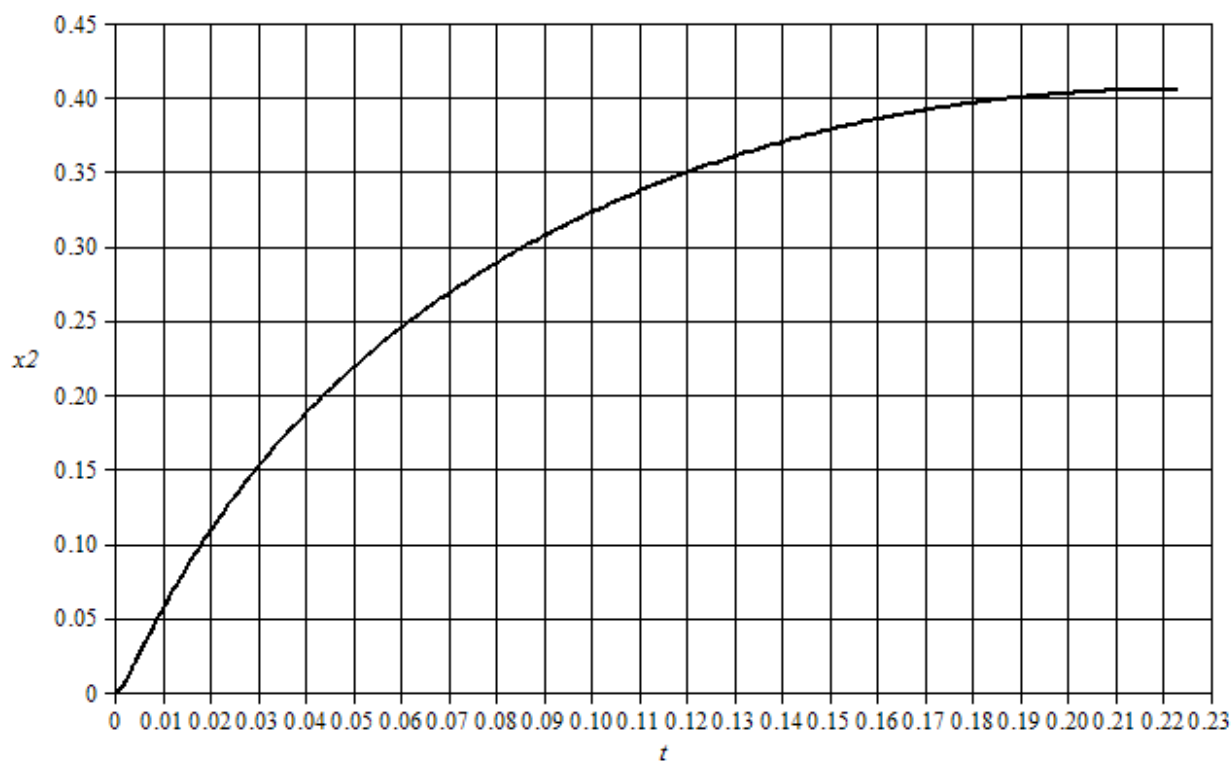


Рисунок Г.24 – График перемещения платформы

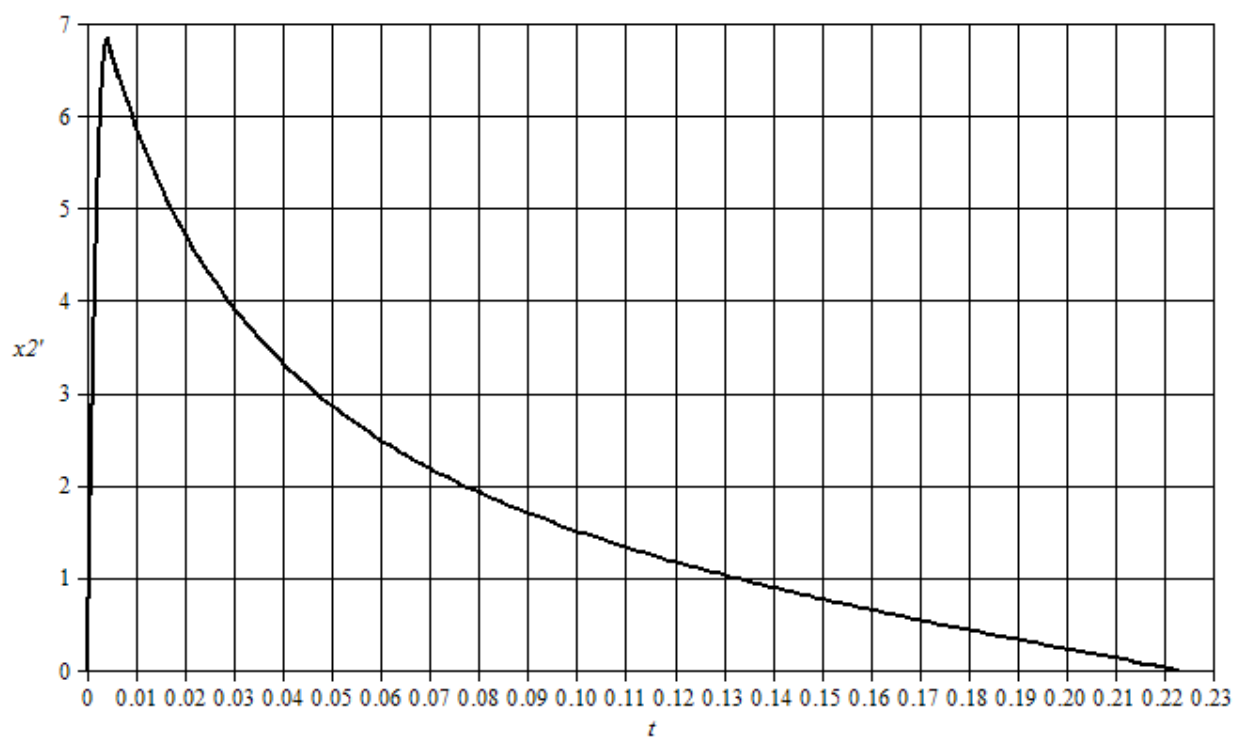


Рисунок Г.25 – График скорости платформы

ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Математическая модель стенда с гидроцилиндрами,
штоки которых соединены через пружину

Составим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение подвижных частей стенда на первом этапе (1):

$$\begin{aligned}(m_1 + m_2)\ddot{x}_1 &= F_1 - F_2 - F_{ГС} - F_{ТР} - G_1 - G_2; \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1; \\ m_3\ddot{x}_3 &= F_2' - F_{Ц} - G_3.\end{aligned}\tag{1}$$

Движение системы на втором этапе описывается следующими дифференциальными уравнениями (2):

$$\begin{aligned}m_1\ddot{x}_1 &= F_1 - F_{ГС} - F_{ТР} - G_1; \\ m_2\ddot{x}_2 &= -F_2 - G_2; \\ m_3\ddot{x}_3 &= F_2' - F_{Ц} - G_3.\end{aligned}\tag{2}$$

Движение на третьем этапе характеризуется остановкой шток-клапана, масса m_1 , и описывается следующими дифференциальными уравнениями (3):

$$\begin{aligned}m_2\ddot{x}_2 &= -F_2 - G_2; \\ m_3\ddot{x}_3 &= F_2' - F_{Ц} - G_3.\end{aligned}\tag{3}$$

Начальные условия, взятые для решения системы, были параметры СУ-2000, по полученным данным построены графики перемещения и скорости шток-клапана (рис. Д.1, Д.2), стола с испытуемым изделием (рис. Д.3, Д.4) и штоков гидроцилиндров (рис. Д.5, Д.6).

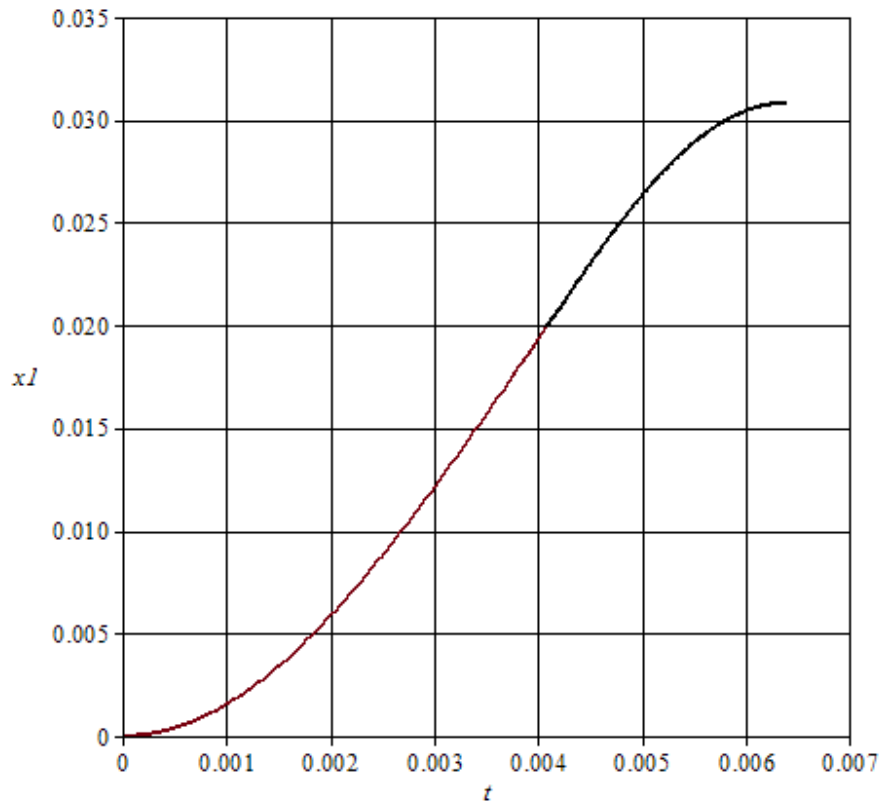


Рисунок Д.1 – График перемещения шток-клапана

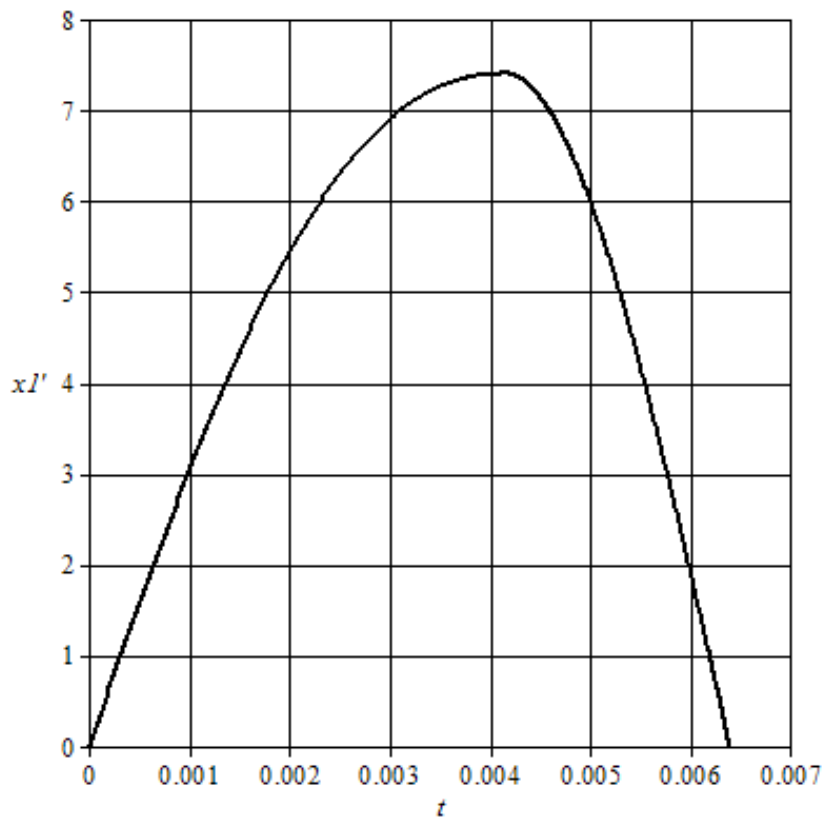


Рисунок Д.2 – График скорости шток-клапана

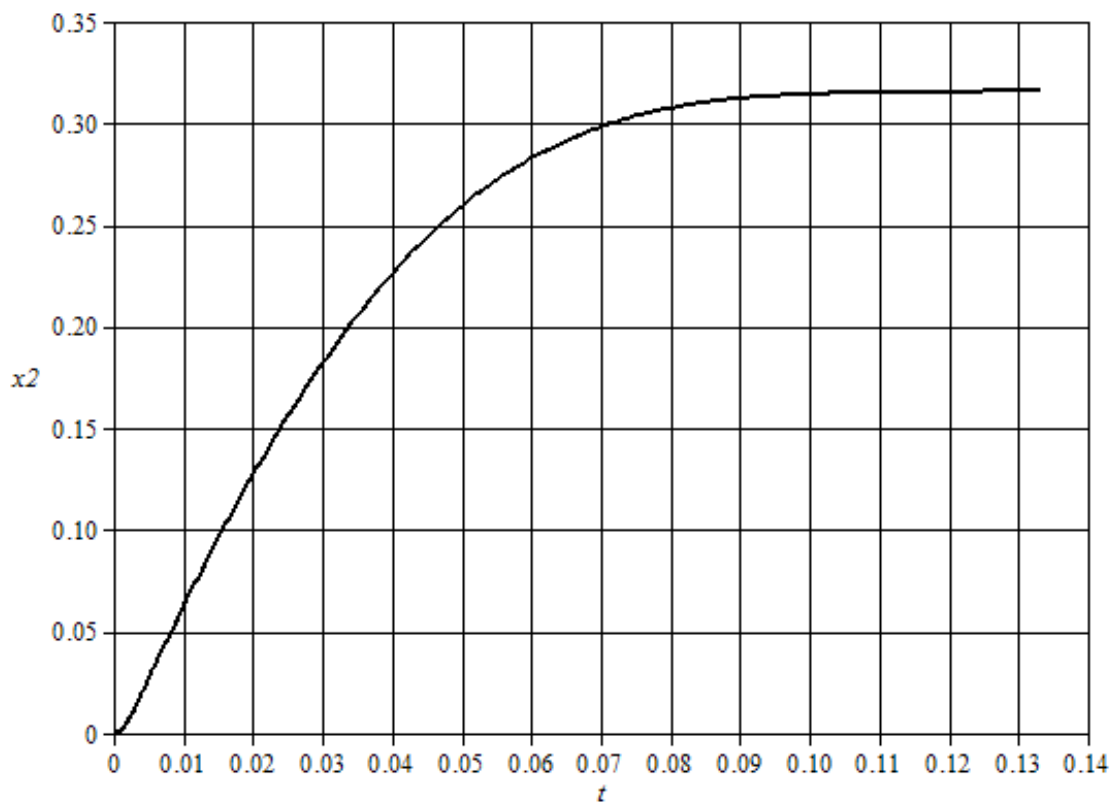


Рисунок Д.3 – График перемещения платформы

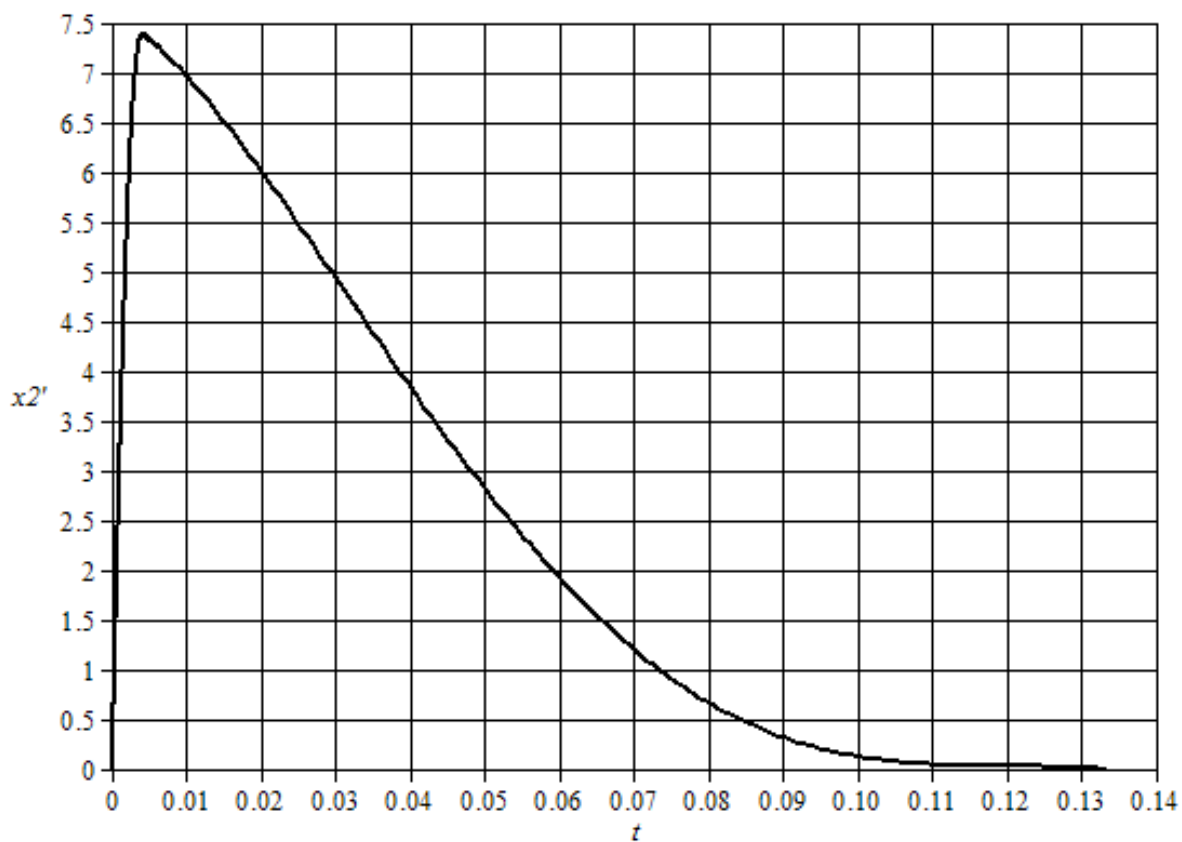


Рисунок Д.4 – График скорости платформы

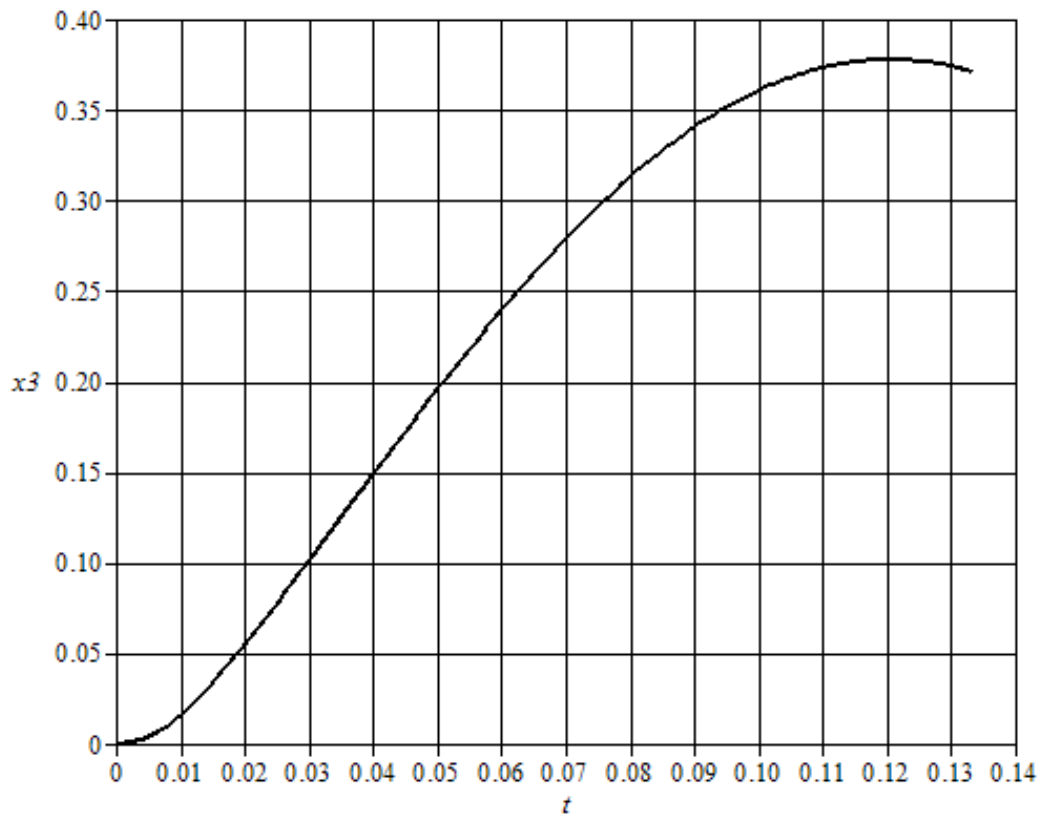


Рисунок Д.5 – График перемещения штоков гидроцилиндров

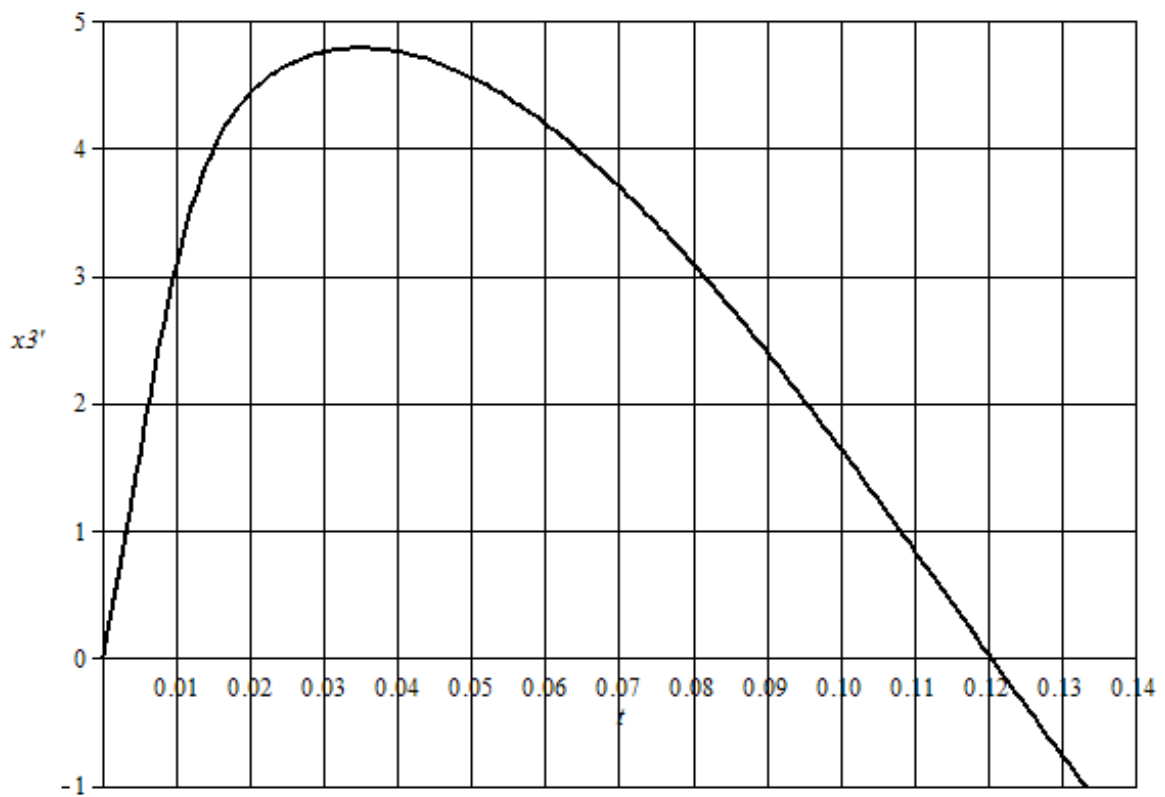


Рисунок Д.6 – График скорости штоков гидроцилиндров

ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Графические зависимости рабочих параметров при использовании гидроцилиндров

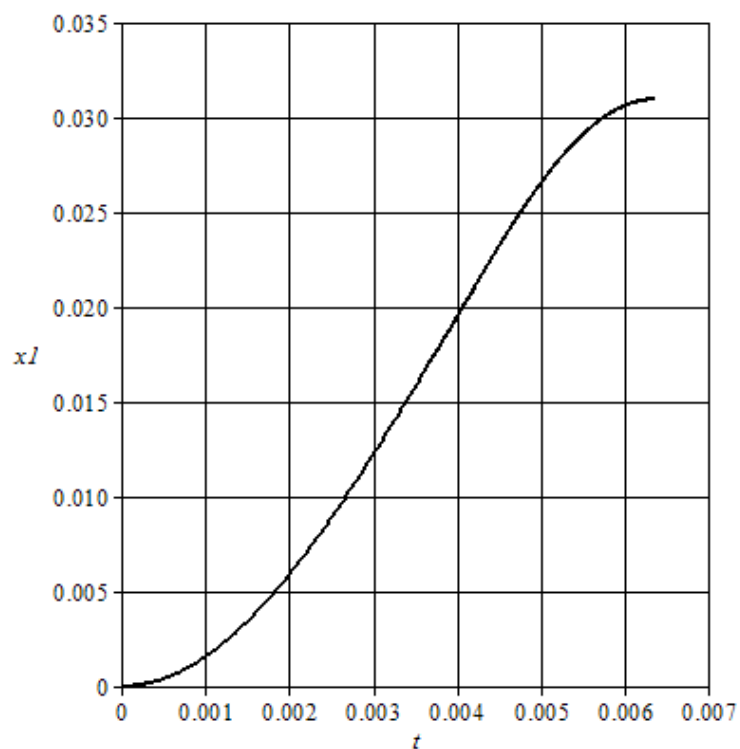


Рисунок Е.1 – График перемещения штока-клапана

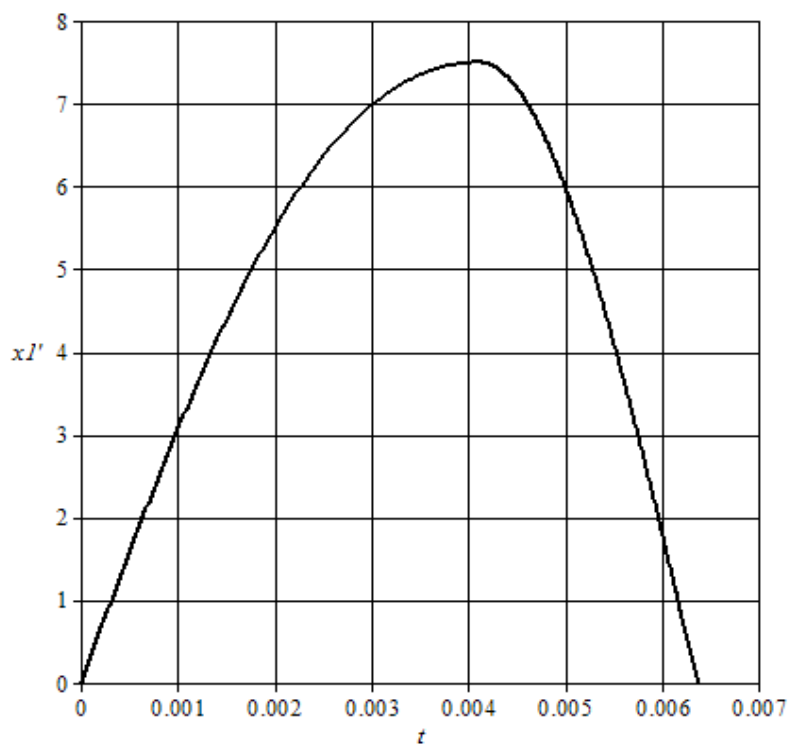


Рисунок Е.2 – График скорости штока-клапана

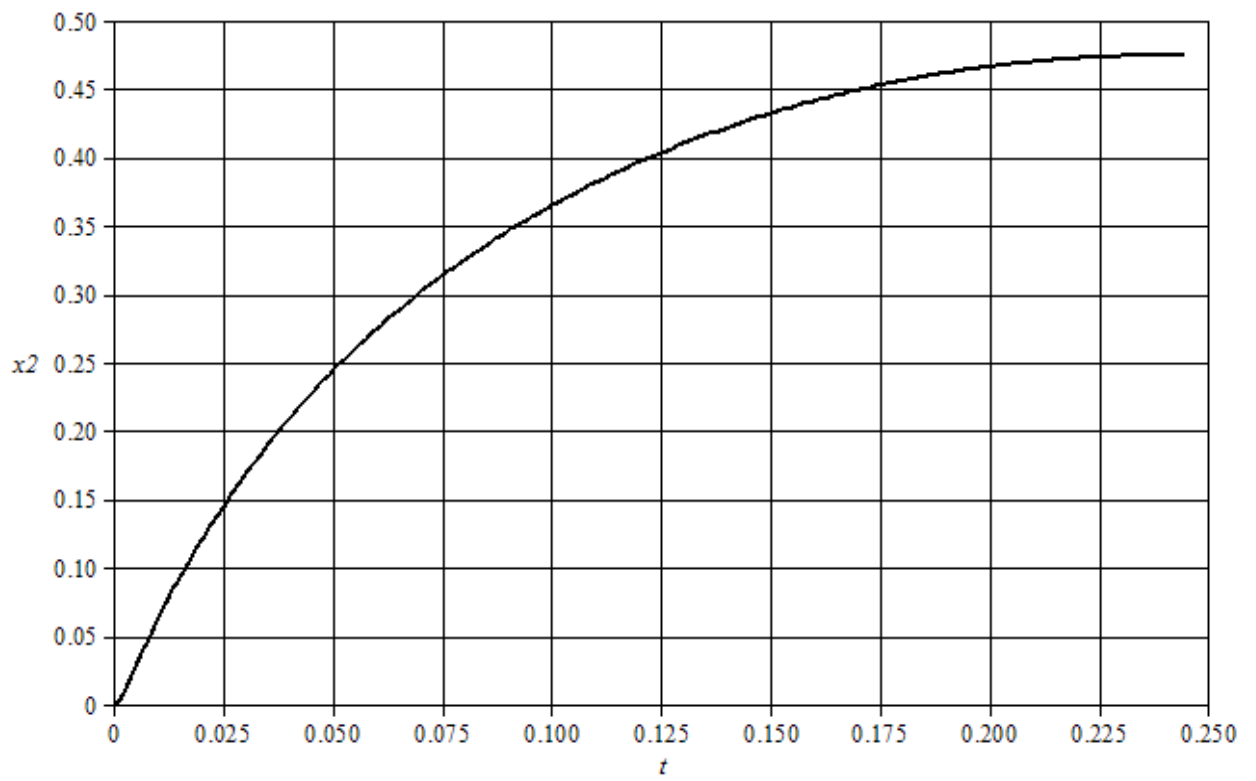


Рисунок Е.3 – График перемещения платформы

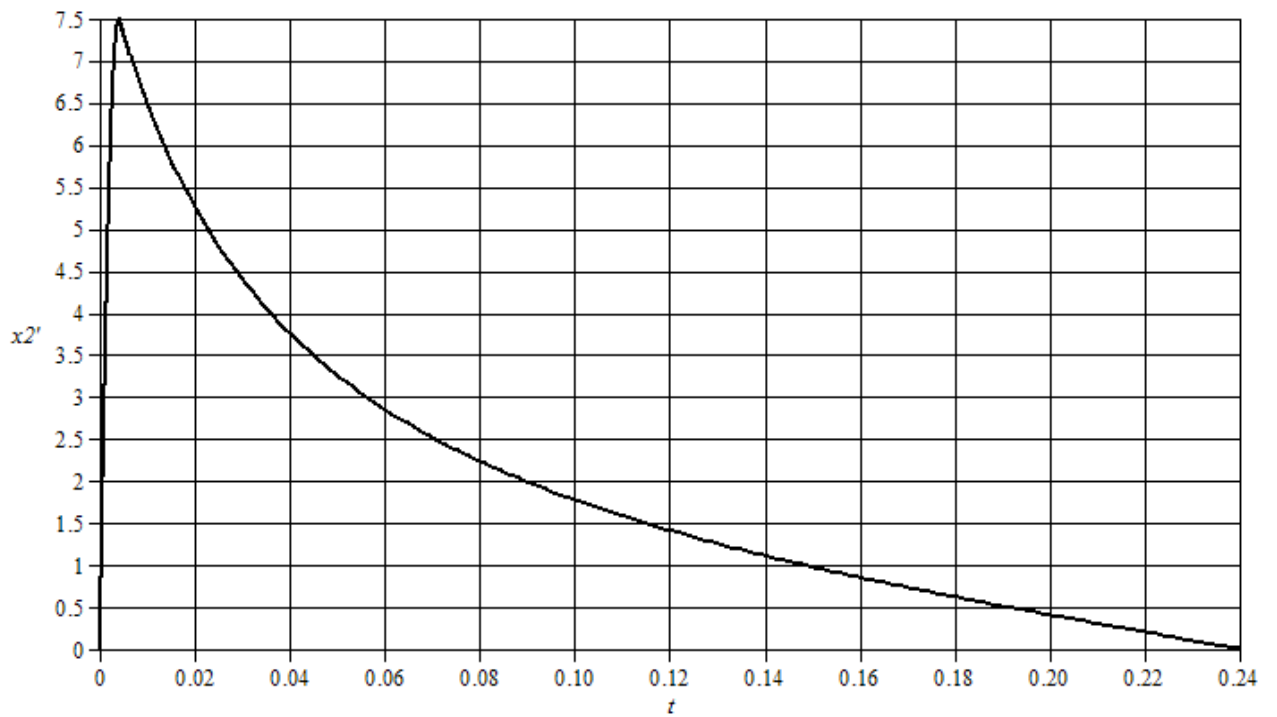


Рисунок Е.4 – График скорости платформы

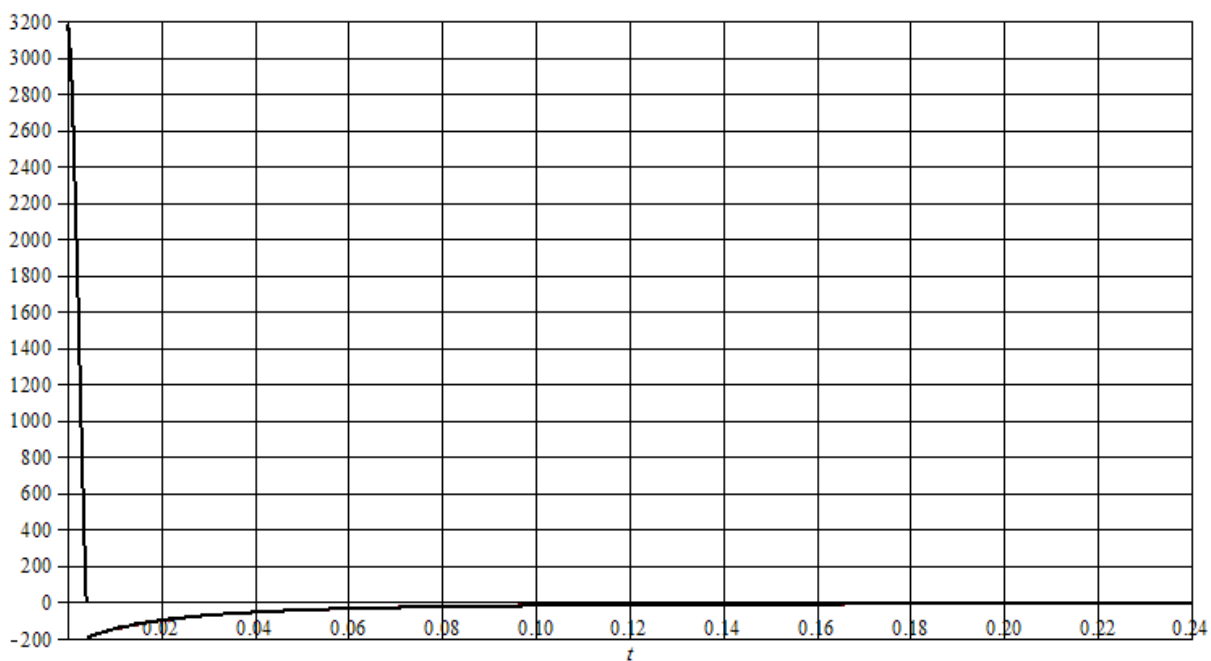


Рисунок Е.5 – График ускорения платформы

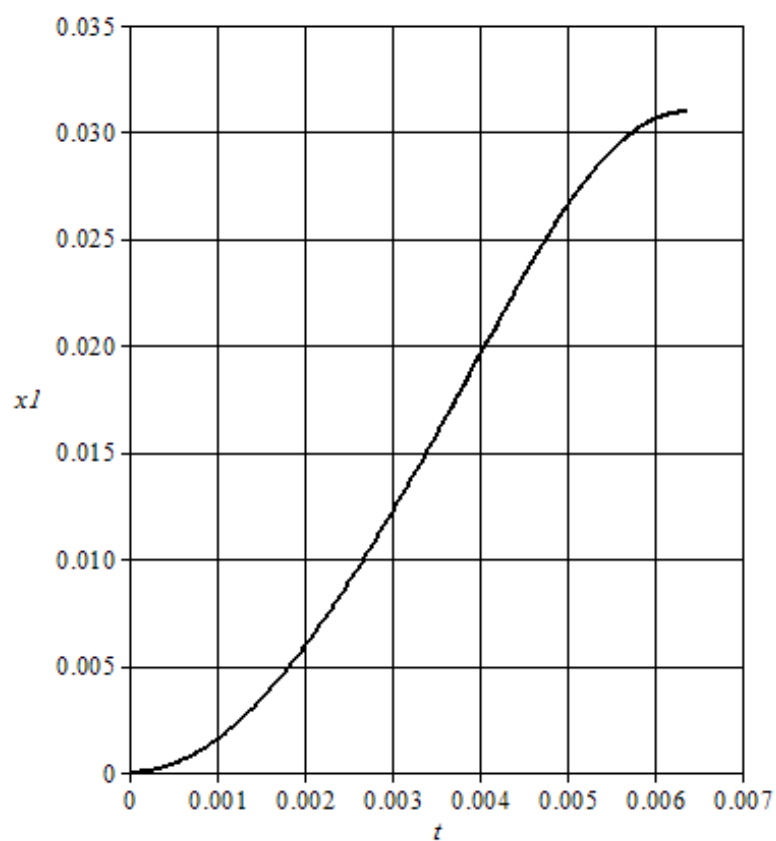


Рисунок Е.6 – График перемещения штока-клапана

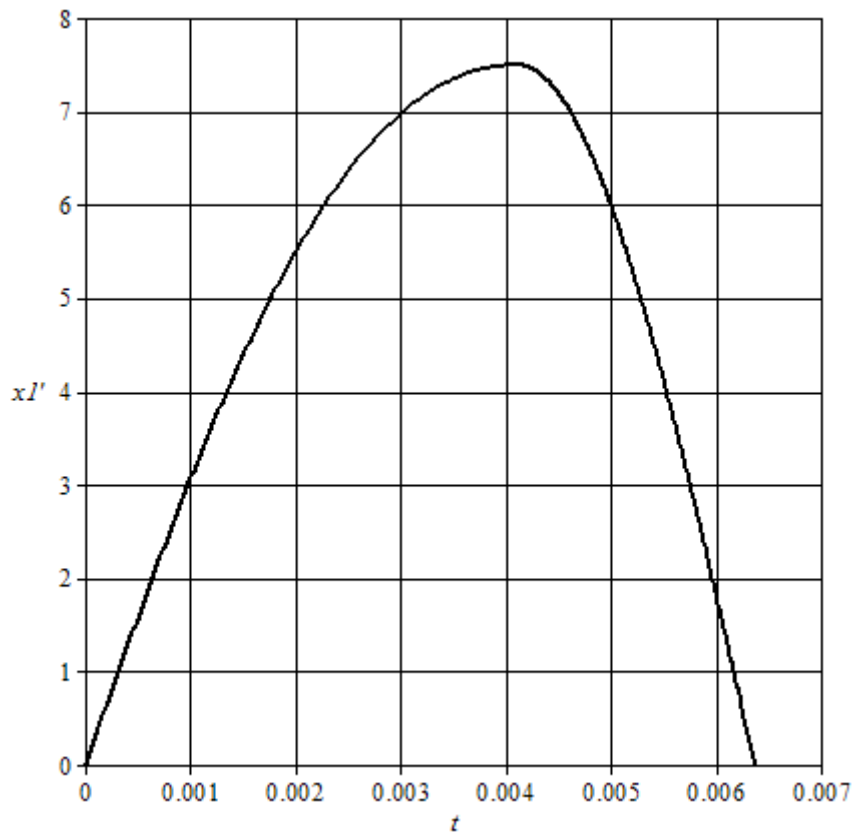


Рисунок Е.7 – График скорости штока-клапана

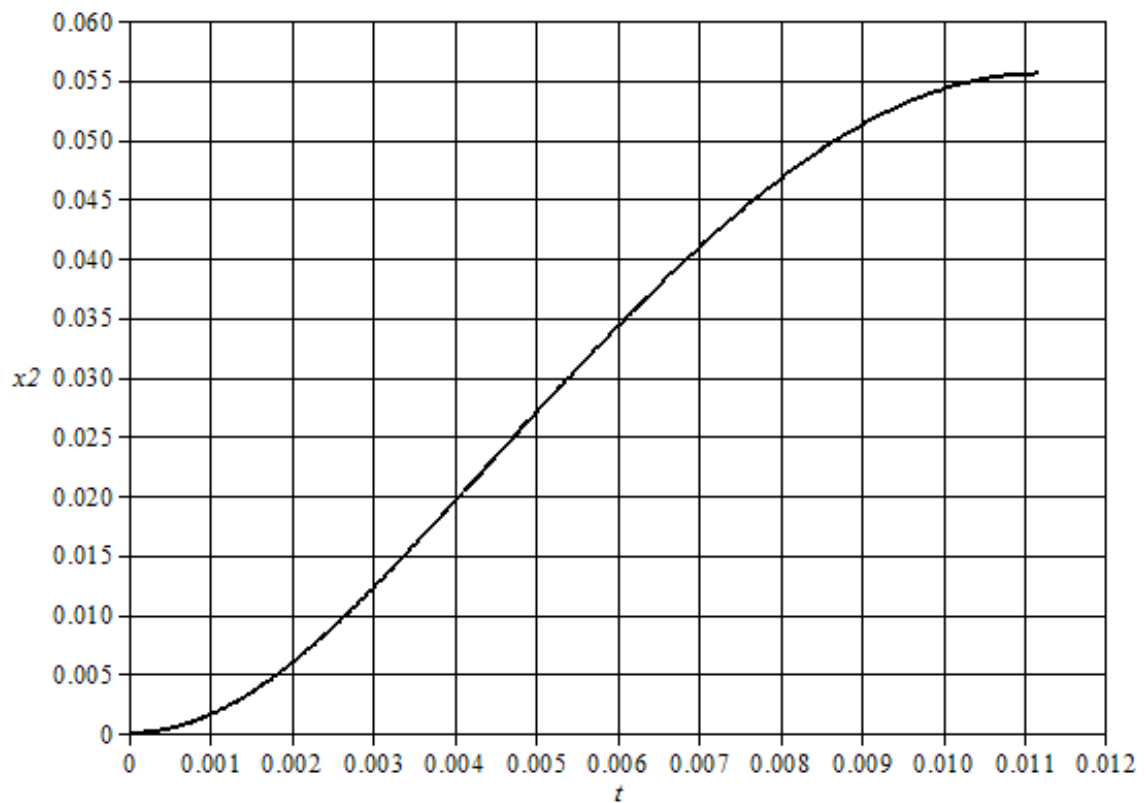


Рисунок Е.8 – График перемещения платформы

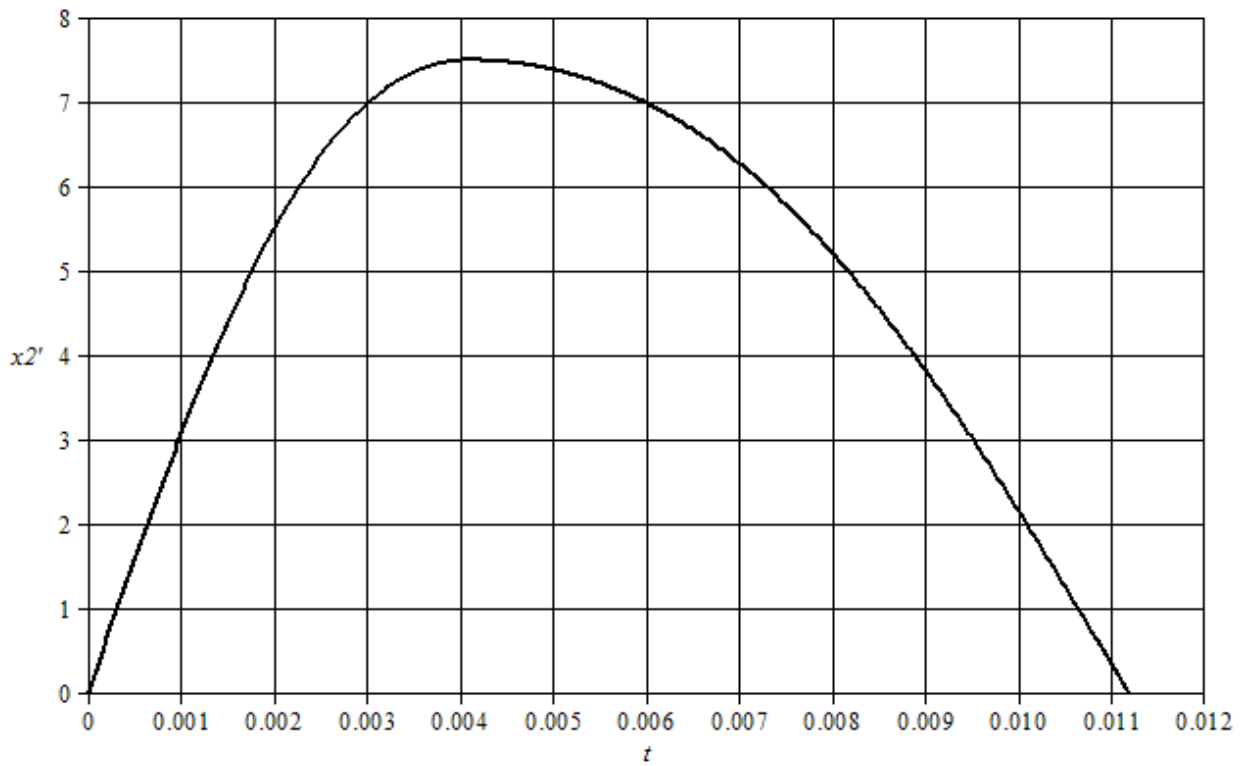


Рисунок Е.9 – График скорости платформы

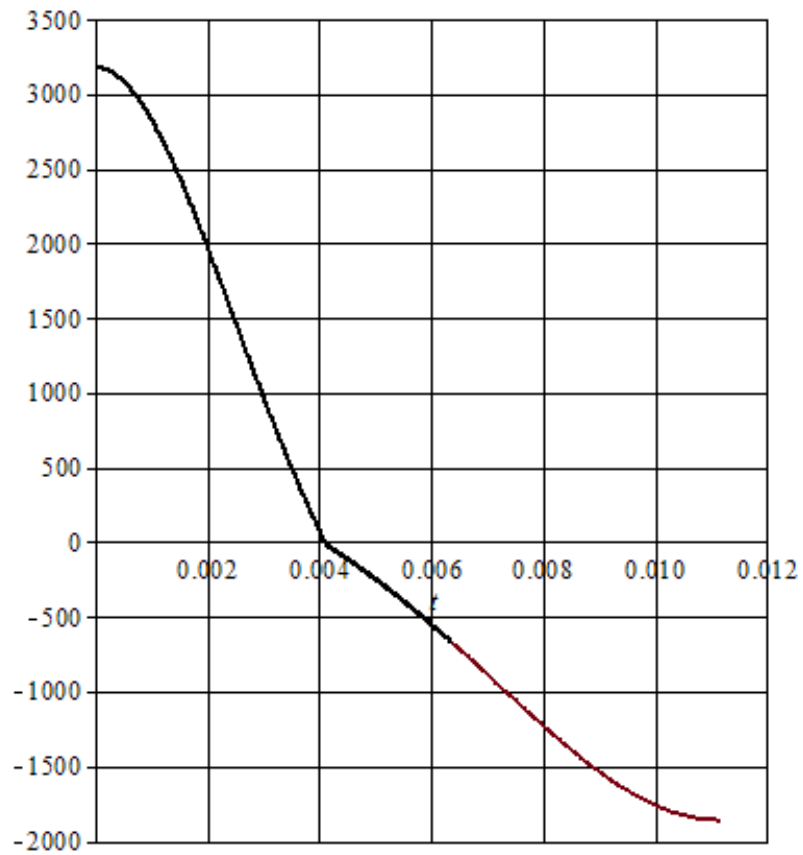
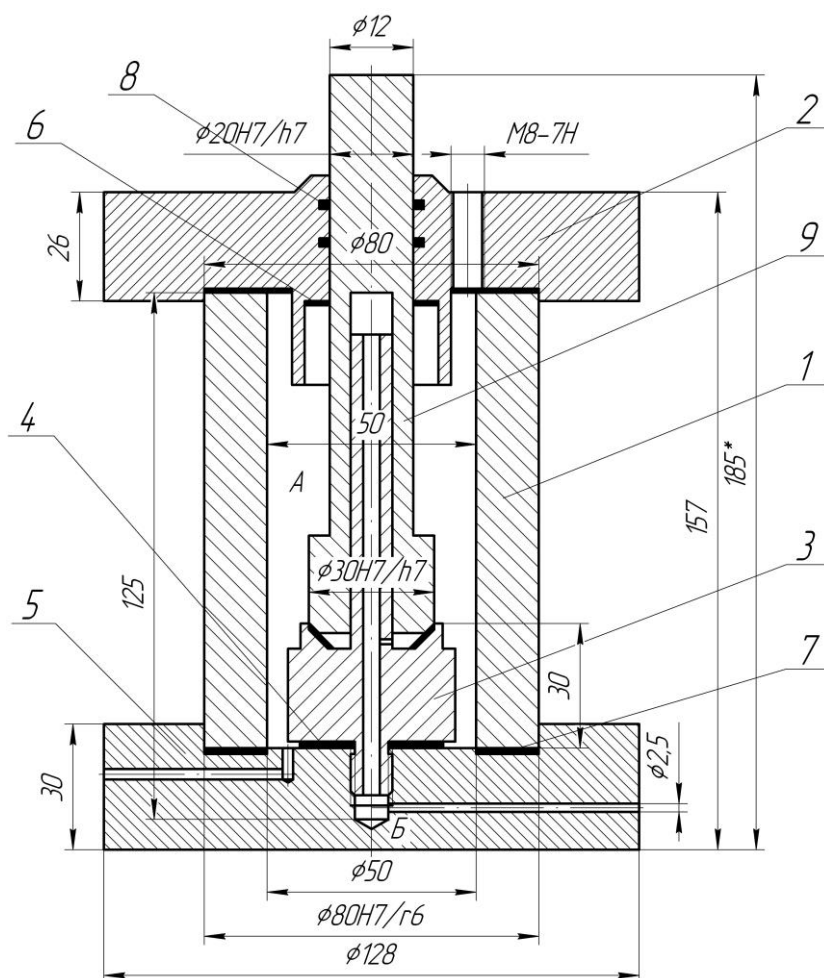


Рисунок Е.10 – График ускорения платформы

ПРИЛОЖЕНИЕ К. Экспериментальное оборудование



1-гидроцилиндр; 2-верхняя поперечина; 3-седло специальное; 4, 6, 7-уплотнения; 5-нижняя поперечина; 8-кольцевое уплотнение; 9-шток-клапан

Рисунок К.1 – Устройство ударного нагружения

Таблица К.1 – Параметры аналогового тракта

Тип модуля	Е-440	
Количество каналов	16 дифференциальных или 32 с общей землей	
Разрядность АЦП	14 бит	
Диапазоны входного сигнала	± 10 В; $\pm 2,5$ В; $\pm 0,625$ В; $\pm 0,156$ В	
Напряжение синфазного сигнала	± 10 В (не зависит от диапазона)	
Разрядность, рассчитанная по отношению сигнал/шум на заземленном входе PGA при частоте АЦП 400 кГц	Усиление = 1	13,8 бит
	Усиление = 4	13,8 бит
	Усиление = 16	13,5 бит
	Усиление = 64	13,0 бит

Продолжение таблицы К.1

Разрядность, рассчитанная по отношению сигнал/(шум+гармоники) полученная при оцифровке синусоидального сигнала частотой 10 кГц с амплитудой 2,5 В при частоте запуска АЦП 400 кГц	Усиление = 4 13,2 бит
Время преобразования	2,5 мкс
Входное сопротивление при одноканальном вводе	Не менее 1 МОм
Максимальная частота преобразования	400 кГц
Защита входов	При включенном питании ± 30 В При выключенном питании ± 10 В
Интегральная нелинейность преобразования	макс. $\pm 1,5$ МЗР
Дифференциальная нелинейность преобразования	Макс. -1 до $+1,5$ МЗР
Смещение нуля без калибровки	Макс ± 4 МЗР
Межканальное прохождение на частоте сигнала 10 кГц при коэффициенте усиления '1' и макс. частоте запуска АЦП	-78 дБ

ПРИЛОЖЕНИЕ Л. Графики экспериментальных исследований



Рисунок Л.1 – График ударного ускорения при давлении 2 МПа

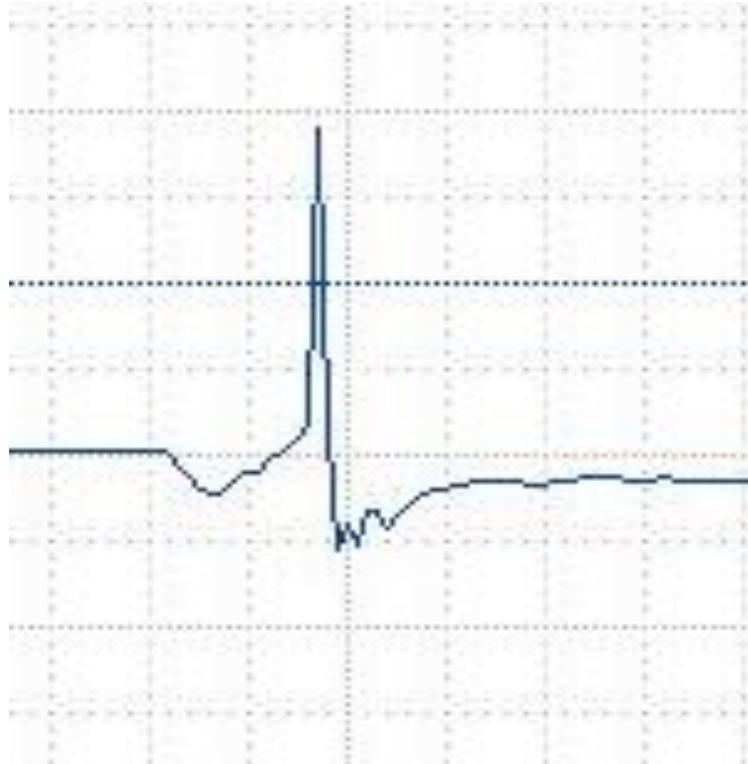


Рисунок Л.2 – График ударного ускорения при давлении 2,5 МПа

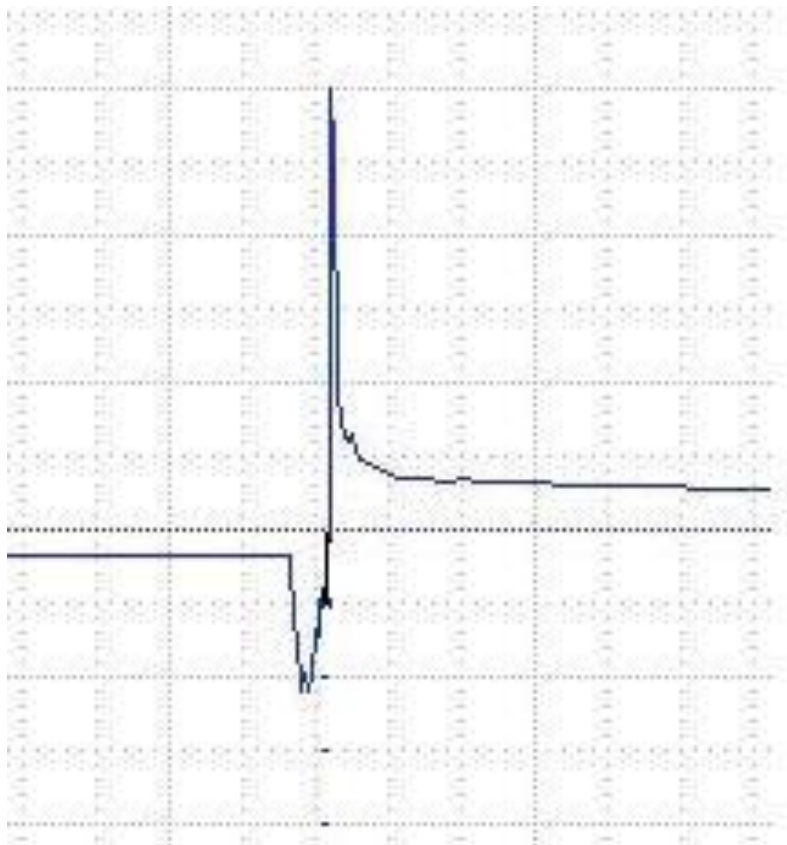


Рисунок Л.3 – График ударного ускорения при давлении 3 МПа

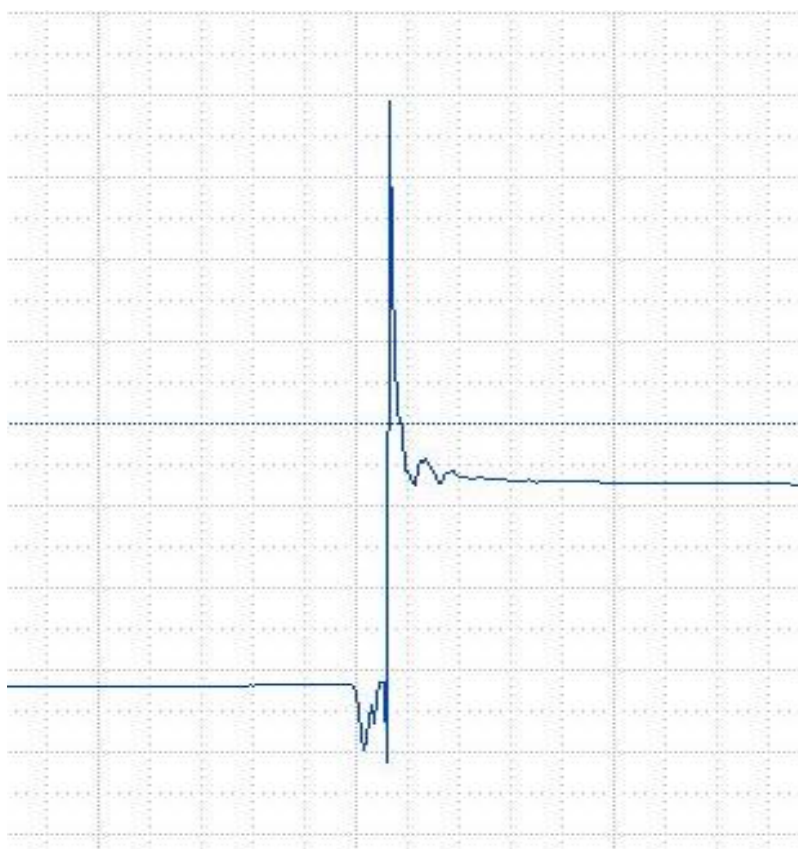


Рисунок Л.4 – График ударного ускорения при давлении 3,5 МПа

Значения ускорений

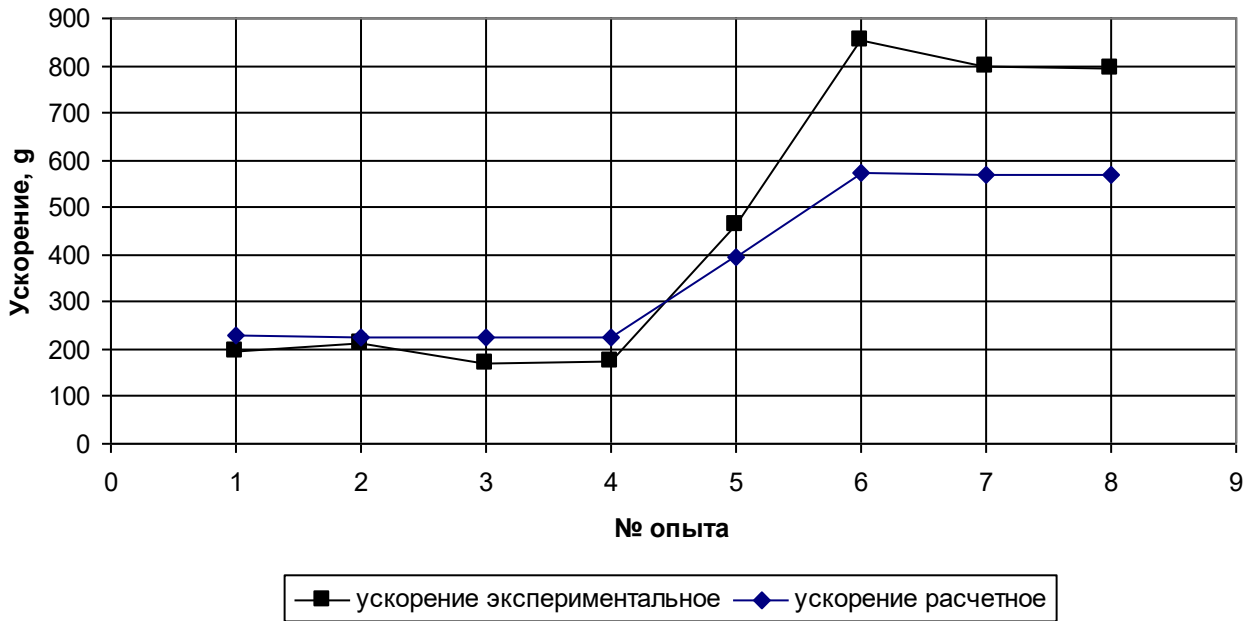


Рисунок Л.5 – Графики сравнение экспериментального и расчетного ускорений (по табл. 3.2)

Значение ускорений



Рисунок Л.6 – Графики сравнение экспериментального и расчетного ускорений (по табл. 3.3)

Значения ускорений

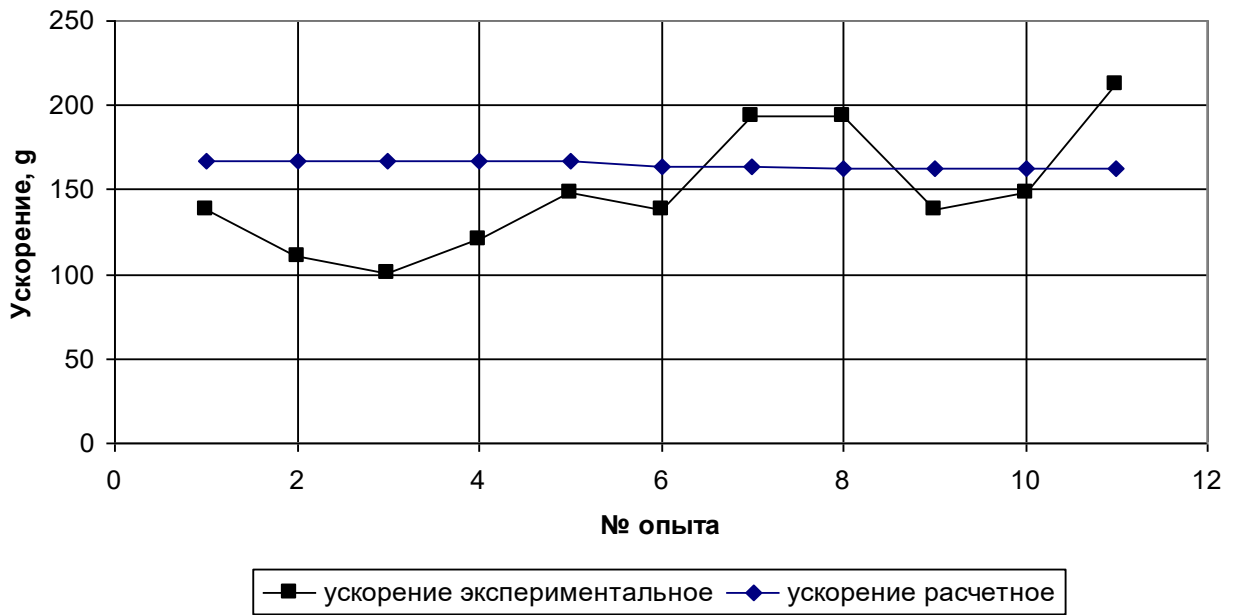


Рисунок Л.7 – Графики сравнение экспериментального и расчетного ускорений (по табл. 3.4)

Значения ускорений

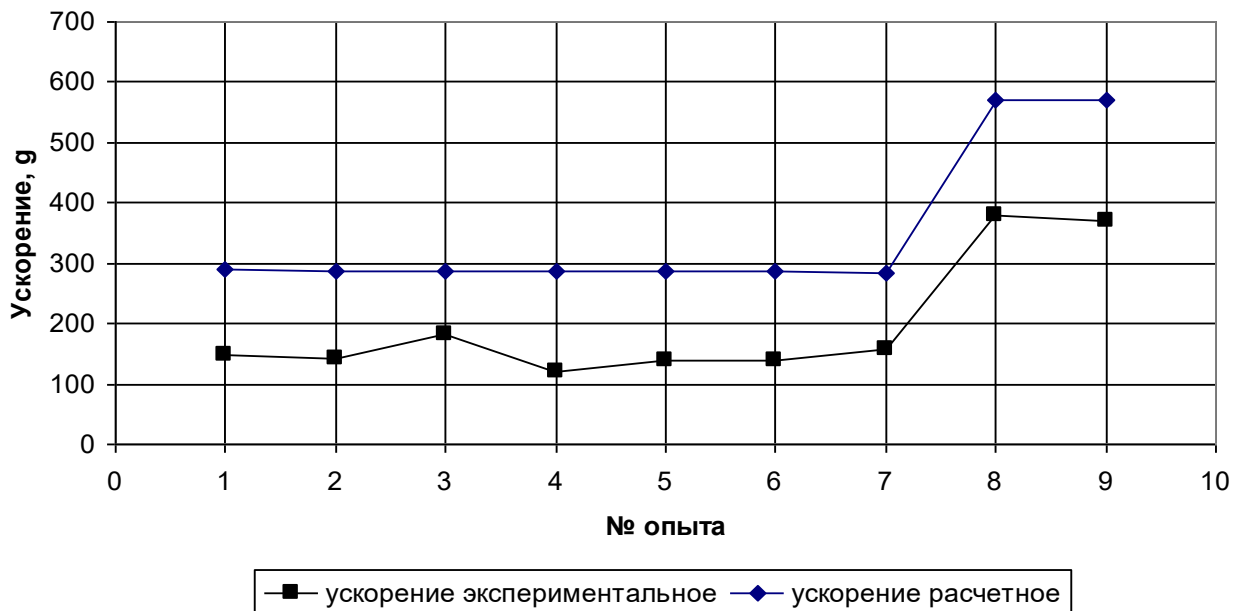


Рисунок Л.8 – Графики сравнение экспериментального и расчетного ускорений (по табл. 3.5)

Значения скоростей

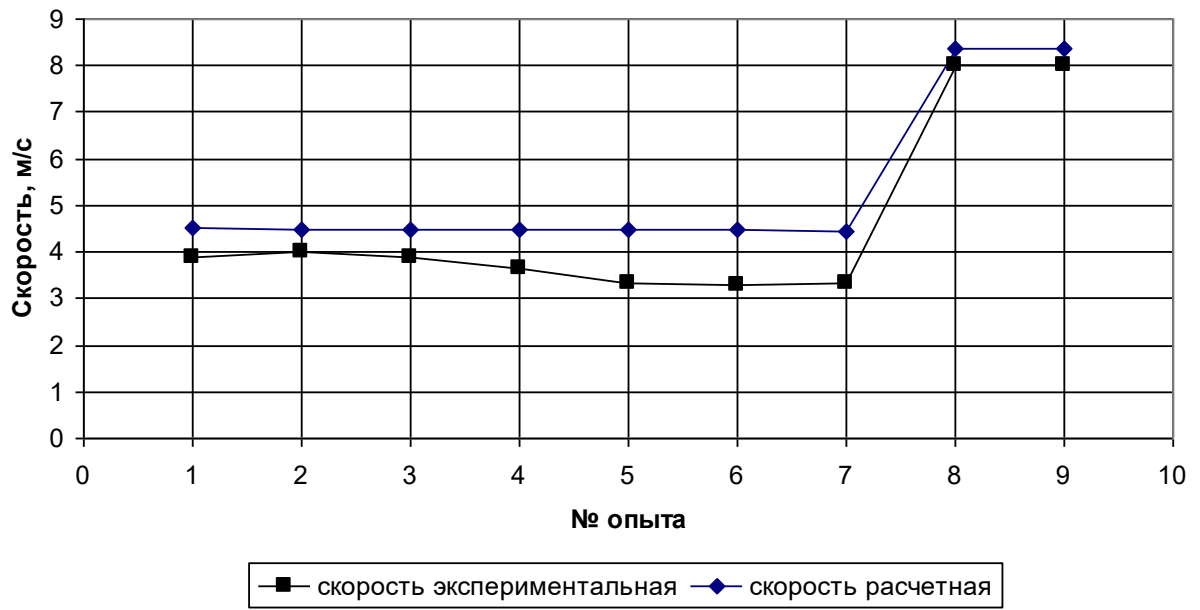


Рисунок Л.9 – Графики сравнение экспериментальной и расчетной скорости (по табл. 3.5)

ПРИЛОЖЕНИЕ Н. Расчет рабочих характеристик спроектированного стенда

Для расчета рабочих характеристик, таких как активный ход, скорость и ускорение подвижных частей спроектированного стенда, составим математическую модель. В общем виде математическая модель будет записана следующим образом (1):

$$Ma = F_{ДВ} - F_{пр} - F_{ТР} + Mg, \quad (1)$$

где M – масса движущихся частей; $F_{ДВ}$ – движущая сила; $F_{пр}$ – сила противодействия, создаваемая поглощающим аппаратом; $F_{ТР}$ – сила трения в уплотнениях.

Сила трения в уплотнениях (2):

$$F_{ТР} = f\lambda$$

где $f = 0,1$ – коэффициент трения;

$d = 200$ мм – диаметр штока-клапана;

$b = 80$ мм – высота уплотнения;

p – давление жидкости в гидроцилиндре.

Движущая сила (3):

$$F_{ДВ} = \frac{\pi}{4} d^2 p. \quad (3)$$

Сила противодействия (4):

$$F_{пр} = kx, \quad (4)$$

где $k = 25 \cdot 10^6$ Нмм – коэффициент сопротивления аппарата.

При этом выберем закон изменения давления по формуле (5):

$$p = \frac{1}{c} \cdot (E_0 + cp_1) \cdot \left(\frac{V}{V + Sx} \right)^c - \frac{E_0}{c}. \quad (5)$$

Тогда дифференциальное уравнение примет вид (6):

$$Ma = \frac{\pi}{4} d^2 \left(\frac{E_0 + cp_1}{c} \left(\frac{V}{V + Sx} \right)^c - \frac{E_0}{c} \right) - kx - \pi f b d \left(\frac{E_0 + cp_1}{c} \left(\frac{V}{V + Sx} \right)^c - \frac{E_0}{c} \right) + Mg .$$

(6)

Решая данное уравнение с учетом вышеуказанных данных можно получить графики скорости, перемещения (рис. Н.1) и ускорения (рис. Н.2) штока-клапана за время действия ударного импульса.

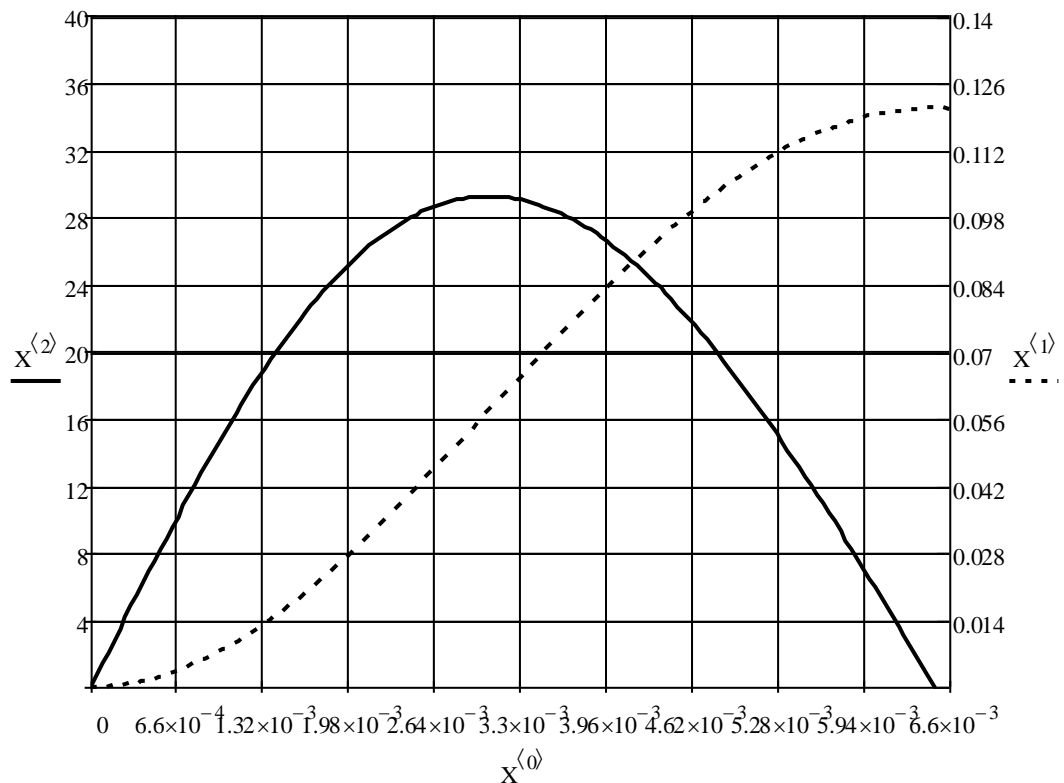


Рисунок Н.1 – Графики изменения хода и скорости штока-клапана

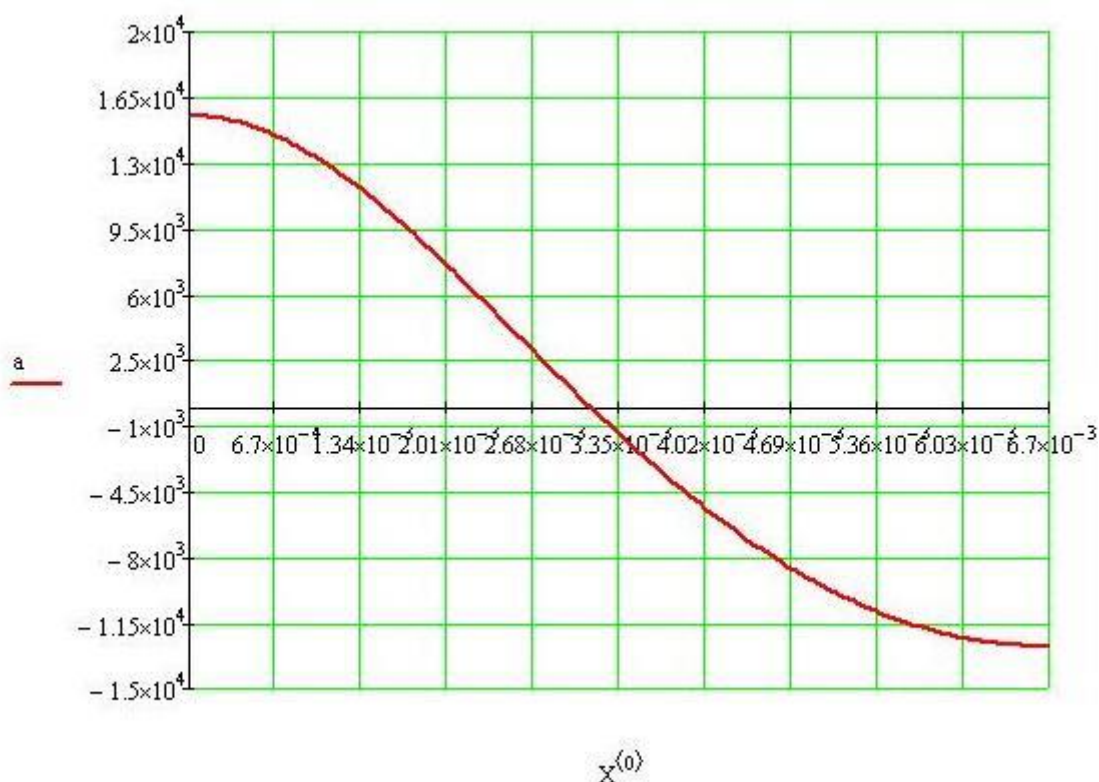


Рисунок Н.2 – График ускорения шток-клапана

Из графика определено, что максимальная скорость составила 30 м/с, время процесса равно 6,7 мс, нулевая скорость соответствует ходу шток-клапана в 126,38 мм, ускорение составляет 1553g. При этом максимальная величина хода испытуемого поглощающего аппарата равна 120 мм, но этому ходу соответствует скорость 12,5 м/с, что может привести к повреждению испытуемого аппарата, что свидетельствует о необходимости применения тормозного устройства (ограничитель хода).

Перепишем математическую модель, с учетом сил гидравлического сопротивления и установленных гидроцилиндров (истечение жидкости), к виду системы дифференциальных уравнений в виду того, что гидроцилиндры начинают действовать к концу рабочего хода (7):

$$\begin{aligned}
 Ma &= F_{ДВ} - F_{ТР} - F_{ПР} - F_{ГС} - Mg; \\
 Ma &= F_{ДВ} - F_{ТР} - F_{ПР} - F_{ГС} - F_{Ц} - Mg,
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

где $F_{ГС} = C_x \frac{\rho A}{2} \dot{x}_1$ – сила гидравлического сопротивления движению шток-клапана;

$$F_{Ц} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{4v_n A_n}{z \mu \pi d_o^2} \right)^2 \frac{\pi}{4} D^2 - \text{сила, создаваемая гидравлическим}$$

цилиндром истечения.

Основные параметры гидроцилиндра: диаметр поршня $D = 100$ мм, диаметр штока $d = 40$ мм, скорость в момент удара надставки о штоки гидроцилиндров $v_n = 28,1$ м/с, количество отверстий $z = 14$ шт., диаметр отверстия $d_o = 10$ мм, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³, коэффициент сопротивления $\mu = 0,6$, количество гидроцилиндров – 4 шт.

Решая данную систему уравнений с учетом вышеуказанных данных можно получить графики перемещения (рис. Н.3), скорости (рис. Н.4), и ускорения (рис. Н.5) шток-клапана за время действия ударного импульса.

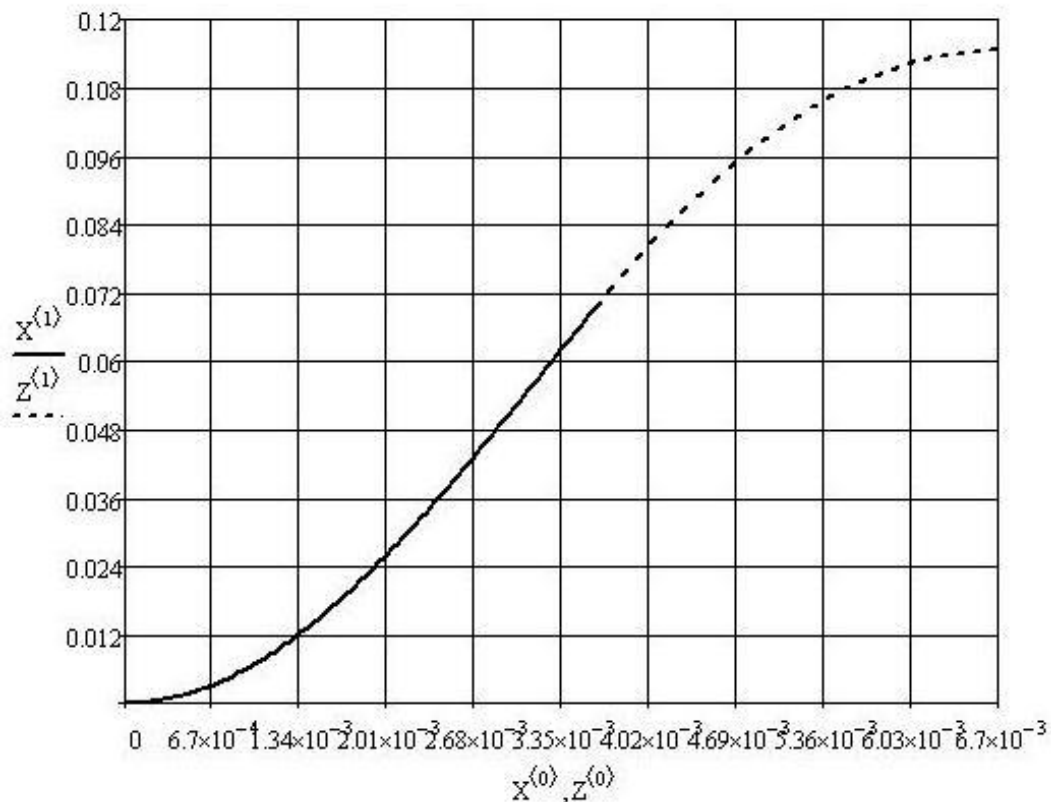


Рисунок Н.3 – График перемещения шток-клапана

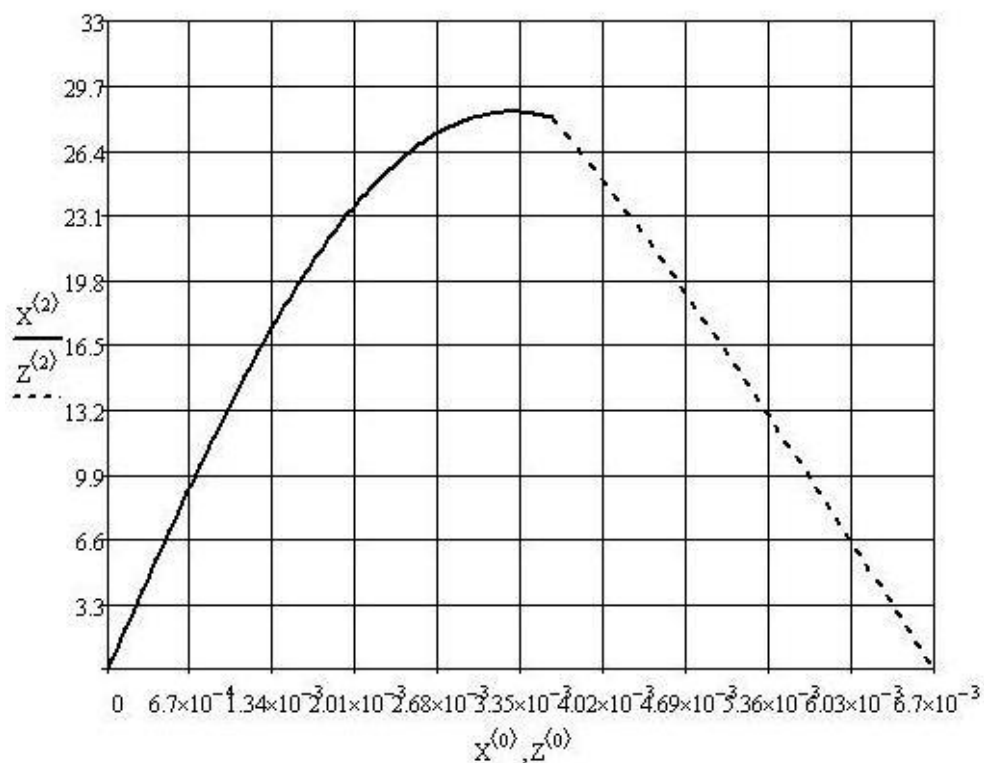


Рисунок Н.4 – График скорости шток-клапана

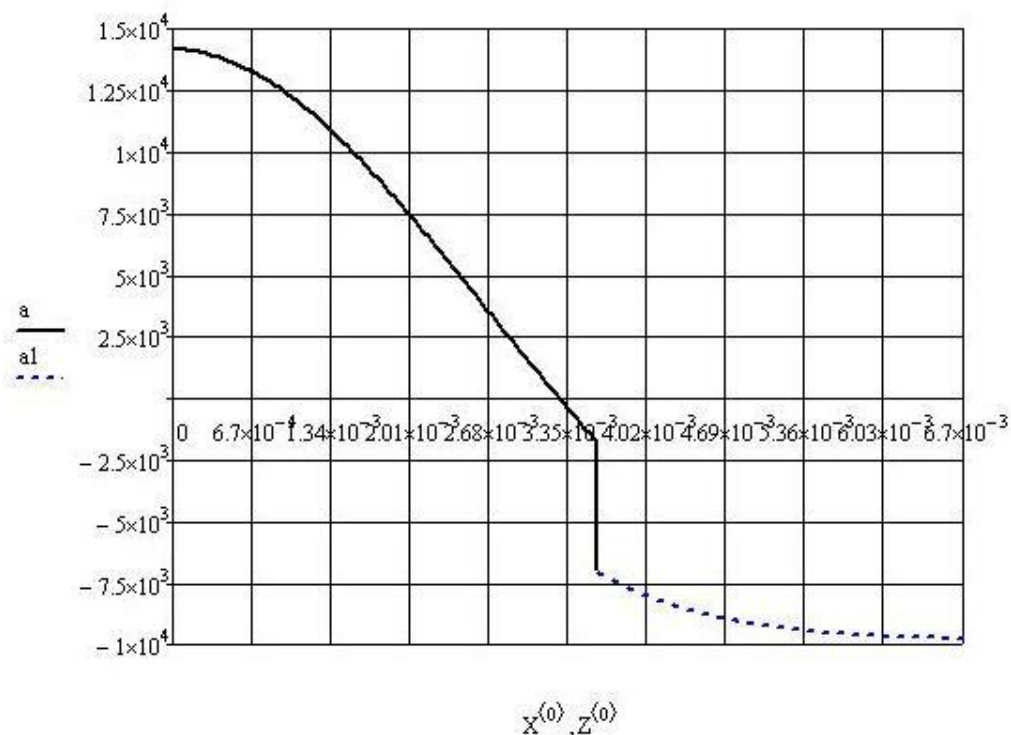


Рисунок Н.5 – График ускорения шток-клапана

При данных параметрах максимальный ход до полной остановки составил 115мм, а максимальное давление, созданное в гидроцилиндре, составило 47 МПа, что обеспечивается цилиндром с толщиной стенки 35-

40 мм.

Рассмотрим вариант с гидроцилиндрами сжатия. При этом математическая модель будет иметь такой же вид, но сила создаваемая гидроцилиндром при сжатии жидкости будет равна (8):

$$F_{ц} = \left(\frac{1}{c} \cdot (E_0 + cp_1) \cdot \left(\frac{V + S_{ц}x}{V} \right)^c - \frac{E_0}{c} \right) S_{ц}. \quad (8)$$

Основные параметры гидроцилиндра: диаметр поршня $D = 100$ мм, диаметр штока $d = 50$ мм, скорость в момент удара надставки о штоки гидроцилиндров $v_n = 28,1$ м/с, количество отверстий $z = 14$ шт., диаметр отверстия $d_o = 1$ мм, Объем сжимаемой жидкости $V = 3,2$ л, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³, коэффициент сопротивления $\mu = 0,6$, количество гидроцилиндров – 3шт.

Решая данную систему уравнений с учетом вышеуказанных данных можно получить графики перемещения (рис. Н.6), скорости (Н.7), и ускорения (рис. Н.8) шток-клапана за время действия ударного импульса.

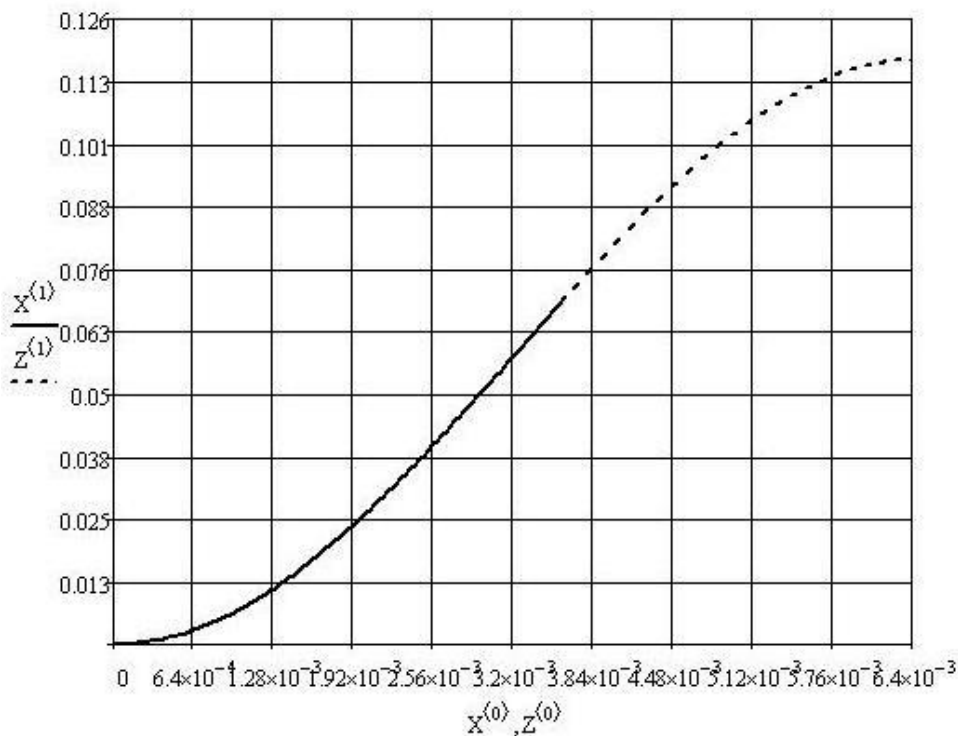


Рисунок Н.6 – График перемещения шток-клапана

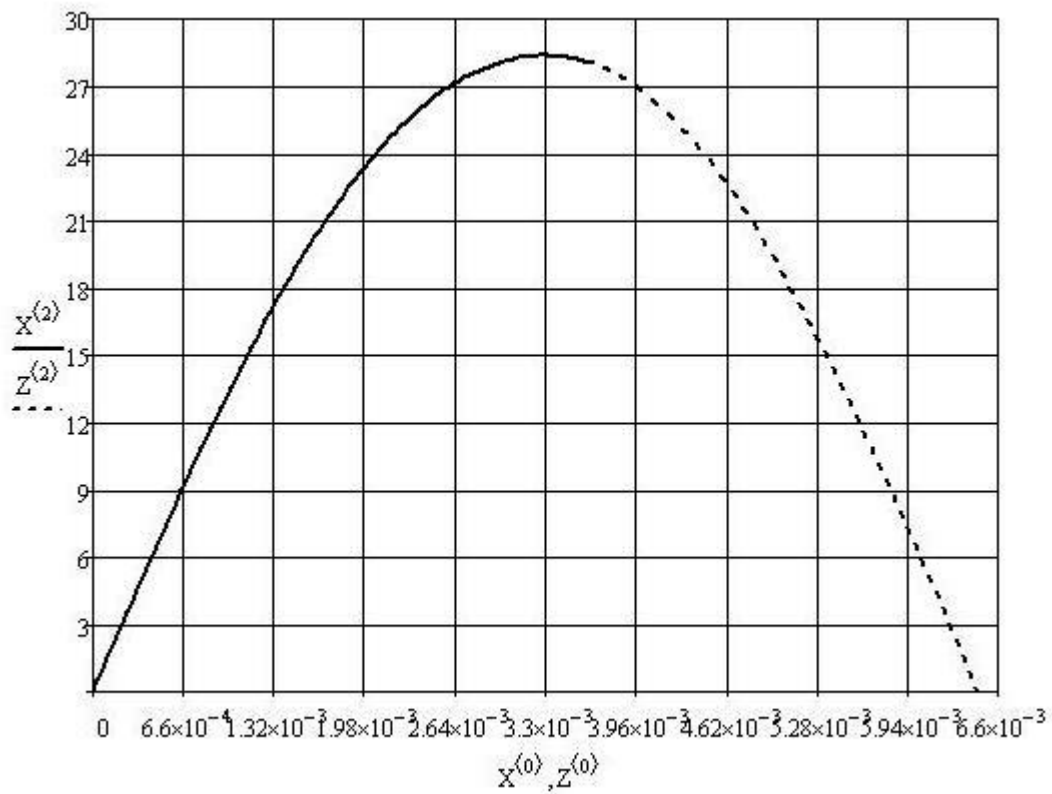


Рисунок Н.7 – График скорости шток-клапана

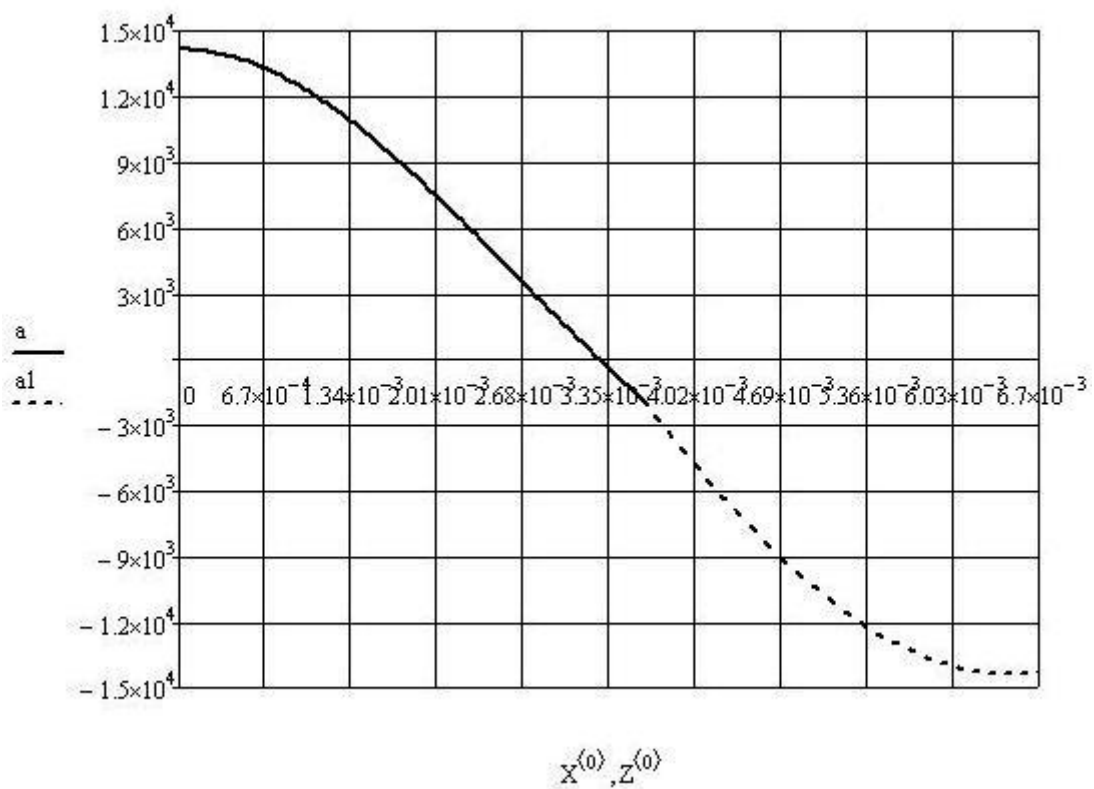


Рисунок Н.8 – График ускорения шток-клапана

При данных параметрах максимальный ход до полной остановки составил 117,5мм, а максимальное давление, созданное в гидроцилиндре, составило 50 МПа, что обеспечивается цилиндром с толщиной стенки 35-40 мм.

Сравнивая полученные результаты можно сделать вывод, что вариант с гидроцилиндрами сжатия является более приемлемым, при почти одинаковых параметрах гидроцилиндров, при этом их количество снизится до 3 шт.