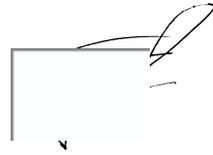


На правах рукописи



Губанов Владимир Георгиевич

**МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ
РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЛИННОМЕРНЫХ
ГИДРОЦИЛИНДРОВ
ДОРОЖНЫХ И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные
и подъёмно-транспортные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский архитектурно-строительный университет».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Репин Сергей Васильевич,
доктор технических наук, профессор
Кобзов Дмитрий Юрьевич

Официальные оппоненты: **Зеденизов Виктор Георгиевич**,
доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет», кафедра «Строительные, дорожные машины и гидравлические системы», профессор;

Ватулин Ян Семенович,
кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I», кафедра «Наземные транспортно-технологические комплексы», доцент.

Ведущая организация: **ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет».**

Защита состоится 16 декабря 2021 года в 15-00 часов на заседании диссертационного совета Д212.223.02 при ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» СПбГАСУ по адресу: 190005, г. Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д.4, зал заседаний диссертационного совета (аудитория №220). Тел./Факс: (812) 316-58-73; E-mail: rector@spbgasu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на официальном сайте <http://dis.spbgasu.ru/specialtys/personal/gubanov-vladimir-georgievich>

Автореферат разослан «03» ноября 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Олещенко Елена Михайловна

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. Одноковшовые экскаваторы являются одним из самых распространенных видов строительных машин (СМ). Подавляющее большинство из них имеют гидравлический привод в силу ряда преимуществ перед приводом механическим. Однако гидропривод имеет несколько меньшую надежность. Из числа элементов, лимитирующих их надежность наибольшее влияние имеют гидроцилиндры. К недостаткам существующей конструкции наиболее распространенного на дорожно-строительных машинах гидроцилиндра возвратно-поступательного перемещения двухстороннего действия с односторонним штоком относится то, что до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия он имеет прогиб. Такой прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных несущих элементов (штока и гильзы). Суммарный прогиб является следствием наличия таких причин как: зазоров в сопряжениях гидроцилиндра «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», прогиба в результате возможного начального (технологического) искривления длинномерных элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на непрямолинейность изготовления длинномерных изделий, а также прогиба от действия поперечных сил – весов этих элементов.

После приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия, то есть при подаче под давлением жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, полная деформация гидроцилиндра увеличивается и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента, способного вызвать критические напряжения и, соответственно, появление пластических деформаций у штока гидроцилиндра и последующей потере гидроцилиндром работоспособности в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) гидроцилиндра.

Продольное сжимающее усилие, как правило, непостоянно на протяжении рабочего цикла строительных машин, например, одноковшового экскаватора, и, в данном случае, является функцией сопротивления грунта копанью.

По мере изнашивания трущихся поверхностей элементов гидроцилиндра, приводящего, опять-таки, к увеличению его полной деформации, соответственно, к увеличению действующих продольных и поперечных нагрузок, условия функционирования гидроцилиндра ухудшаются с ещё большей интенсивностью, следствием чего является снижение его надёжности, а именно, долговечности, как по несущей, так и по герметизирующей способности. В значительной степени это можно отнести к длинноходовым гидроцилиндрам дорожно-строительных машин.

Перечисленные недостатки традиционной конструкции могут быть устранены путём приведения конструкции гидроцилиндра из неустойчиво-

го состояния продольно-поперечного изгиба к устойчивому состоянию или близком к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра промежуточной сенсорной опорой.

Степень разработанности темы исследования.

Проблемой повышения работоспособности гидроприводов дорожно-строительных машин в целом и гидроцилиндров, в частности, занимались такие отечественные и зарубежные ученые как J. M. Allen, R. C. Beercheck, K. Beldon, T. T. Evans, T. Goldoftas, R. E. Hant, V. G. Magoriena, Li Mu Jie, Li Tian Jue, Imre K. Dulay, С. И. Абрамов, Т. В. Алексеев, А. В. Ашеулов, Т. М. Башта, И. А. Биргер, В. В. Буренин, В. А. Васильченко, Я. С. Ватулин, Г. Ф. Верзиков, Д. Т. Волков, Я. М. Вильнер, Д. В. Гаскаров, Н. Т. Говрущенко, А. И. Голубев, С. В. Каверзин, А. А. Комаров, Я. Т. Ковалёв, К. А. Колесниченко, Л. А. Кондаков, В. А. Лешенко, В. Н. Лозовский, Р. А. Макаров, В. А. Марутов, В. Т. Маслов, Л. В. Мирошников, А. С. Наземцев, Г. А. Никитин, П. Е. Осипов, С. А. Павловский, И. В. Петров, В. Н. Прокофьев, А. И. Рембеза, А. Л. Рыбальченко, В. К. Свешников, Т. А. Сырицин, К. В. Фролов, А. М. Харазов, Е. Ф. Хазов, А. Хейвард и другие. В Санкт-Петербургском Архитектурно-строительном университете (ранее Ленинградском инженерно-строительном институте) на кафедре «Наземных транспортно-технологических машин» (ранее кафедра «Строительных и дорожных машин и оборудования») в течение многих лет вопросам совершенствования гидроприводов дорожно-строительных машин были посвящены работы таких ученых как П. Д. Алексеенко, Н. Г. Гаркави, С. П. Ереско, Н. Н. Климов, Д. Ю. Кобзов, С. В. Репин, И. Я. Русинов, Г. А. Седлуха, В. П. Чмиль и других.

Вопросам применения промежуточных опор для поддержки гильзы гидроцилиндров были посвящены ряд работ разных авторов. Но анализ показал, что они применимы лишь в ограниченных случаях, например, для неподвижно установленного гидроцилиндра, и, кроме того, методически и теоретически непроработанны.

Анализ источников показал, что повышение работоспособности длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин задача актуальная на сегодняшний день. В настоящее время существует тенденция возрастания единичной мощности дорожно-строительных машин, возрастание интенсивности эксплуатации, увеличения типоразмеров машин. С учетом этого установлено, что существует потребность в разработке научно-обоснованных теоретических и практических рекомендаций по повышению работоспособности длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин.

Рабочая гипотеза: применение промежуточной опоры для повышения работоспособности длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин.

Объект исследования – силовые гидроцилиндры дорожно-строительных машин.

Предмет исследования: методы повышения устойчивости гидроцилиндров дорожно-строительных машин, методы системного анализа и синтеза устойчивости конструкций гидравлических приводов дорожно-строительных машин с длинномерными гидроцилиндрами, учитывающих условия эксплуатации и режимы работы, особенности рабочего процесса, конструктивные различия рабочего привода, параметры нагружения гидроцилиндров дорожно-строительных машин.

Методологической основой исследования является применение методов теоретических и экспериментальных исследований, опирающихся на основные положения теории механизмов и машин, теоретической и прикладной механики, сопротивления материалов, обработка результатов экспериментального исследования математическими методами.

Цель работы: проверка рабочей гипотезы; разработка методики и средств повышения работоспособности длинномерных гидроцилиндров рабочего оборудования дорожно-строительных машин, путем выведения его из состояния предельно-допустимого изгиба в состояние устойчивости используя поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра промежуточной регулируемой опорой.

Задачи. Поставленная цель достигается решением следующих задач:

1. оценка специфики условий эксплуатации, рабочего процесса, кинематики рабочего оборудования, нагрузочных характеристик гидроцилиндров привода рабочего оборудования дорожно-строительных машин, влияющих на их надёжность и работоспособность;
2. разработка принципиальной схемы и конструкции промежуточной сенсорной опоры гидроцилиндра и исследование её характеристик;
3. обоснование комплексного критерия работоспособности гидроцилиндра;
4. разработка математической модели работоспособности гидроцилиндров с промежуточной сенсорной опорой;
5. проведение экспериментальных исследований для проверки теоретических положений.
6. разработка научно обоснованных практических рекомендаций по модернизации рабочего оборудования многозвенной гидрофицированной дорожно-строительной машины.

Научная новизна. На защиту выносятся следующие результаты исследований, полученные лично автором и обладающие научной новизной:

1. методика использования промежуточной опоры для повышения работоспособности длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин;

2. комплексный критерий оценки несущей способности гидроцилиндра, ориентированный на напряжения и деформации длинномерных несущих элементов гидроцилиндра, а также на реакции, возникающие в местах контакта, шток-втулка и поршень-гильза;

3. математическая модель оценки несущей способности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной опорой;

4. результаты экспериментальных исследований, подтверждающих предложенную методику.

Практическая значимость исследования. Методика инженерной оценки несущей способности гидроцилиндра с промежуточной регулируемой опорой; уточнение комплексного критерия работоспособности гидроцилиндра; практические рекомендации по проектированию и модернизации гидроприводов рабочего оборудования дорожно-строительных машин; запатентованное конструктивное решение гидроцилиндра рабочего оборудования дорожно-строительных машин с промежуточной регулируемой опорой.

Реализация работы. Основные результаты работы внедрены в ООО «НТЦ «Гидротранс», Санкт-Петербург, а также используются в образовательном процессе в ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», о чём свидетельствуют имеющиеся акты внедрения.

Область исследования соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК: 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъёмно-транспортные машины, а именно п. 2 «Методы моделирования, прогнозирования, исследований, расчета технологических параметров, проектирования, испытаний машин, комплектов и систем, исходя из условий их применения» и п. 4 «Методы управления машинами, машинными комплектами и системами и контроля качества технологических процессов, выполняемых машинами».

Степень достоверности полученных результатов исследования, подтверждается использованием методов системного анализа, теоретических и экспериментальных исследований, основанных на положениях механики, системной инженерии, отсутствии противоречий с ранее проведенными исследованиями, близостью теоретических и экспериментальных значений, выполненных с применением специально созданных моделей, кроме того, апробацией полученных аналитических и экспериментальных результатов в условиях эксплуатации.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены на 20-й Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов и молодых учёных (Москва, МГАВТ, 2016), на Международной конференции «IFOST» (Ulaanbaatar, Mongolia, 2015), Международной научно-практической конференции «Общество, современ-

ная наука и образование: проблемы и перспективы» (Тамбов, КК «Юком», 2015, 2018), на Международной научно-технической конференции «Наземные транспортно-технологические комплексы и средства» (Тюмень, ТГНГУ, 2016), на IV Всероссийской научно-технической конференции «Авиамашиностроение и транспорт Сибири» (Иркутск, ИрНИТУ, 2016), на XII Международной научно-практической конференции, посвящённой Дню космонавтики «Актуальные проблемы авиации и космонавтики» (Красноярск, СибГАУ, 2016 г.), на Всероссийской научно-технической конференции БрГУ «Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири» (Братск, БрГУ, 2015), на Межрегиональной научно-технической конференции БрГУ с международным участием «Механики XXI века» (Братск, БрГУ, 2016-2018), на 72-ой Научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета (Санкт-Петербург, СПбГАСУ, 2016), на Ist и IInd Международных научно-практических конференциях (Санкт-Петербург: СПбФ НИЦ МС, 2018, 2019), на международной научно-технической конференции «Транспортные системы Сибири» (Красноярск, СФУ, 2016).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 50 работ, общим объемом 10,5 печатных листов, в том числе в изданиях из перечня ВАК–10, патенты РФ–8.

Структура и объём диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных выводов и результатов исследования, списка использованной литературы из 319 наименования. Объём работы составляет 211 страниц.

Во введении раскрыта тема работы, обоснована актуальность, определены задачи диссертационной работы и цель исследований.

В первой главе на основании достижений ряда отечественных и зарубежных учёных, чьи работы посвящены развитию гидропривода, сделан анализ конструктивных особенностей гидроприводов дорожно-строительных машин, определены основные причины снижения работоспособности гидроцилиндров дорожно-строительных машин и их элементов, представлена статистика отказов, проведён анализ известных на сегодняшний день конструкций гидроцилиндров с промежуточными опорами, определены цели и задачи исследования.

Во второй главе рассмотрены эксплуатационные условия гидроцилиндров дорожно-строительных машин, установлены факторы, характеризующие режим работы гидроцилиндров дорожно-строительных машин, определена статическая нагрузка под действием которой находятся гидроцилиндры дорожно-строительных машин, разработаны расчётные схемы для всех составляющих статической нагрузки гидроцилиндров и их основ-

ных элементов, определена кинематическая нагрузка и ее составляющие на гидроцилиндры дорожно-строительных машин учитывающая конструктивные особенности рабочего оборудования дорожно-строительных машин, разработаны расчётные схемы нагружения гидроцилиндра и его основных конструктивных элементов с учетом кинематики привода рабочего оборудования, определена нагрузка и ее составляющие, возникающая вследствие деформации гидроцилиндров дорожно-строительных машин в процессе эксплуатации, разработаны расчётные схемы эксплуатационного нагружения гидроцилиндра и его основных конструктивных элементов, таких как шток и гильза, разработана методика установления параметров наибольшего нагружения гидроцилиндров.

В третьей главе разработана методика определения прогиба гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой в результате его эксплуатационного нагружения, количественно оценены характеристики вышеперечисленных деформаций гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой и его длинномерных несущих элементов, предложены и проанализированы варианты поддержки гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, разработана методика оценки контактного взаимодействия элементов сопряжения «поршень – гильза» гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, предложена методика оценки эффективности модернизации гидроцилиндра посредством его поддержки промежуточной сенсорной поддерживающей опорой в сравнении с гидроцилиндром традиционного исполнения, предложен комплексный критерий работоспособности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, предложен критерий устойчивости гидроцилиндра традиционного исполнения.

В четвертой главе были проведены экспериментальные исследования полного прогиба гидроцилиндра традиционного исполнения в результате его эксплуатационного нагружения. Для чего были разработаны оригинальная методика и устройства для диагностирования гидроцилиндров. Экспериментальные исследования проводились как в лабораторных условиях, так и в условиях эксплуатации строительного экскаватора.

Также были проведены лабораторные экспериментальные исследования прогиба в результате продольного нагружения гидроцилиндра перспективного исполнения. По результатам экспериментального исследования даны практические рекомендации по созданию гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой.

В заключении изложены основные итоги и результаты выполненного исследования.

II. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИССЕРТАЦИИ ВЫНОСИМЫЕ НА ЗАЩИТУ

В настоящее время для привода рабочего оборудования и рабочего органа дорожно-строительных и транспортно-технологических машин широко применяются гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком. Основным конструктивным недостатком гидроцилиндров является то, что до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия он имеет прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных несущих элементов (штока и гильзы), обусловленного наличием зазоров в его сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», прогиба в результате наличия возможного начального (технологического) искривления длинномерных элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на не прямолинейность изготовления длинномерных изделий, а также прогиба от действия поперечных сил – весов этих элементов.

После приложения эксплуатационного сжимающего усилия полная деформация гидроцилиндра увеличивается и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента, способного вызвать критические напряжения и, соответственно, появление пластических деформаций у штока гидроцилиндра и последующей потере гидроцилиндром работоспособности в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) гидроцилиндра. Как указывают авторы ряда работ, такие причины как искривление штока и появление царапин и задиоров на его поверхности является одной из основных причин снижения и полной потери работоспособности длинномерных гидроцилиндров.

Во время эксплуатации гидроцилиндр подвержен продольно-поперечному изгибу и не является устойчивым. При этом предельная величина продольного сжимающего усилия значительно меньше предельного сжимающего усилия устойчивого стержня.

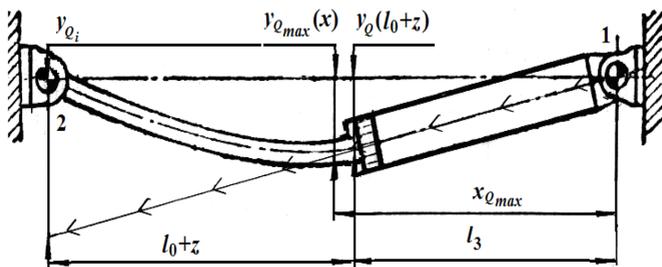


Рисунок 1. Прогиб гидроцилиндра

Прогиб гидроцилиндра.

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_Q(x) + y_R(x) + y_P(x). \quad (1)$$

В нём: $y_\alpha(x)$ – прогиб гидроцилиндра из-за зазоров в его сопряжениях; $y_\beta(x)$ – то же в результате возможного начального искривления его длинномерных элементов: штока и гильзы (корпуса); $y_\gamma(x)$ – то же вследствие эксплуатационного искривления штока; $y_\delta(x)$ – то же в результате радиальной деформации под давлением гильзы гидравлического цилиндра; $y_Q(x)$ – то же от весовой нагрузки составных элементов гидроцилиндра; $y_R(x)$ – то же из-за эксцентриситета в проушинах гидроцилиндра; $y_P(x)$ – то же из-за действия эксплуатационной нагрузки усилием P_s .

Перечисленные недостатки могут быть устранены, путём приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близком к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра промежуточной опорой.

В работе предлагается конструкция поддерживающей сенсорной опоры. Схема и конструкция представлены на рис.

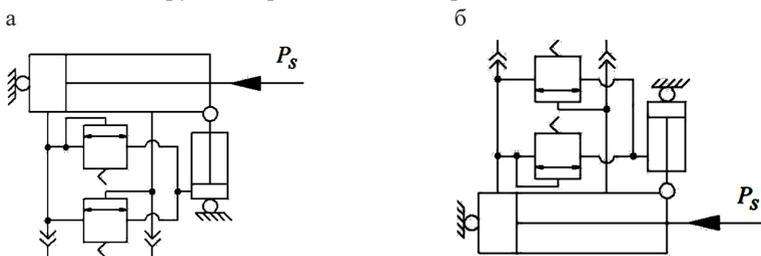


Рисунок 2 – Принципиальные схемы промежуточной сенсорной поддерживающей опоры гидроцилиндра

В работе были проанализированы нагрузки, действующие на гидроцилиндр в зависимости от целого ряда факторов. В результате анализа установлены и выделены следующие виды нагрузок, для которых составлены расчетные схемы:

- статическая нагрузка от веса элементов гидроцилиндра, включая вес рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра;
- нагрузка, учитывающая особенности конструкции и кинематики привода дорожно-строительных машин;
- нагрузка, вследствие возникновения деформации при эксплуатации дорожно-строительных машин.

В процессе эксплуатации, после приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия, полная деформация гидроцилиндра увели-

чивается и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента

$$M_y(x) = P_s y_T(x), \quad (2)$$

а также создаваемых им реакций R_{1y} и R_{2y} в подвижных герметизируемых сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра (3):

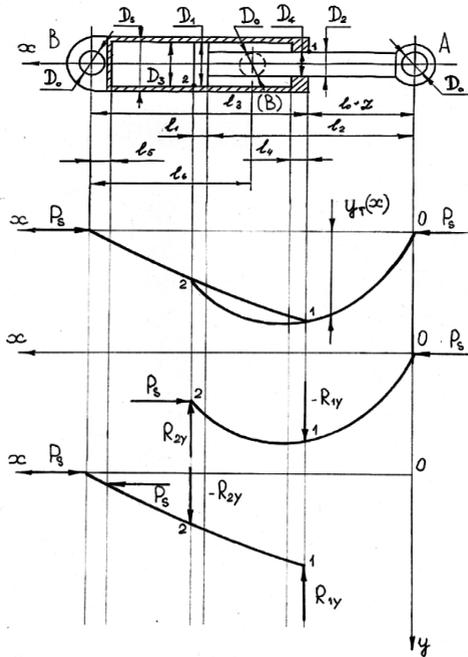


Рисунок 3 – Схема эксплуатационных нагрузок на гидроцилиндр и его элементы с учетом их деформации

$$R_{1y} = R_{2y} = P_s y_T(x_2) / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)], \quad (3)$$

В результате анализа комплекса нагрузок, действующих на гидроцилиндр дорожно-строительной машины разработана методика определения характеристик наибольшего нагружения гидроцилиндра. В качестве критерия наибольшего нагружения гидроцилиндра целесообразно принять максимальное значение полного изгибающего момента при приложении к гидроцилиндру продольного сжимающего усилия P_s (Рис 3). Установлено влияние на величину наибольшего нагружения гидроцилиндра его пространственного положения.

Установлено, что параметрам наибольшего нагружения гидроцилиндра соответствует условие с максимально выдвинутым штоком и горизонтальным положением гидроцилиндра.

Далее в работе был проанализирован прогиб гидроцилиндра с промежуточной опорой в результате воздействия на него ряда факторов, учитывающих внешние условия, особенности конструкции рабочего оборудования и эксплуатационные факторы. Выделены факторы, влияющие на прогиб и составлены расчетные схемы. Определен возникающий вследствие прогиба изгибающий момент и реакции в сопряжениях гидроцилиндра со следящей промежуточной опорой. Установлено влияние предлагаемой промежуточной опоры на снижение прогиба и, соответственно, изгибающего момента и реакций в подвижных соединениях гидроцилиндра, таких как «шток-втулка» и «поршень-гильза». Для количественной оценки величин полных реакций $R_{1,2P}$ в качестве примера принят один из наиболее нагруженных и наименее надёжных гидроцилиндров ДСМ, получившим распространение в качестве привода рукоятки на одноковшовых экскаваторах IV-VI размерных групп с параметрами: диаметр поршня (гильзы) $D_{1,3} = 0,14$ м, диаметр штока (направляющей втулки) $D_{2,4} = 0,09$ м, ход штока (поршня) $z = 1,4$ м и давление в гидросистеме ДСМ $p = 25$ МПа.

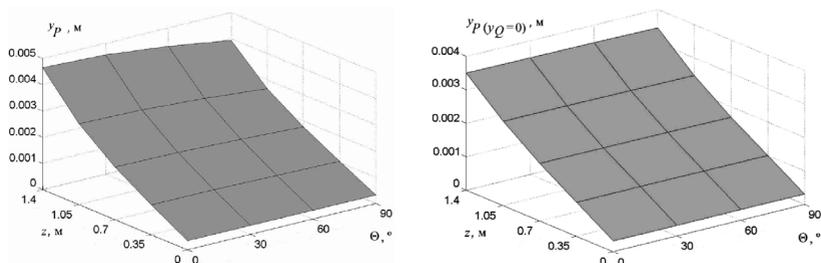


Рисунок 4 – Зависимости прогиба $y_p(x)$ гидроцилиндра традиционного исполнения и с промежуточной поддерживающей опорой от угла его наклона к поверхности тяготения Θ и положения штока z

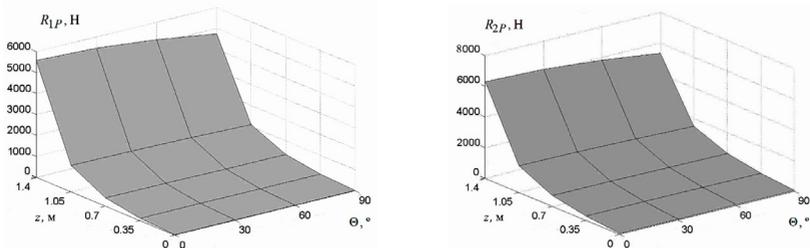


Рисунок 5 – Реакции R_{1P} и R_{2P} в сопряжениях гидроцилиндра традиционного исполнения

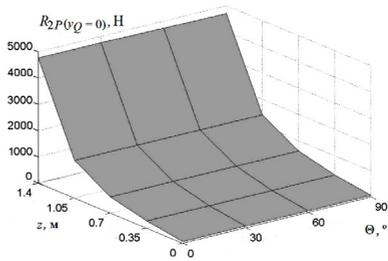
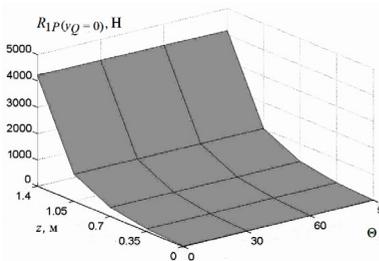


Рисунок 6 – Реакции R_{1P} и R_{2P} при условии поддержки гидроцилиндра дополнительной опорой при $y_Q = 0$ и $F > 0$

Установлено, что при установке промежуточной сенсорной поддерживающей опорой полный прогиб $y_T(x)$ гидроцилиндра снижается в 1,5 ... 3,5 раза, а реакции R_{1T} и R_{2T} в его подвижных герметизируемых сопряжениях – снижаются до 0 и от 2,5 ... до 7,5 раз

Далее рассмотрены возможные варианты поддержки гидроцилиндра промежуточной опорой, составлены расчетные схемы (Рис. 7–12), обоснован и выбран наиболее предпочтительный вариант.

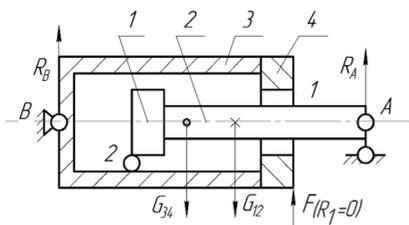


Рисунок 7 – Схема поддержки гидроцилиндра усилием $F_{(R_1=0)}$

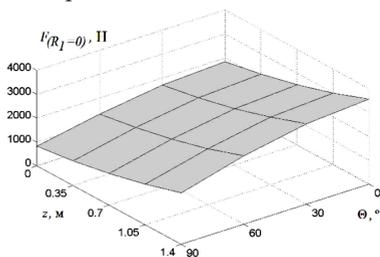


Рисунок 8 – Усилие поддержки F , реализуемые промежуточной поддерживающей опорой при $R_1=0$

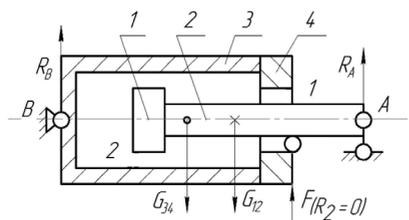


Рисунок 9 – Схема поддержки гидроцилиндра усилием $F_{(R_2=0)}$

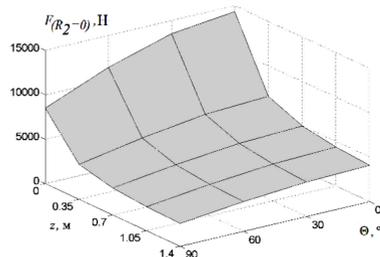


Рисунок 10 – Усилие поддержки F , реализуемые промежуточной поддерживающей опорой при $R_2=0$

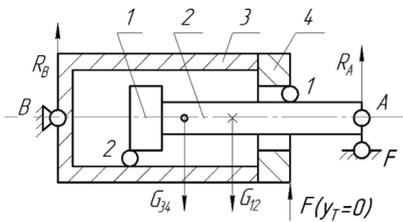


Рисунок 11 – Схема поддержки гидроцилиндра усилием $F_{(y_T=0)}$

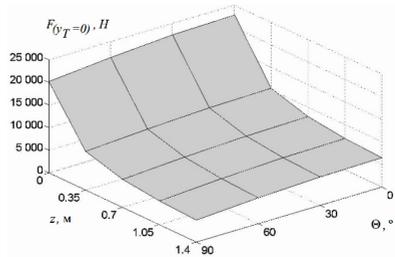


Рисунок 12 – Усилие поддержки F , реализуемые промежуточной поддерживающей опорой при $y_T = 0$ $F_{(y_T=0)}$

Кроме того, установлены и проанализированы реакции в подвижных соединениях гидроцилиндра и прогиб при различных вариантах поддержки Рис 13–15.

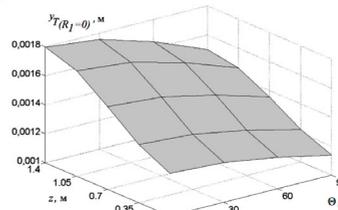
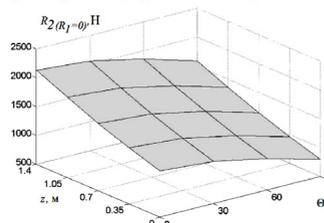


Рисунок 13 – Реакция R_2 и прогиб y_T при условии поддержки $R_1 = 0$.

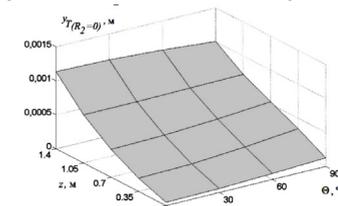
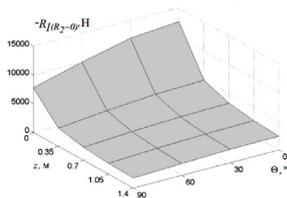


Рисунок 14 – Реакция R_1 и прогиб y_T при условии поддержки $R_2 = 0$.

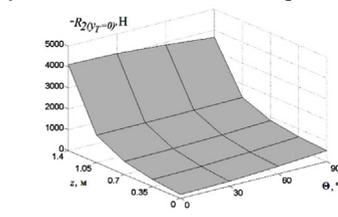
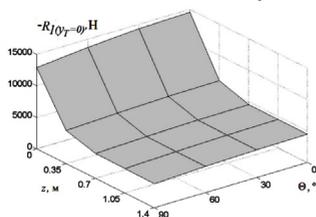


Рисунок 15 – Реакция R_1 и R_2 при условии поддержки $y_T = 0$.

Анализируя вышеизложенное, отметим следующее.

Наиболее предпочтительным вариантом поддержки гидроцилиндра следует считать схему с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, реализующей, во-первых, минимальное по величине усилие поддержки $F_{(R_i=0)}$, а, во-вторых, дополнительно разгружающей наименее надёжное сопряжение гидроцилиндра «шток – направляющая втулка», граничащее с окружающей средой, насыщенной абразивной пылью. В нашем случае это вариант поддержки на рис. 7, 8.

Несущая способность это способность гидроцилиндра сохранять работоспособность в процессе воздействия эксплуатационных нагрузок.

Из ряда работ известен комплексный критерий $W_{ork(HC)}$ работоспособности гидравлического цилиндра.

$$W_{ork(HC)} \equiv \begin{cases} \sigma_i(x) \equiv \begin{cases} \sigma_{сж_i} \leq [\sigma_{-1}]_{ш}; \\ \sigma_{сж_i} \leq [\sigma_{и}]_{ш}; \\ \sigma_{p_i} \leq [\sigma_p]_{г}; \\ \sigma_{см_{п_i}} \leq [\sigma_{см}]_{п}; \end{cases} \\ y_i(x) \equiv \begin{cases} y_{T_i} \leq [y_3]_{ш}; \\ y_{T_{шсн_i}} \leq [y_3]_{ш}, \end{cases} \end{cases} \quad (8)$$

Этот критерий определяется, принимая во внимание условие неперевышения. Условие неперевышения для i -того временного момента для значений $\sigma_i(x)$, $y_i(x)$ и допустимых значений $[\sigma]$, $[y(x)]$ напряжений и деформаций, имеет вид:

$$\sigma_i(x) \leq [\sigma]; \quad (9)$$

$$y_i(x) \leq [y]; \quad (10)$$

В данном случае значения $[\sigma_{-1}]_{ш}$, $[\sigma_{и}]_{ш}$ и $[\sigma_p]_{г}$, $[\sigma_{см-п}]_{п}$ – предельные значения прочности для штока, гильзы, поршня, втулки; $[y_3]_{ш}$ – значение деформации штока, в момент его заклинивания в гильзе (корпусе) гидроцилиндра.

Значения: $\sigma_{сж_i}$, σ_{p_i} , $\sigma_{см_{п_i}}$, y_{T_i} и $y_{T_{шсн_i}}$ – их i -тые величины учитывающие эксплуатационные условия.

Как было показано выше надёжность гидроцилиндра, а именно, его долговечность, главным образом, определяется реакциями в его подвижных герметизируемых сопряжениях, в нашем случае, в сопряжении «поршень – гильза». Отсюда следует, что комплексный критерий надёжности и работоспособности необходимо дополнить условиями, оговаривающими величину реакцию R_{2T} в нём.

Известно выражение описывающее состояние узла «цилиндр – полый цилиндр», которое можно использовать для оценки напряжений $\sigma_{см_{п_i}}$, в i -ый

момент времени возникающих в сопряжении «гильза-поршень», учитывающее условие прочности для величины напряжений смятия $[\sigma_{см}]_п$ для материала из которого изготовлен поршень

$$\sigma_{см_{п_i}} = 0,418 \sqrt{4 \frac{R_{2T}}{l_1} \frac{E_1 E_3}{(1-\mu_3^2)E_1 + (1-\mu_1^2)E_3} \frac{D_3 - D_1}{D_1 D_3}} \leq [\sigma_{см}]_п, \quad (11)$$

где: D_1, D_3 – диаметры соответственно поршня и гильзы гидроцилиндра; l_1 – величина ширины поршня гидроцилиндра; E_1, E_3 – модули Юнга для материала из которого изготовлены поршень и гильза, соответственно; R_{2T} – величина реакции в месте контакта гильзы с поршнем; μ_1 и μ_3 – коэффициенты Пуассона материалов поршня и гильзы, соответственно.

Если решать выражение (11) относительно величины R_{2T} , принимая во внимание величину предельно-допустимого смятия $[\sigma_{см}]_1$ для материала из которого изготовлен поршень мы определим величину предельного значения

$$[R_{2T_{см}}] = \frac{l_1 [\sigma_{см}]_1^2}{4 \cdot 0,418^2} \frac{(1-\mu_3^2)E_1 + (1-\mu_1^2)E_3}{E_1 E_3} \frac{D_1 D_3}{D_3 - D_1}. \quad (12)$$

Однако, реакция R_{2T} , кроме этого, должна быть в границах предельных значений $[R_{2T_{cp}}]$ и $[R_{2T_{всп}}]$ для обеспечения необходимой средней температуры на поверхности сопряжения t_{cp} , которая является условием работоспособности уплотнителей гидроцилиндров, и для обеспечения условия недостижения температуры вспышки $t_{всп}$ для рабочей жидкости в полости гидроцилиндра. Эти значения описываются формулами:

$$[R_{2T_{cp}}] = \frac{A_A (\lambda_1 K_3 + \lambda_1 K_1)}{dz / dt} t_{cp}; \quad (13)$$

$$[R_{2T_{всп}}] = \frac{2 A_R \lambda_3}{c_{1-3} \alpha'_{1-3}} dz / dt \left(\frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{2} + 1} \right) t_{всп}. \quad (14)$$

Где: A_A – площадь контакта в сопряжении номинальная; A_R – площадь контакта в сопряжении фактическая; c_{1-3} – среднее значение величины ширины пятна контакта; $K_{1,3}$ – коэфф., определяемый как $K_{1,3} = \sqrt{\frac{k_{1,3} u}{\lambda_{1,3} A_A}}$; $k_{1,3}$ – коэффициент теплоотдачи; α'_{1-3} – коэффициент учитывающий распределения тепловых потоков; u – периметр поверхности теплоотдачи; $\lambda_{1,3}$ – величина теплопроводности, dz/dt – скорость штока гидроцилиндра.

Работоспособность гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой для принятого варианта его поддержки определяется усилием F для условия $R_{1T}=0$ с соблюдением условия $F = F_{(R_{1T}=0)}$.

При этом превышение усилия F значения $F_{(R_{1T}=0)}$, то есть $F > F_{(R_{1T}=0)}$ приведёт к перегибу и возможному излому гидроцилиндра, а наступление ус-

ловия $F \langle F_{(R_{1T}=0)}$ вернёт гидроцилиндр в состояние обычного контакта его длинномерных элементов в точках 1 и 2 (Рис. 16), и обеспечит выполнение условия $F \geq F_{(y_0=0)}$.

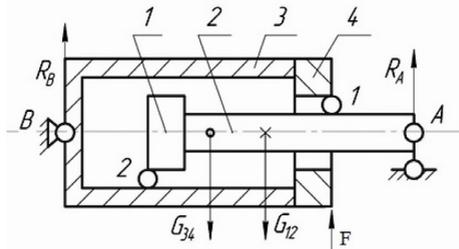


Рисунок 16 – Структурная расчётная схема

Учитывая вышеизложенное в данной работе, предложен уточненный комплексный критерий работоспособности гидроцилиндра с регулируемой опорой.

$$K_{Work}^{Rel} \equiv \left\{ \begin{array}{l} \sigma_i(x) \equiv \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{сж_i} \leq [\sigma_{сж_{\sigma_{i-1}}}]_{ш}; \\ \sigma_{p_i} \leq [\sigma_p]_r; \end{array} \right. \\ F \equiv \left\{ \begin{array}{l} F_{dz/dt=0} \geq F_{(y_0=0)}; \\ F_{dz/dt \neq 0} \geq F_{(R_{1T}=0)}; \end{array} \right. \\ R_{2T_i} \equiv \left\{ \begin{array}{l} R_{2T_i} \leq [R_{2T_{см}}]; \\ R_{2T_i} \leq [R_{2T_{сп}}]; \\ R_{2T_i} \leq [R_{2T_{исп}}]; \end{array} \right. \\ dy_i(x)/dx \equiv \left\{ \begin{array}{l} dy_{T_i}(x)/dx \leq [dy_T(x)/dx]_{зн}; \\ dy_{T_{исп}}(x)/dx \leq [dy_T(x)/dx]_{зн} \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (15)$$

Два первых выражения характеризуют состояние гильзы и штока гидроцилиндра. Значение x для штока определяет координату опасного сечения для штока. Для проектируемого гидроцилиндра эта величина должна быть равной $(l_0 + z)$. Для гильзы значение x определяет координату опасного сечения для гильзы. Для проектируемого гидроцилиндра при максимальном выдвигании штока эта величина должна быть равной $\frac{1}{2}[l_3 + (l_0 + z) - l_6]$.

Третье и четвёртое условия оговаривают величину усилия поддержки F в первом случае при отсутствии движения штока ($dx/dt = 0$) для исключения начального прогиба $y_0(x)$ и обеспечения равенства $y_0(x)=0$ в момент

приложения продольного сжимающего усилия P_s , и во втором для обеспечения условия $R_{1T}=0$ при движении штока ($dz/dt \neq 0$), то есть обеспечение усилия $F_{(R_{1T}=0)}$.

В блоке реакции R_{2T} представленные условия описывают контактное взаимодействие поршня с гильзой в сопряжении «поршень – гильза» гидроцилиндра с позиции возможного смятия поршня $[R_{2T_{см}}]$, температуры уплотнителя (эластомера) $[R_{2T_{cp}}]$ и возможной вспышки рабочей жидкости $[R_{2T_{всп}}]$ в полостях гидроцилиндра при фрикционном взаимодействии элементов сопряжения.

Последние два неравенства записи (15) отражают совместную деформацию штока с поршнем внутри гильзы (корпуса) через угол поворота его сечения $dy_i(x) / dx$ в точке $x = (l_1 + l_2)$ контакта поршня с гильзой с целью предотвращения их заклинивания в результате деформации гидроцилиндра $dy_{Ti}(x) / dx$ или собственной деформации штока $dy_{T_{шци}}(x) / dx$ в обоих случаях в отношении угла заклинивания $[dy_T(x) / dx]_{зщ}$.

Невыполнение хотя бы одного условия критерия (15) является условием потери работоспособности гидроцилиндра с промежуточной поддерживающей опорой.

Экспериментальные исследования. В условиях эксплуатации экспериментальные исследования проводились с помощью специально разработанного устройства и методики диагностирования гидроцилиндров дорожно-строительных машин. Данное устройство состоит из лазерного излучателя, приемника сигнала промежуточного, приемника сигнала конечного (Рис. 17 а, б). Все эти части с помощью струбцин закрепляются на гидроцилиндре. Фиксация результатов производилась на видеокамеру, закрепленную на гидроцилиндре.

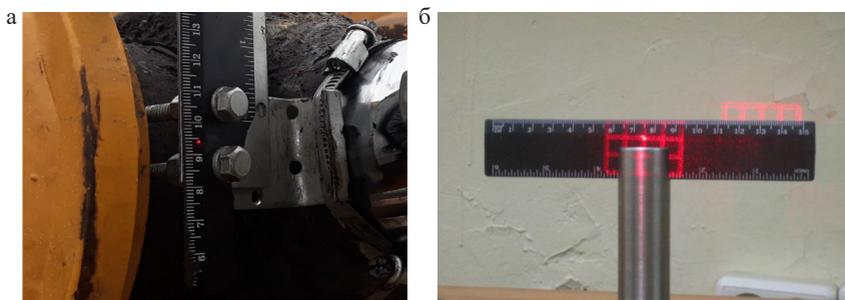


Рисунок 17. Начало – Фрагменты нагружения исследуемого гидроцилиндра привода рукояти экскаваторов Hitachi Zaxis 230 и Liebherr R317 Litronic



Рисунок 17. Окончание

При обработке полученной эмпирической информации с учётом величин L и Θ использовался **критерий K наибольшего нагружения** гидроцилиндра рабочего оборудования ДСМ: **длина максимальная, положение горизонтальное**, аналитически отображённого записью (16) и представленного на рисунке 18.

$$K = L \cdot \cos\Theta \rightarrow \max. \tag{16}$$

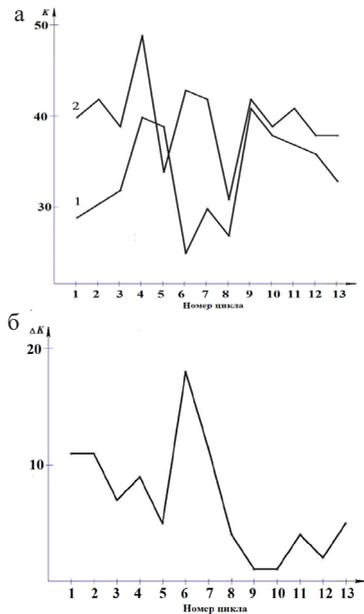


Рисунок 18 – Фрагмент экспериментального исследования продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра привода рукоятки с оценкой критерия K и диапазона его изменения ΔK в начале (линия 1) и в конце (линия 2) операции копания экскаватора Hitachi Zaxis 230

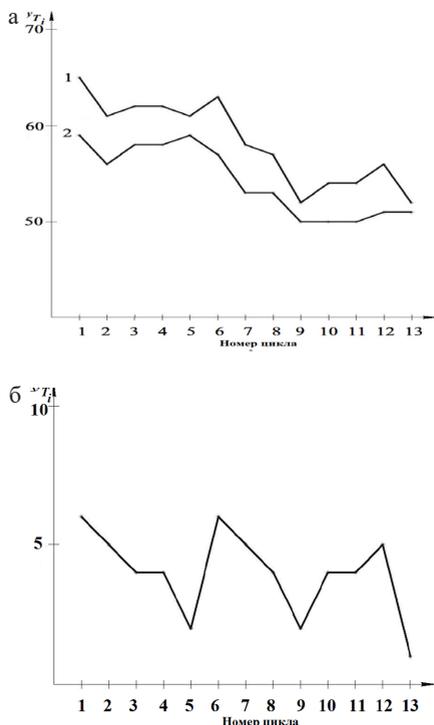


Рисунок 19 – Фрагмент экспериментального исследования нагружения гидроцилиндра привода рукояти с оценкой отклонения луча y_T и диапазона его изменения Δy_T в начале (линия 1) и в конце (линия 2) операции копания экскаватора Hitachi Zaxis 230

Экспериментальное исследование прогиба в результате нагружения гидроцилиндра перспективного исполнения с промежуточной сенсорной поддерживающей опоры проводилась в лабораторных условиях с применением разработанных и изготовленных оригинальных приспособлений и моделей.

Поперечная поддерживающая нагрузка, воздействующая снизу на пневмоцилиндр, обеспечивалась дополнительным пневмоцилиндром. Подключение производилось согласно схеме. Продольный прогиб $y_p(x)$ гидроцилиндра также фиксировался индикатором часового типа модели ИЧ с ценой деления 1 мкм, при этом учитывалась деформация гильзы гидроцилиндра от давления воздуха.

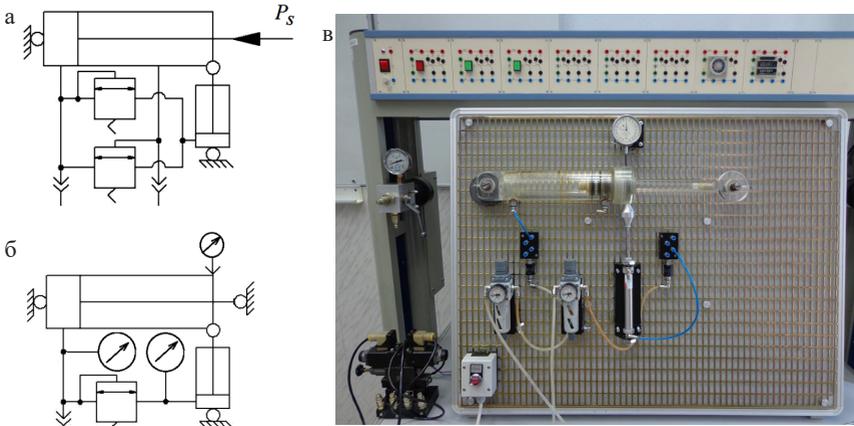


Рисунок 20 – Принципиальная схема промежуточной сенсорной поддерживающей опоры, принципиальная схема лабораторной установки и фрагмент исследования деформации гидроцилиндра перспективного исполнения в результате его продольного нагружения

Практические рекомендации по созданию гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой

Основным параметром промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Рис. 21, 22), определяющим её конструктивное исполнение, является развиваемое ею поддерживающее усилие F .

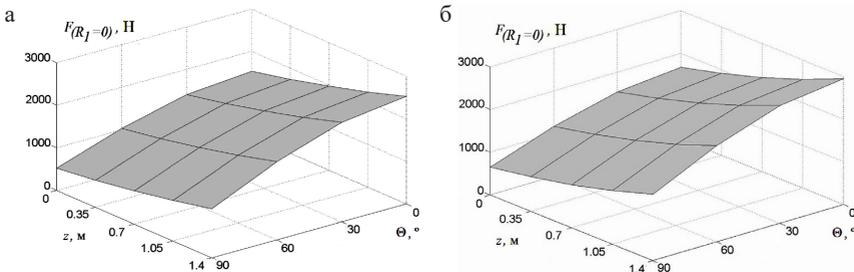


Рисунок 21 – Усилие поддержки F , реализуемое промежуточной сенсорной поддерживающей опорой при $R_1=0$ в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра, величины выдвигения его штока и давления рабочей жидкости в гидросистеме 16 МПа и 20 МПа, соответственно

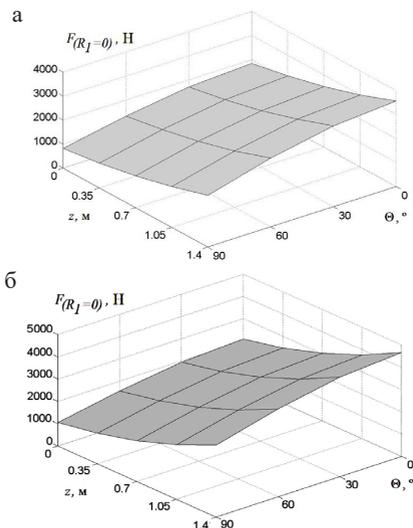


Рисунок 22 – Усилие поддержки F , реализуемые промежуточной сенсорной поддерживающей опорой при $R_1 = 0$ в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра, величины выдвигания его штока и давления рабочей жидкости в гидросистеме 25 МПа и 32 МПа, соответственно

Однако, как следует из последних иллюстраций (Рис. 21 и 22), требуемая величина усилия F возрастает по мере увеличения давления в штатной гидросистеме дорожно-строительных машин, а её изменение, в зависимости от характеристик z и Θ , имеет, к сожалению, нелинейный характер, что должно приниматься во внимание при создании промежуточной сенсорной поддерживающей.

По усилию поддержки F рассчитывается диаметр поршня гидроцилиндра опоры D_1 . Для проверки правильности назначения величины диаметра D_1 следует воспользоваться параметрами наибольшего нагружения гидроцилиндров рабочего оборудования многозвенной дорожно-строительной машины. Отсюда, уточнённая величина диаметра D_1 окончательно составила 0,0126 м при усилии $F=1700$ Н, что соответствует последнему из выше приведённых диапазонов.

Предлагаемый вариант конструктивного исполнения промежуточной сенсорной поддерживающей опоры на примере многозвенной гидрофицированной дорожно-строительной машины, в качестве которой принят одноковшовый гидравлический строительный экскаватор представлен на рисунке 23.

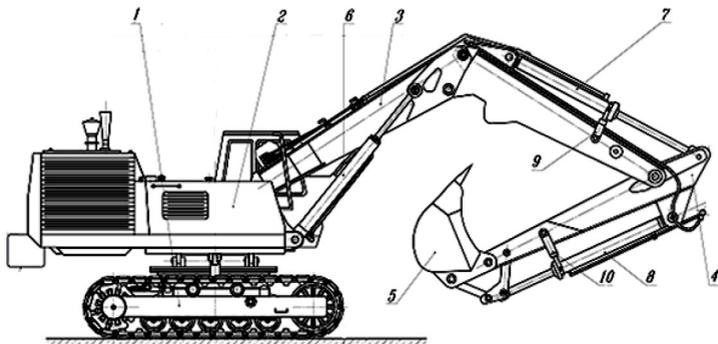


Рисунок 23 – Принципиальная схема установки промежуточных сенсорных поддерживающих опор на гидроцилиндрах привода рукояти и поворота ковша одноковшового гидравлического строительного экскаватора:
 1 – ходовое оборудование; 2 – опорно-поворотная платформа; 3 – стрела;
 4 – рукоять; 5 – ковш; 6 – гидроцилиндры стрелы; 7 – гидроцилиндры рукояти;
 8 – гидроцилиндр ковша; 9, 10 – гидроцилиндры поддерживающих опор.

III. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В рамках проведённого исследования:

1. подтверждена рабочая гипотеза, что использование промежуточной следящей опоры позволяет уменьшить прогиб длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин;
2. дана оценка специфики условий эксплуатации, рабочего процесса, кинематики рабочего оборудования, нагрузочных характеристик гидроцилиндров привода рабочего оборудования дорожно-строительных машин, влияющих на их надёжность и работоспособность;
3. разработана принципиальная схема и конструкция промежуточной сенсорной опоры гидроцилиндра и исследованы её характеристики;
4. обоснован комплексный критерий работоспособности гидроцилиндра с промежуточной опорой;
5. разработана математическая модель работоспособности гидроцилиндров с промежуточной следящей опорой;
6. проведены экспериментальные исследования для проверки теоретических положений.
7. разработаны научно обоснованные практические рекомендации по модернизации рабочего оборудования многозвенной гидрофицированной дорожно-строительной машины.

Основные положения проведённого исследования **позволяют заключить:**

- при установке промежуточной сенсорной поддерживающей опорой полный прогиб $y_T(x)$ гидроцилиндра снижается в **1,5 ... 3,5 раза**, а реакции R_{1T} и R_{2T} в его подвижных герметизируемых сопряжениях – снижаются до **0 и от 2,5 ... до 7,5 раз**;

- установка промежуточной сенсорной поддерживающей опоры приводит к снижению напряжений сжатия $\sigma_{сж}(x)$ в наиболее нагруженном сечении штока на величину до 20%;

- после установки промежуточной сенсорной поддерживающей опоры изменяются в сторону полного либо частичного уменьшения изгибающий момент $M_y(x)$, действующий на гидроцилиндр, снижая, тем самым, напряжения $\sigma_x''(x)$ и, в итоге, напряжения $\sigma_{max}(x)$ в гильзе (корпусе) гидроцилиндра;

- напряжения $\sigma_{сж}$, возникающие в опасном сечении штока продольно и поперечно нагруженного гидроцилиндра традиционного исполнения и перспективного гидроцилиндра, составляют (75 ... 77)%, (65 ... 72)% и (70 ... 72)% от начальных $\sigma_{сж}$ в пользу модернизированного гидроцилиндра для каждого из рассмотренных вариантов поддержки;

- после установки поддерживающей регулируемой опоры гидроцилиндра существенно уменьшаются реакции R_{2T} , как следствие снижается на величину до 15% значение напряжения смятия поршня $\sigma_{смп}$ в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра и величины выдвигания его штока, что также свидетельствует о разгрузке гидроцилиндра;

- предложенная методика оценки эффективности предложенной модернизации гидроцилиндра позволяет оценить экономический эффект \mathcal{E}_M от модернизации за счёт снижения числа необходимых технических ремонтов и/или обслуживаний гидроцилиндров конкретной дорожно-строительной машины за расчётный период $T_э$ её эксплуатации;

- предложенный в данной работе, уточненный комплексный критерий работоспособности для предлагаемого гидроцилиндра рекомендуется учитывать при проектировании новых длинномерных гидроцилиндров с учетом других документов таких как: ГОСТ 6540-68, ГОСТ 16514-96, а также ISO 2944, ISO 3320, ISO 3322 и ISO 4393.

IV. ОСНОВНЫЕ НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ:

Публикации в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов ВАК РФ:

1. Губанов В. Г. Оценка напряженно-деформированного состояния элементов направляющих гидроцилиндра / Губанов В. Г. // Вестник МАДИ, М. 2021. №3 с. 55–62 (0,8 п.л.)

2. Губанов В. Г. / Методика повышения работоспособности длинно ходовых гидроцилиндров дорожно-строительных машин / Губанов В. Г. // Журнал «Строительные и дорожные машины». М. 2021 № 9. С 28–36 (0,6 п.л.)

3. Губанов В. Г. / Экспериментальные исследования прогиба гидроцилиндра в результате его эксплуатационного нагружения / Губанов В.Г. // Журнал «Грузовик». М. 2021 № 9. с 21-26 (0,4 п.л.)

4. Губанов В. Г. О реакциях в сопряжениях гидроцилиндра / Кобзов Д. Ю., Губанов В. Г., Жмуров В. В., Кобзова И. О., Корякина Д. С., Трофимов А. А. // Системы. Методы. Технологии. Научный журнал БрГУ, Братск, 2015. №4 (28). С. 62–67. (0,4 п.л.)

5. Губанов В. Г. О некоторых аспектах протекания длинноходового гидроцилиндра / Кобзов Д. Ю., Губанов В. Г., Жмуров В. В., Корякина Д. С., Трофимов А. А. // Системы. Методы. Технологии. Научный журнал БрГУ, Братск, 2016. №1 (29). С. 40–45. (0,4 п.л.)

6. Губанов В. Г. Определение параметров наибольшего нагружения гидроцилиндров многозвенной машины / Кобзов Д. Ю., Жмуров В. В., Кобзова И. О., Губанов В. Г. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Научный журнал ИрГУПС, Иркутск, 2016. №2 (50). 2016. С. 49–58. (0,6 п.л.)

7. Губанов В. Г. Комплексный критерий работоспособности гидроцилиндра с направляющими качения / Кобзов Д. Ю., Ереско С. П., Губанов В. Г., Кобзова И. О. // Системы. Методы. Технологии. Научный журнал БрГУ, Братск, 2016. – №3 (31). С. 68-74. (0,4 п.л.)

8. Губанов В. Г. Количественная оценка эффективности модернизации длинноходового гидроцилиндра / Кобзов Д. Ю., Ереско С. П., Губанов В. Г. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Научный журнал ИрГУПС, Иркутск, 2016. №4 (52). 2016. С. 61–66. (0,4 п.л.)

9. Губанов В. Г. Устойчивость гидроцилиндров транспортно-технологических машин / Д. Ю. Кобзов, В. Л. Лапшин, С. В. Репин, Губанов В. Г., Д. Лханаг // Вестник гражданских инженеров, 2019, 1(72). – СПб.: СПбГАСУ. – С. 158–167. (0,5 п.л.)

10. Губанов В. Г. Практические рекомендации по созданию длинноходового гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой / Д. Ю. Кобзов, В. Г. Губанов, В. В. Жмуров, А. Ю. Кобзов // Системы. Методы. Технологии. Научный журнал БрГУ, Братск – 2020. – №3 (47). С. 28–42. (0,9 п.л.)

Публикации в изданиях, индексируемых международной системой цитирования в Scopus и Web of Science:

11. Губанов В. Г. Criterion estimation of stability of hydraulic cylinder and method of increasing its reliability under conditions of longitudinal-transverse loading / Dmitriy Yurievich Kobzov, Sergei Vasilievich Repin, Vladimir Georgievich Gubanov // E3S Web of Conferences 164, 08022 (2020) PDF (3.079 MB) Published online: 05 May 2020, DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016408022>. (0,5 п.л.)

В других изданиях опубликована 31 работа по теме диссертации.

Патенты РФ:

12. А. с. № 1467374 СССР, МКИ G01B15/14. Способ измерения зазоров / Алексеенко П. Д., Кобзов Д. Ю., Губанов В. Г., Сергеев А. П. (СССР). – № 4156972/25-28; заявл. 08.12.86; опубл. 23.03.88, Бюл. № 11.

13. А. с. № 1571401 СССР, МКИ G01F3/34. Устройство для измерения расхода жидкости / Алексеенко П. Д., Губанов В. Г., Репин С. В., Рулис К. В., Рубашов С. Б. (СССР). – № 4357824/24-10; заявл. 04.01.88; опубл. 15.06.90, Бюл. № 22.

14. А. с. № 1585699 СССР, МКИ G01M3/26. Способ определения утечек через штоковые уплотнительные узлы гидроцилиндров / Кобзов Д. Ю., Калашников Л. А., Губанов В. Г., Сергеев А. П. (СССР). – № 4405841/25-28; заявл. 06.04.88; опубл. 15.08.90, Бюл. № 30.

15. А. с. № 1682646 СССР, МКИ F15B15/14. Гидроцилиндр / Кобзов Д. Ю., Руквишников В. А., Сергеев А. П., Войткевич В. Б., Губанов В. Г., Липецкий И. А., Соколов Ю.Н. (СССР). – № 4757903/29; заявл. 13.11.89; опубл. 07.10.91, Бюл. № 37.

16. А. с. № 1735620 СССР, МКИ F15B15/04. Гидросистема / Кобзов Д. Ю., Хютте В. И., Губанов В. Г., Калашников Л. А., Тарасов В. А., Крохичев А. С. (СССР). – № 4776659/29; заявл. 02.01.90; опубл. 23.05.92, Бюл. № 19.

17. А. с. № 1807255 СССР, МКИ F15B15/00. Гидроцилиндр / Кобзов Д. Ю., Сергеев А. П., Губанов В. Г., Войткевич В. Б., Кобзов А. Ю., Тигунцев А. М., Тарасов В. А., Осминкин О.К. (СССР). – № 4751982/29; заявл. 23.10.89; опубл. 07.04.93, Бюл. № 13.

18. А. с. № 1807256 СССР, МКИ F15B15/14. Гидроцилиндр / Кобзов Д. Ю., Руквишников В. А., Сергеев А. П., Губанов В. Г., Войткевич В. Б., Липецкий И. А., Соколов Ю.Н. (СССР). – № 4760296/29; заявл. 20.11.89; опубл. 07.04.93, Бюл. № 13.

19. Патент № 2442028 РФ, МКИ F15B15/16, F15B15/24. Гидроцилиндр / Тигунцев А.М., Губанов В.Г. (РФ). - № 2010126563/06; заявл. 30.06.2010; опубл. 10.02.2012, Бюл. № 4.

Компьютерная верстка *В. С. Весниной*

Подписано к печати 14.10.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.

Усл. печ. л. 1,5. Тираж 100 экз. Заказ 99.

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет.
190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4.

Отпечатано на МФУ. 198095, Санкт-Петербург, ул. Розенштейна, д. 32, лит. А.

