

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
Политехнический Институт
Факультет Механико-технологический
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН
Рецензент, С.Н. Редников

_____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой

_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2018 г.

РАСЧЕТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАБОЧЕГО ОРГАНА
ДОРОЖНОЙ МАШИНЫ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ
РАБОТЕ

ЮУрГУ–15.03.02.2018.288 ПЗ ВКР

Руководитель работы, доцент

_____ / С.Б. Школин
_____ 2018г.

Автор проекта
студент группы П-457

_____ / Д.Р. Сафеева
_____ 2018г.

Нормоконтролер, доцент

_____ / А.В. Подзерко
_____ 2018г.

Челябинск 2018 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. УСТРОЙСТВО АВТОКРАНА КС-55713-1К-3	
1.1 Описание работы и устройства автокрана.....	5
1.2 Технические данные крана.....	8
1.3 Механизм подъема груза.....	9
1.4 Определение режима работы крана.....	10
2. РЕКОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КРАНА КС-55713-1К-3 С РАЗРАБОТКОЙ ВЫНОСНЫХ ОПОР	
2.1 Выносные опоры	12
2.2 Гидропривод автомобильных кранов.....	13
2.3 Расчет гидропривода выносных опор	14
2.3.1 Расчет конструктивных параметров гидроцилиндра.....	16
2.3.2 Расчет штока на устойчивость	18
2.3.3 Расчет гидросистемы	19
2.3.4 Подача насоса.....	20
2.3.5 Расход рабочей жидкости на выходе гидродвигателей.....	21
2.3.6 Потери давления в трубопроводах	21
2.3.7 Потери давления в элементах гидропривода.....	23
2.3.8 Сумма гидравлических потерь в гидроприводе	24
2.3.9 Позиция золотника распределителя I, когда шток опорного цилиндра выдвигается.....	25
2.3.10 Позиция золотника распределителя II, когда шток опорного гидроцилиндра втягивается	26
2.4 Тепловой расчет.....	27
3. РАСЧЕТ УСИЛИЙ КРАНА С ВЫНОСНЫМИ ОПОРАМИ	
3.1 Определение масс узлов автокрана	29
3.2 Определение геометрических параметров автокрана	31
3.3 Определение центров тяжести элементов крана.....	37
3.4 Определение опорных нагрузок	39
3.5 Определение динамики работы гидроцилиндров выносных опор	41
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	46
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	47
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	48
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	49

АННОТАЦИЯ

Сафеева Д.Р. Расчет и моделирование
динамики рабочего органа дорожной машины.-

Челябинск: ЮУрГУ, П-457;2018,49с.,13 ил.,
прил.2, табл. 8, библиогр.список – 12 наим..

В данной дипломной работе проведен расчет гидропривода выносных опор автомобильного крана, определены конструктивные параметры гидроцилиндра, рассчитаны и определены усилия крана с выносными опорами, массы узлов, определены центры тяжести элементов крана и опорные нагрузки. Произведен расчет динамики работы гидроцилиндров выносных опор.

Представлены:

- Грузовысотная характеристика автокрана;
- Чертеж центров тяжести элементов автокрана;
- Схема механизма выносных опор
- Сборочный чертеж гидроцилиндра выносных опор крана (с отдельной детализацией штока и передней крышкой гидроцилиндра);
- Блок-схема динамики работы гидроцилиндра и полученные в результате графики зависимостей.

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		2

ВВЕДЕНИЕ

Грузоподъемные машины являются значимой составной частью большинства производств и играют важную роль в механизации и автоматизации производственных процессов. Современное краностроение характеризуется совершенствованием конструкций, применением новых материалов, методов и средств изготовления, и контроля, внедрением более совершенных методов расчёта и основанных на них снижении массы кранов, повышении их надёжности.

Автомобильные стреловые самоходные краны общего назначения служат для подъема и опускания грузов и перемещения их на небольшие расстояния в горизонтальном направлении при производстве строительно-монтажных и перегрузочных работ на рассредоточенных объектах.

Каждый автокран оснащают четырьмя выносными опорами, устанавливаемыми, как правило, с помощью гидропривода. Для повышения устойчивости кранов во время работы задние мосты автомашин оборудованы гидравлическими стабилизаторами для вывешивания заднего моста при работе на выносных опорах и для блокировки рессор при работе без опор

Преимущество таких машин перед остальными видами кранов проявляется в достаточно высокой мобильности устройств, а недостатком является ограниченная грузоподъемность и размеры.

В данной работе рассмотрен самоходный стреловой кран с грузоподъемностью 25 тонн.

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

1. УСТРОЙСТВО АВТОКРАНА КС-55713-1К-3

1.1 Описание работы и устройства автокрана

В данной работе описано устройство конкретного крана стрелового автомобильного КС-55713-1К-3, который способен поднимать груз весом 25 тонн, устанавливается на шасси автомобиля КамАЗ-65115. Кран необходим для погрузочно — разгрузочных и строительно-монтажных работ на рассредоточенных объектах. Шасси имеет хорошую маневренность и легкость в управлении, что допускает использовать кран на объектах с разными типами подъездных путей, а небольшие габариты делают кран пригодным для эксплуатации в условиях современных городов.

Привод крановой установки осуществляется при помощи аксиально-поршневого гидронасоса. Он начинает вращение благодаря двигателю базового автомобиля через коробку передач и дополнительную коробку отбора мощности. Крановые механизмы имеют индивидуальный привод, где управление не зависит от гидромоторов и гидроцилиндров. Гидросистема крана способна обеспечить плавное управление всеми механизмами с весьма широким диапазоном изменения скоростей рабочих операций, а также способна выполнять несколько операций одновременно. Механизмы подъема груза и поворота крана имеют редукторы планетарного типа с дисковыми тормозами, что позволяет удовлетворять требованиям, предъявляемым к грузоподъемным машинам. В большинстве узлах крана применяются импортные комплектующие, которые не нужно менять и ремонтировать весь период эксплуатации крана.

Телескопическая стрела производится из высокопрочной стали. Секции стрелы выполнены из двух изогнутых цельнометаллических профилей в соответствии с мировыми тенденциями краностроения. В комплексе с усовершенствованной системой телескопирования секций стрелы, все это дает возможность значительно

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

уменьшить общую массу стрелы, увеличив при этом показатели ее прочности и грузовысотные характеристики. Во втянутом положении стрела достигает 9,5 м, что позволяет крану быть компактным и маневренным в работе. Когда длина стрелы находится в максимально вытянутом положении, при этом активированы все три секции, длина которых достигает 28 м, в результате чего достигается значительная высота и обеспечивается обширная зона перемещения груза для работы грузового крана. В результате телескопирования стрелы с грузом на крюке дает возможность крану выполнить главные задачи: переместить груз среди смонтированных конструкций и установить в труднодоступном месте груз. Для того, чтобы работа в таких условиях была облегчена, то кран устанавливают на опоры при втянутых балках выносных опор.

Для обеспечения обширной зоны обслуживания и размера подстрелового пространства выполнили дополнительное оснащение стрелы решетчатым гуськом, длина которого достигает 9 м. Изменения положения гуська из нейтрального в рабочее выполняется ручным способом и при этом грузоподъемные средства не используются.

Размер опорного контура составляет 5,5*5,5, из-за такого большого размера кран работает в круговой зоне 360 градусов, что сокращает количество перестановок на объекте. В результате чего, все возможности и высокая производительность, рассматриваемого автомобильного крана в процессе работы существенным образом, выделяют среди существующих аналогов.

Для надежности работы крана, используют импортные комплектующие, которые не нуждаются в замене и ремонте в процессе длительной эксплуатации автокрана.

Находящиеся в кабине приборы и устройства, а также микропроцессорный ограничитель нагрузки с цифровой индикацией, осуществляет безопасность работы крана. Комплекс приборов обеспечивает защиту крана от перегрузки и опрокидывания, кран оснащен системой координатной защиты, что необходимо в ограниченных условиях, также в нем оборудован встроенный блок

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

телеметрической памяти и модуль защиты крана от высокого напряжения, расположенных очень близко от линий электропередач.

Для удобства и хорошего обзора, автокран имеет кабину крановщика, которая включает: дизельный отопитель, вентилятор, задвижную дверь купейного типа, откидной задний люк, панель приборов. За счет комфортного расположения рычагов управления достигается удобное управление крановыми операциями [1].

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

1.2 Технические данные крана

Таблица 1[2]

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Наименование показателей	Величина
Максимальный грузовой момент, т·м	80,0
Грузоподъемность максимальная, т/вылет, м	25/3,2
Длина стрелы, м	9,5 - 28
Длина гуська, м	7,5
Зона работы крана, град.	360
Максимальная высота подъема крюка, м	
- с основной стрелой 28 м	28,3
- с основной стрелой 28 м и гуськом 7,5 м	37,3
Макс. глубина опускания крюка стрелой 9,5 м на вылете 5,0 м, м	25
Масса груза, при которой допускается выдвижение секций стрелы, т	6,0
Скорость подъема-опускания груза, м/мин	
- номинальная (с грузом массой до 25,0 т)	6
- увеличенная (с грузом массой до 6 т)	12
- увеличенная (с грузом массой до 2,0 т)	40
Скорость посадки груза, м/мин	не более 0,2
Частота вращения поворотной части, об/мин	1,4
Скорость передвижения крана своим ходом, км/ч	до 60
Размер опорного контура вдоль x поперек оси шасси, м	
при выдвинутых балках выдвижных опор	5,5 x 5,5
Масса крана в транспортном положении, т	
- с основной стрелой	20,64
- с основной стрелой и гуськом	21,1
Колесная формула базового автомобиля	6 x 4
Двигатель базового автомобиля:	дизельный
- модель	КамАЗ-65115
- мощность, л.с	240
Габариты крана в транспортном положении, м (длина x ширина x высота)	7,6 x 2,5 x 2,8
Температура эксплуатации, град. С	-40 до +40

1.3 Механизм подъема груза

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Главным технологическим механизмом грузоподъемного крана считается механизм подъема груза (грузовая лебедка). Работа этого механизма исходит из режима работы крана в целом. Механизм подъема груза состоит из двух основных частей: канатный барабан с приводом 1 и полиспаст 2 с грузозахватным устройством 3. Схема механизма подъема груза, используемая в автомобильных кранах изображена на рисунке 1. Для многих грузоподъемных кранов, штатным грузозахватным устройством является крюковая подвеска. Крюковые обоймы обычно выполняют в двух вариантах: обычном и укороченном[3].

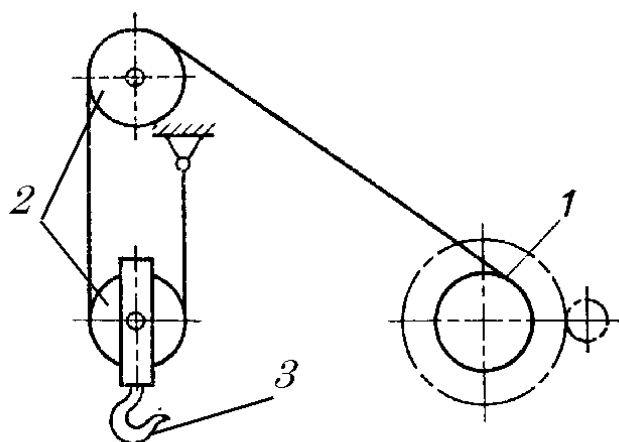


Рис. 1- Схема механизма подъема груза

Исходные данные необходимые для расчета механизма подъема груза.

Данные для расчета механизма подъема груза:

- грузоподъемность $Q, т$;
- скорость подъема груза $V_{гр}, м/с (м/мин)$;
- высота подъема груза $H_{гр}, м$;
- суточный грузооборот $\Pi, т/сут.$;
- нагрузочный график ;
- нормативный срок службы механизма $N_n, лет$

Для проектирования режима работы механизма устанавливается нагрузочный график механизма, который получают путем эксперимента для определенных

условий работ. По Правилам ПБ 10-382-00 для автомобильных кранов, группа классификации кранов грузоподъемностью не более 25 т должна приниматься не менее М7. Если для указанных условий по нагрузочному графику режим работы механизма будет более легким, то ведут расчет механизма для режима М6.

Для примера, ниже приведен график нагрузки механизма подъема автомобильного крана, отражающий интенсивность его работы в конкретных условиях (см.рисунок 2).

На этом графике по оси X обозначено относительное время работы крана с грузами, а по оси Y представлена относительная масса. Относительная масса и относительное время работы опираются на максимальную величину перемещаемых грузов и условную единицу времени работы.

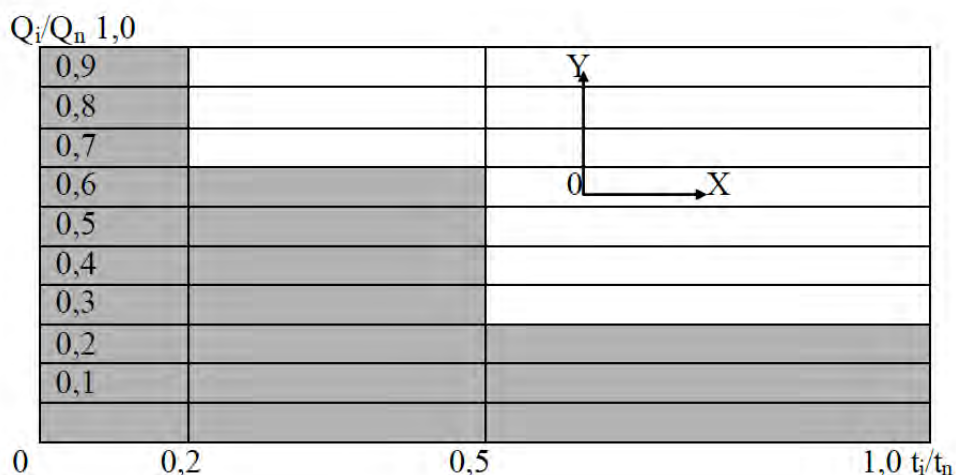


Рис.2 –Нагрузочный график механизма подъема груза

1.4 Определение режима работы крана

Режим работы крана определяется режимом работы грузоподъемной лебедки. Режим работы крана устанавливают по таблице 1 прил. 4 Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов ПБ 10-382-00[4]. Для того, чтобы воспользоваться указанной таблицей, необходимо определить два показателя: коэффициент распределения нагрузок K_p и число рабочих циклов нагружений за нормативный срок его службы C .

Коэффициент нагружения (эквивалентности нагрузки) определяют по формуле:

$$K_p = \sum \left(\frac{Q_i}{Q_n} \right)^3 \frac{t_i}{t_n}, \quad (1.4.1)$$

которая для указанного (см. рисунок 2) графика будет иметь следующее содержание:

$$K_p = 1^3 \cdot 0,2 + 0,7^3 \cdot 0,3 + 0,3^3 \cdot 0,5 = 0,3164$$

Число циклов нагрузки крана за нормативный срок службы рассчитывается по формуле:

$$C = \left(\sum \frac{t_i/t_n \cdot P_{сут}}{Q_i} \right) \times n_{р.д.} \times N_n \quad (1.4.2)$$

Применительно к графику (см. рисунок 2) при номинальной грузоподъемности $Q = 25$ т, суточном грузообороте $P_{сут} = 175$ т, числе рабочих дней в году 260 и нормативном сроке службы 12 лет число циклов нагружений механизма подъема будет:

$$C = (0,2 \cdot 175/25 + 0,3 \cdot 175/17,5 + 0,5 \cdot 175/7,5) \cdot 260 \cdot 12 = 50128.$$

По коэффициенту нагружения $K_p = 0,3164$ и числу циклов за нормативный срок службы $C = 50128$ определяют фактический режим работы крана на пересечении строки Q3 со столбцом U2 [4, прил. П.1]. В приведенном выше примере такой режим работы соответствует режиму «М 8».

2. РЕКОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КРАНА КС-55713-1К-3 С РАЗРАБОТКОЙ ВЫНОСНЫХ ОПОР

2.1 Выносные опоры

Согласно грузовой характеристике, обеспечения необходимой устойчивости крана, а также для увеличения опорного контура и предназначены выносные опоры. С помощью откидных, поворотных или выдвижных опор осуществляют техническое решение увеличения опорного контура. Различие откидной опоры от поворотной состоит в том, что первая прикрепляется к опорной раме шарниром с горизонтальным пальцем, а вторая – шарниром с вертикальным пальцем. Выносные опоры на новейших автомобильных кранах обычно применяются двух типов: поворотные и выдвижные.

Выдвижная опора (см.рисунок 3) представляет собой балку 1 коробчатого сечения, которая перемещается гидроцилиндром 2 внутри поперечной балки 3 опорной рамы. Размещается гидроцилиндр 2 выдвижения опоры, внутри самой выносной опоры и своим штоком крепится к опорной раме с помощью пальца 4, корпус гидроцилиндра крепится к опорной раме с помощью пальца 5. Заканчивается открытый конец каждой выносной опоры, обоймой 6, в которой с помощью 18 кольцевого ригеля 7 закреплены гидроцилиндры 8 вывешивания опорной рамы.

Гидроцилиндры 8 имеют только два положения штока: полностью втянутое и полностью выдвинутое. Штоки гидроцилиндров для вывешивания рамы имеют сферические окончания, чтобы минимизировать действия на них изгибающих сил при опирании на подпятник в рабочем положении. Для того чтобы исключить самопроизвольного выдвижения выносной опоры в транспортном положении на поперечных балках опорной рамы установлены пружинные фиксаторы 9. Когда устанавливают кран на опоры, фиксаторы должны быть выключены путем отвода рукоятки 10 фиксатора на упор 11. [3]

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

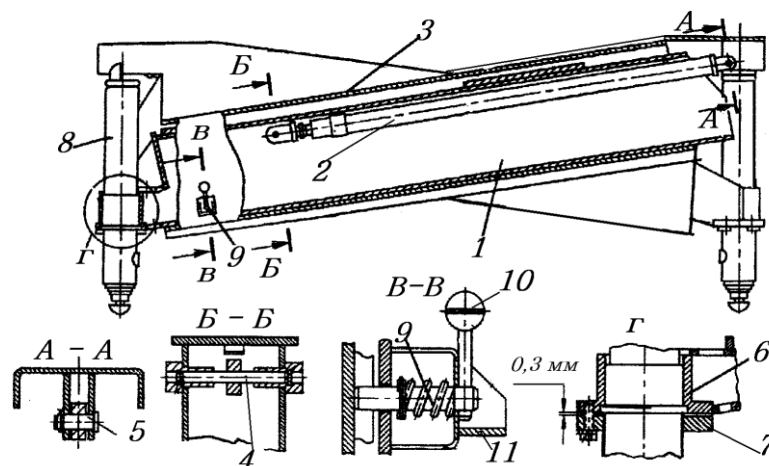


Рис.3- Конструкция выдвижных опор автомобильного крана

2.2 Гидропривод автомобильных кранов

Главной причиной использования гидропривода в стреловых самоходных кранах является ряд требований потребителей, которым необходимы в работе грузоподъемная техника для освоения новых строительных площадок. Достаточно непростые условия работы кранов, а также конфигурация строительных площадок, поспособствовали в принятии мер по уменьшению потерь времени на изменения положения крана из транспортного в рабочее и наоборот. Для повышения точности установки грузов и строительного оборудования при производстве монтажных работ начали значительно увеличивать диапазон регулирования скоростей рабочих движений не смотря на нагрузку. Гидрообъемный привод механизмов кранов полностью соответствует необходимым требованиям. Гидрообъемный привод имеет ряд преимуществ, таких как обеспечение больших передаточных чисел при малых габаритных размерах, простота передачи энергии к механизмам, которые имеют сложную пространственную кинематику, не сложны в управлении в широком диапазоне скоростей, например, способны обеспечить плавный разгон, торможение и реверсирование, доступность автоматизации и унификации.

К недостаткам объемных гидроприводов можно отнести: относительно низкий КПД (0,7...0,8), зависимость надёжности и работоспособности от условий работы и квалификации операторов, немаленькая стоимость гидрооборудования. В

									Лист
									11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ				

самом простом варианте гидрообъемный привод состоит из насоса, гидродвигателя, контрольно-регулирующей и вспомогательной аппаратуры, гидробака и гидротрубопроводов, соединяющих названные элементы в гидросистему.

Подобный гидропривод, благодаря незначительной сжимаемости жидкости, способен обеспечить жесткую связь между гидравлическим насосом и гидравлическим двигателем через рабочую жидкость, перемещаемую по системе трубопроводов.

Рабочей жидкости в системе нужно обладать рядом свойств. Жидкость должна сочетать в себе свойства рабочего тела, охлаждающего и смазочного материала, сохранять свои свойства в течение всего срока службы, обладать противоизносными, антикоррозионными, противопенными свойствами. Рабочей жидкости нужно быть вязкой для того чтобы минимизировать утечки через неплотности стыков элементов гидросистемы.

Не стоит забывать о другой том, что увеличение вязкости увеличивает потери давления, ухудшая при этом условия работы гидромашин. Высокая вязкость РЖ при больших скоростях потока и высоких давлениях способствуют ее перегреву и потере начальных свойств. Так что использование рабочих жидкостей, не отвечающих температурным условиям эксплуатации, приводит гидросистему к выходу из строя. Рекомендуется использовать в гидроприводах грузоподъемных машин гидравлические жидкости (масла) ВМГЗ, МГ-30, АМГ-10, И-30А[3].

2.3 Расчет гидропривода выносных опор

Целью расчета является уточнение основных параметров и характеристик гидропривода, выбранного аутригера для нормального функционирования машины.

На рисунке 4 представлен фрагмент расчетной схемы гидропривода механизма выносных опор, полная схема изображена в приложении А.

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		12

Гидросистема управления (см. рисунок А1) состоит из насоса постоянной подачи 1, блока секционного электрогидрораспределителя 2 (каждый блок на схеме обозначен соответствующей буквой а, б, в, г), четырех исполнительных гидроцилиндров 3 (каждый гидроцилиндр на схеме обозначен соответствующей буквой а, б, в, г, каждый гидроцилиндр снабжен встроенным гидрозамком), фильтра 4, гидробака 5. Также в систему включен предохранительный клапан 6. Все элементы имеют гидравлические соединения.

Работа гидропривода устройства управления осуществляется следующим образом. В нейтральном положении всех секций распределителя 2 поток рабочей жидкости от питающего насоса 1 поступает в гидробак через сливную магистраль с установленным на ней фильтром 5. При подаче сигнала напряжения на одну из секций электрогидрораспределителя происходит перенаправление потока жидкости в одну из рабочих полостей соответствующего гидроцилиндра. В зависимости от полярности сигнала, подаваемого на электрогидрораспределитель 2, происходит выдвижение или втягивание штока гидроцилиндра 3. Встроенные гидрозамки служат для предотвращения аварийной ситуации при возникновении утечек в гидролиниях. Предохранительный клапан 6 служит для предотвращения аварийной ситуации, связанной с избыточным давлением в гидросистеме, при возникновении неисправности в гидрораспределительном блоке[5].

Принципиальная гидравлическая схема выносной опоры на рисунке 4 включает следующие элементы: гидробак *Б*, нерегулируемый насос *Н*, секционный распределитель, гидроцилиндр выносных опор *ГЦ*, предохранительный клапан *КП*, фильтр *Ф*, гидрозамок *ГЗ* и манометр *МН*.

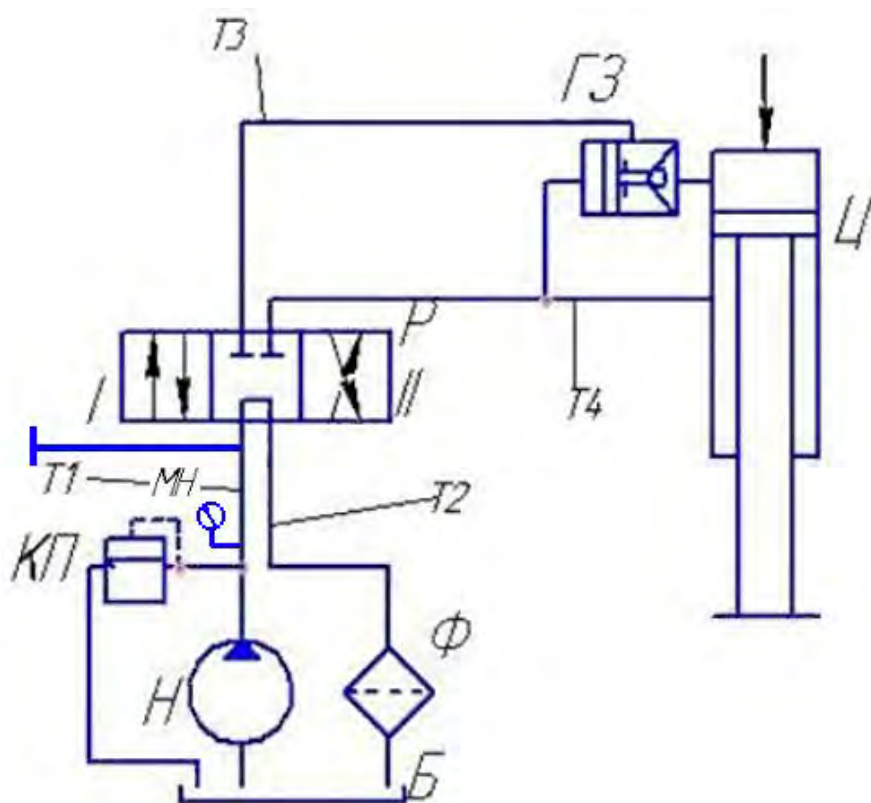


Рис.4 - Расчетная схема гидропривода механизма выносных опор (фрагмент от полной схемы)

2.3.1 Расчет конструктивных параметров гидроцилиндра

Расчет гидроцилиндра состоит в определении его основных размеров (диаметра цилиндра D , диаметра штока d). Диаметр поршня зависит от конструкции гидроцилиндра.

Рабочее движение гидроцилиндра может осуществляться при подаче рабочей жидкости под давлением либо в поршневую полость (выдвижение штока), либо в штоковую полость (втягивание штока).

Основными параметрами гидроцилиндров являются внутренний диаметр цилиндра (диаметр поршня) D , диаметр штока d , рабочее давление, ход поршня L .

Диаметр поршня определяем по формуле:

$$F = p \cdot S, \quad (2.3.1)$$

где F – полезное усилие, H ;

Полезное усилие принимаем из расчета наибольшей нагрузки на опору, возникающей при расположении стрелы с грузом над этой опорой (см. п.3.4)

$$F = R_B = 242 \text{ кН}$$

p – предварительно принятое номинальное давление, Па;

S – эффективная (рабочая) площадь при рабочем ходе (когда преодолевается заданное усилие), м²

$$F_1 = F_2 = F \text{ примем } p_1 = p_2 = p \quad D_1 = D_2 = D \quad d_1 = d_2 = d$$

По ГОСТ 12445-80 учтем номинальное давление $p_{\text{ном}} = 20$ МПа.

Рассчитаем эффективную площадь по формуле (2.3.1)

$$S = \frac{F}{p} = \frac{242 \text{ кН}}{20 \text{ МПа}} = 12,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Величина эффективной площади поршня при подаче рабочей жидкости в поршневую полость определяется по формуле:

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow D^2 = \frac{4S}{\pi} \quad (2.3.2)$$

$$D^2 = \frac{4 \cdot 12,1 \cdot 10^{-3}}{3,14} = 0,015 \text{ м}$$

Определяем диаметр поршня $D = 113$ мм.

Диаметр штока $d = 0,7D$ [6], следовательно в нашем случае $d = 0,7 \cdot 113 = 80,5$ мм.

Данные, которые мы получили D и d округляем до ближайшего стандартного размера по ГОСТ 12447-80.

В итоге получаем: $D = 125$ мм и $d = 100$ мм.

По полученных данным стандартных диаметров D и d определяем из формулы (2.3.1) настоящее рабочее давление p , где S – площадь при стандартных диаметрах, величиной которого пользуемся при дальнейших расчетах:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} = 12,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$p_H = \frac{F}{S} = \frac{242 \cdot 10^3}{12,3 \cdot 10^{-3}} = 19,6 \text{ МПа}$$

Также необходимо проверить условие устойчивости штока $L/D \leq 10$, где L – ход поршня, мм

$$\frac{L}{D} = \frac{600}{125} = 4,8 < 10, \text{ условие выполняется.}$$

Далее определяем действительный расход жидкости Q :

$$Q = \frac{\pi}{2} S n (D^2 - d^2), \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.3.3)$$

где n – число двойных ходов поршня (рабочих – холостых);

$$Q = \frac{3,14}{4} 0,6 (0,125^2 - 0,1^2) = 0,00265 \text{ м}^3/\text{с}$$

Определяем расчётную (теоретическую) подачу насоса:

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_0}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.3.4)$$

где $\eta_0 = 0,98 \dots 0,99$ – объёмный КПД гидроцилиндра;

$$Q_T = \frac{0,00265}{0,99} = 0,00267 \text{ м}^3/\text{с}$$

Скорости рабочего V_{px} и холостого V_{xx} ходов поршня гидроцилиндров определяются по величине действительного расхода жидкости Q [6]:

$$v_{px} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \text{ м/с}; \quad v_{xx} = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d_{ш}^2)}, \text{ м/с}; \quad (2.3.5)$$

$$V_{px} = \frac{4 \times 0,0026}{3,14 \times 0,125^2} = 0,21 \text{ /с};$$

$$V_{xx} = \frac{4 \times 0,0026}{3,14 (0,125^2 - 0,1^2)} = 0,59 \text{ м/с}$$

По величинам Q_n и p выбираем по технической характеристике необходимый системе насос.

2.3.2 Расчет штока на устойчивость

Расчет на устойчивость штока производят потому как он является тонким стержнем, упругостью корпуса гидроцилиндра пренебрегаем.

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Для начала необходимо определить максимально допустимое рабочее усилие на штоке:

$$[F] = \frac{F_{кр}}{n}, \quad (2.3.6)$$

где $F_{кр}$ - критическая сила, когда шток теряет устойчивость и прогибается, Н;
 n - коэффициент запаса прочности (для стали $n=2,5 \div 3,5$).

Критическая сила, при которой шток теряет устойчивость, выражается формулой Эйлера[6]:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J \cdot 10^6}{L_{пр}^2}, \quad (2.3.7)$$

где E - модуль упругости, Мпа (для стали $E= 0,21 \cdot 10^6$ Па);

J - момент инерции сечения, $м^4$

$L_{пр}$ - приведённая длина стержня, м;

$$L_{пр} = L \cdot k \quad (2.3.8)$$

где k - коэффициент закрепления ($k=0,5$);

$L_{пр}=0,998 \cdot 0,5=0,494$ м;

Момент инерции для круглого сечения определяется по формуле:

$$J=0,049 \cdot d^4 \quad (2.3.9)$$

$J=0,049 \cdot 0,1^4=0,0000049 м^4$.

$$F_{кр} = \frac{3,14^2 \cdot 0,021 \cdot 10^6 \cdot 10^6}{0,494^2} = 10186273,5 Н$$

$$[F] = \frac{10186273,5}{3} = 3395424,5 Н$$

Условие устойчивости стержня: $F_{кр} > F$,

где F - результирующая нагрузка на шток гидроцилиндра.

Так как $3395424,5 Н > 247000 Н$, то условие выполняется.

2.3.3 Расчет гидросистемы

Наибольшее распространение в гидрообъемных приводах самоходных кранов получил аксиально-поршневой насос, в силу ряда своих преимуществ, таких как

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

компактность, высокий КПД при высоких давлениях, малоинерционность, высокая удельная энергоемкость.

Исходные данные для расчета:

Гидронасос н/рег. лев. вращ.310.3.112.03:

$q_n = 112 \text{ см}^3$ - рабочий объем гидромотора;

$n_n = 1200$ об/мин – частота вращения вала насоса;

$P_n = 20$ МПа – давление на выходе насоса;

$\eta_{он} = 0,95$ – коэффициент подачи насоса (объемный КПД насоса).

В гидросистеме используется масло ВМГЗ:

$V = 14 * 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - кинематическая вязкость рабочей жидкости;

$\rho = 830 \text{ кг/м}^3$ - плотность рабочей жидкости.

Жесткий трубопровод №1 $d = 0,025 \text{ м}$ $L = 4,9 \text{ м}$;

Жесткий трубопровод №2 $d = 0,005 \text{ м}$ $L = 5,4 \text{ м}$;

Жесткий трубопровод №3 $d = 0,012 \text{ м}$ $L = 2,4 \text{ м}$;

Жесткий трубопровод №4 $d = 0,012 \text{ м}$ $L = 2,4 \text{ м}$.

2.3.4 Подача насоса

Номинальное значение подачи рабочей жидкости насоса определяется по формуле[7]:

$$Q_n = Q_{ном} = q_n n_n \eta_{он}, \quad (2.3.10)$$

где q_n - рабочий объем, см^3 ;

n_n - частота вращения насоса, об/мин;

$\eta_{он}$ - коэффициент подачи насоса (объемный КПД).

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Потери давления в трубопроводе обусловлены сопротивлением вязкого трения и величина их зависит от режима течения жидкости, которое определяется числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \times d}{\nu}, \quad (2.3.13)$$

где ν – средняя скорость потока жидкости, м/с;

ν – кинематическая вязкость, м²/с;

d – внутренний диаметр участка трубопровода, м.

Среднюю скорость потока жидкости определяем по формуле:

$$v = \frac{4 \times Q_H}{\pi \times d^2}, \quad (2.3.14)$$

Потери давления в трубопроводе при движении жидкости находятся по формуле:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{v^2 \times \rho}{2},$$

(2.3.15)

где λ – коэффициент потерь по длине трубопровода;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

L – длина рассматриваемого участка трубопровода, м.

Коэффициент потерь по длине трубопровода, на первом этапе развития турбулентности ($3000 < Re < 100000$) определяется классическим уравнением Блазиуса [7]:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (2.3.16)$$

Потери давления в жестком трубопроводе №1:

$$v = \frac{4 \times Q_H}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 2,6 \times 10^{-3}}{3,14 \times 0,025^2} = 5,3 \text{ м/с},$$

$$Re = \frac{v \times d}{\nu} = \frac{5,3 \times 0,025}{14 \times 10^{-6}} = 9464,$$

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{9464^{0,25}} = 0,032,$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{v^2 \times \rho}{2} = 0,032 \times \frac{4,9}{0,025} \times \frac{5,3^2 \times 830}{2} = 731 \text{ кПа}.$$

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Потери давления в жестком трубопроводе №2:

$$v = \frac{4 \times Q_H}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 2,22 \times 10^{-3}}{3,14 \times 0,05^2} = 1,13 \text{ м/с},$$

$$R_e = \frac{v \times d}{\nu} = \frac{1,13 \times 0,05}{14 \times 10^{-6}} = 4035,$$

$$\lambda = \frac{0,316}{R_e^{0,25}} = \frac{0,316}{4035^{0,25}} = 0,04,$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{v^2 \times \rho}{2} = 0,04 \times \frac{5,4}{0,05} \times \frac{1,13^2 \times 830}{2} = 2,3 \text{ кПа}.$$

2.3.7 Потери давления в элементах гидропривода

К сложным гидравлическим сопротивлениям относятся такие элементы как гидрораспределитель, гидрозамок, фильтр и не подлежат аналитическому расчету. В таких элементах гидропривода потери давления приводятся в технических характеристиках или их можно определить по их гидравлическим характеристикам при расчетных значениях скорости течения (расхода) и вязкости рабочей жидкости по формуле:

$$\Delta P_э = \xi_э \times \frac{v^2 \times \rho}{2}, \quad (2.3.17)$$

где $\xi_э$ – безразмерный коэффициент местного сопротивления гидроэлемента [8];

Потери давления в распределителе:

$$v = \frac{4 \times Q_H}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 2,6 \times 10^{-3}}{3,14 \times 0,012^2} = 19,6 \text{ м/с},$$

Коэффициент для распределителя $\xi_э=4$

$$\Delta P_э = \xi_э \times \frac{v^2 \times \rho}{2} = 4 \times \frac{19,6^2 \times 830}{2} = 638 \text{ кПа}.$$

Потери давления в фильтре:

$$v = \frac{4 \times Q_H}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 2,6 \times 10^{-3}}{3,14 \times 0,05^2} = 1,13 \text{ м/с},$$

Коэффициент для фильтра $\xi_э=2,5$

$$\Delta P_э = \xi_э \times \frac{v^2 \times \rho}{2} = 2,5 \times \frac{1,13^2 \times 830}{2} = 1,3 \text{ кПа}.$$

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Потери давления в штуцере:

$$v = \frac{4 \times Q_H}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 2,22 \times 10^{-3}}{3,14 \times 0,014^2} = 14,4 \text{ м/с},$$

Коэффициент для штуцера $\xi_3 = 0,12$

$$\Delta P_3 = \xi_3 \times \frac{v^2 \times \rho}{2} = 0,12 \times \frac{14,4^2 \times 830}{2} = 10,3 \text{ кПа}.$$

2.3.8 Сумма гидравлических потерь в гидроприводе

Сумму гидравлических потерь в гидроприводе находим учитывая каждый расчетный случай отдельно и суммируем из потерь давления в трубопроводах и элементах гидропривода:

$$\Delta P_{\text{пр}} = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_3. \quad (2.3.18)$$

$$\Delta P_{\text{пр}} = 731 + 638 + 2,2 + 1,2 + 10,3 \times 4 = 1,4 \text{ МПа}$$

Таблица 2 - Потери давления в нейтральной позиции золотника гидрораспределителя

Наименование	$Q_H, \text{ м}^3/\text{с}$	$V, \text{ м/с}$	$d_y, \text{ м}$	Re	λ	ξ	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$V, \text{ м}^2/\text{с}$	$\Delta P, \text{ кПа}$
Распределитель	$2,6 \cdot 10^3$	19.5	0.012			4	830		638
Фильтр	$2,6 \cdot 10^3$	1.12	0.50			2.5	830		1,2
Штуцер	$2,6 \cdot 10^3$	14.3	0.014			0.12	830		10,3
Трубопровод №1	$2,6 \cdot 10^3$	5.2	0.025	9465	0.032		830	$14 \cdot 10^{-6}$	731
Трубопровод №2	$2,6 \cdot 10^3$	1.12	0.05	4034	0.04		830	$14 \cdot 10^6$	2,2
Сумма гидравлических потерь: $\Delta P_{\text{пр}} = 1,4 \text{ МПа}$									

2.3.9 Позиция золотника распределителя I, когда шток опорного цилиндра выдвигается

Таблица 3 – Потери давления напорной гидролинии

Наименование	$Q_n, \text{м}^3/\text{с}$	$d_y, \text{м}$	$V, \text{м/с}$	Re	λ	ζ	$\rho, \text{кг/м}^3$	$v, \text{м}^2/\text{с}$	$\Delta P, \text{кПа}$
Распределитель	$2.6 \cdot 10^3$	0.012	19.5			4	830		637
Гидрозамок	$2.6 \cdot 10^3$	0.012	19.5			3	830		477
Штуцер	$2.6 \cdot 10^3$	0.014	14.3			0.12	830		10,2
Трубопровод №1	$2.6 \cdot 10^3$	0.025	5.2	9463	0.032		830	$14 \cdot 10^6$	731
Трубопровод №3	$2.6 \cdot 10^3$	0.012	23	19714	0.026		830	$14 \cdot 10^6$	1141
Сумма гидравлических потерь : $\Delta P_n = 2,9 \text{ МПа}$									

Таблица 4 – Потеря давления сливной гидролинии

Наименование	$Q_n, \text{м}^3/\text{с}$	$d_y, \text{м}$	$V, \text{м/с}$	Re	λ	ζ	$\rho, \text{кг/м}^3$	$v, \text{м}^2/\text{с}$	$\Delta P, \text{кПа}$
Распределитель	$2,1 \cdot 10^{-3}$	0.012	15.8			4	830		418
Фильтр	$2,1 \cdot 10^{-3}$	0.05	0.9			2.5	830		0.8
Штуцер	$2,1 \cdot 10^{-3}$	0.012	0.9			0.12	830		0.04
Трубопровод № 4	$2,1 \cdot 10^{-3}$	0.012	18.56	15923	0.028		830	$14 \cdot 10^6$	796
Трубопровод №2	$2,1 \cdot 10^{-3}$	0.005	0.9	3212	0.042		830	$14 \cdot 10^6$	1.4
Сумма гидравлических потерь : $\Delta P_{сл} = 1,2 \text{ МПа}$									

2.3.10 Позиция золотника распределителя П, когда шток опорного гидроцилиндра вытягивается)

Таблица 5 – Потери в напорной гидролинии

Наименование	$Q_n, \text{м}^3/\text{с}$	$d_y, \text{м}$	$V, \text{м}/\text{с}$	Re	λ	ζ	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$v, \text{м}^2/\text{с}$	$\Delta P, \text{кПа}$
Распределитель	$2.6 \cdot 10^3$	0.012	19.4			4	830		637
Штуцер	$2.6 \cdot 10^3$	0.014	14.3			0.12	830		10.2
Трубопровод №1	$2.6 \cdot 10^3$	0.025	5.2	9463	0.032		830	$14 \cdot 10^6$	731
Трубопровод № 4	$2.6 \cdot 10^3$	0.012	22	19713	0.026		830	$14 \cdot 10^6$	1141
Сумма гидравлических потерь : $\Delta P_n = 2,5 \text{ МПа}$									

Таблица 6 – Потери в сливной гидролинии

Наименование	$Q_n, \text{м}^3/\text{с}$	$V, \text{м}/\text{с}$	$d_y, \text{м}$	Re	λ	ζ	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$\vartheta, \text{м}/\text{с}$	$\Delta P, \text{кПа}$
Трубопровод № 3	$3,3 \cdot 10^{-3}$	29.1	0.012	25028	0.025		830	$14 \cdot 10^6$	1769
Трубопровод №1	$3,3 \cdot 10^{-3}$	1.3	0.025	5000	0.04		830	$14 \cdot 10^6$	3.4
Распределитель	$3,3 \cdot 10^{-3}$	24.7	0.012			4	830		765
Гидрозамок	$3,3 \cdot 10^{-3}$	24.7	0.012			3	830		1020
Штуцер	$3,3 \cdot 10^{-3}$	1.3	0.05			0.12	830		0.1
Фильтр	$3,3 \cdot 10^{-3}$	1.3	0.05			2.5	830		2
Сумма гидравлических потерь : $\Delta P_{сл} = 3,4 \text{ МПа}$									

2.4 Тепловой расчет

Тепловой расчет гидропривода необходимо производить для определения температуры рабочей жидкости и объема гидробака, так как тепловая энергия, выделяющаяся при работе гидропривода, главным образом расходуется на нагрев гидробака с РЖ, а также рассеивается в окружающее пространство путем теплопередачи от нагретых поверхностей бака, труб и гидродвигателей.

Основными причинами выделения тепла в гидроприводе являются: внутреннее трение рабочей жидкости, дросселирование жидкости при прохождении различных элементов гидропривода, трение в гидрооборудовании и др. Поэтому необходимо выяснить нуждается ли система в применении специальных теплообменных устройств.

Температура рабочей жидкости не должна превышать $60 \div 70^\circ\text{C}$ и определяется по формуле[7]:

$$t_m = t_B + \frac{N_{\text{пот}}}{6,4 \times K \times \sqrt[3]{V_6^2}}, \quad (2.4.1)$$

где $t_B = 25^\circ\text{C}$ – температура воздуха;

$N_{\text{пот}}$ – мощность, потерянная в гидроприводе;

$K = 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ – коэффициент теплоотдачи от бака к воздуху (при циркуляции воздуха);

V_6 – вместимость гидробака, м^3 ;

Причиной разогрева масла являются потери мощности в насосе и гидроприводе. Учитываем тот факт, что все остальное время привод стоит разгруженный:

$$N_{\text{пот}} = Q_H \times \Delta P_{\text{п}}, \quad (2.4.2)$$

где $\Delta P_{\text{п}}$ – потери на гидрوليниях привода, Па

$$N_{\text{пот}} = 0,0026 \cdot 10 \cdot 10^6 = 26 \text{ кВт}.$$

Полагая, что полезный объем V_6^0 , дм^3 , гидробака равен двум объемам перекачиваемой насосом за минуту рабочей жидкости, получим:

$$V_6^0 = 2Q_H \quad (2.4.3)$$

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$V_6^0 = 2 \cdot 156 \frac{\text{л}}{\text{мин}} = 312 \text{ дм}^3$$

Бак заполняется рабочей жидкостью примерно на 80% от полного объема гидробака V_6 . Двадцать процентов свободного объема предназначено для компенсации температурного расширения рабочей жидкости, а также обеспечения воздуховыделения .

Тогда полный объем гидробака:

$$V_6 = 1,2 V_6^0 \quad (2.4.4)$$

$$V_6 = 1,2 \cdot 312 = 374 \text{ дм}^3$$

Полученное значение, округляем в большую сторону в соответствии ГОСТ 12448-80 [табл. 1.9, 11] т.е. $V_6 = 400 \text{ дм}^3$.

$$t_M = 25 + \frac{26000}{6,4 \cdot 16 \cdot 3,54} = 68^\circ \text{C}$$

$t_M < 70^\circ \text{C}$ гидросистема не нуждается в принудительном охлаждении рабочей жидкости.

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

4. РАСЧЕТ УСИЛИЙ КРАНА С ВЫНОСНЫМИ ОПОРАМИ

4.1 Определение масс узлов автокрана

Кран КС-55713-1К-3 имеет следующие параметры[2]:

- грузоподъемность – 25 т;
- грузовой момент $M_{кр}$ -80 т·м;
- длина стрелы макс. – 28 м;
- масса крана трансп. – 20,65 т;
- масса крановой установки $m_{ку}$ – 12,6 т;
- размеры опорного контура – 4,9×5,8 м;
- базовый автомобиль – КамАЗ 65115.

Исходную расчетную схему автомобильного крана принимаем (см. рисунок 3) с обозначенными на ней позициями основных узлов и агрегатов[3].

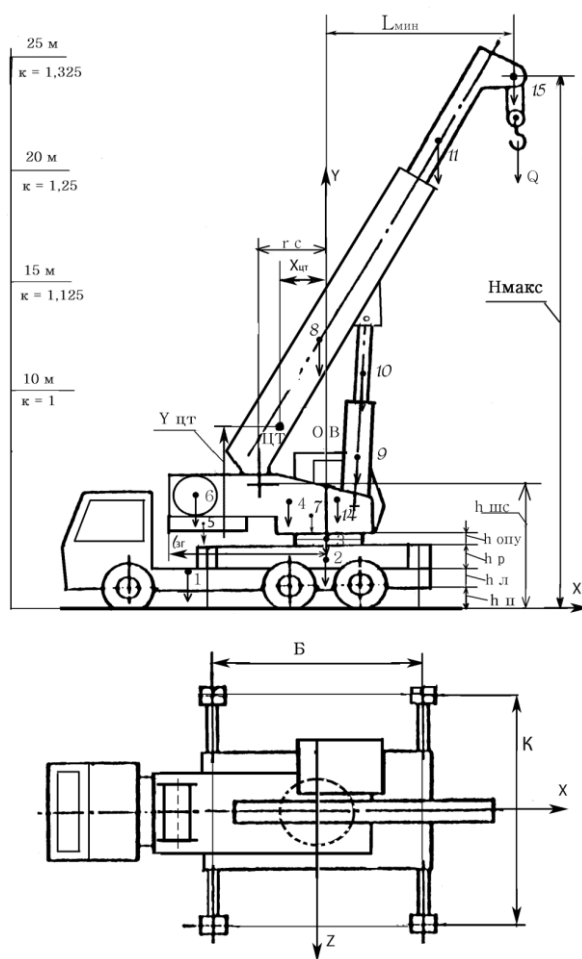


Рис.3- Расчетная геометрическая схема автомобильного крана

Определяем общую массу крана по графику (см. рисунок 4) [3] в зависимости от грузового момента.

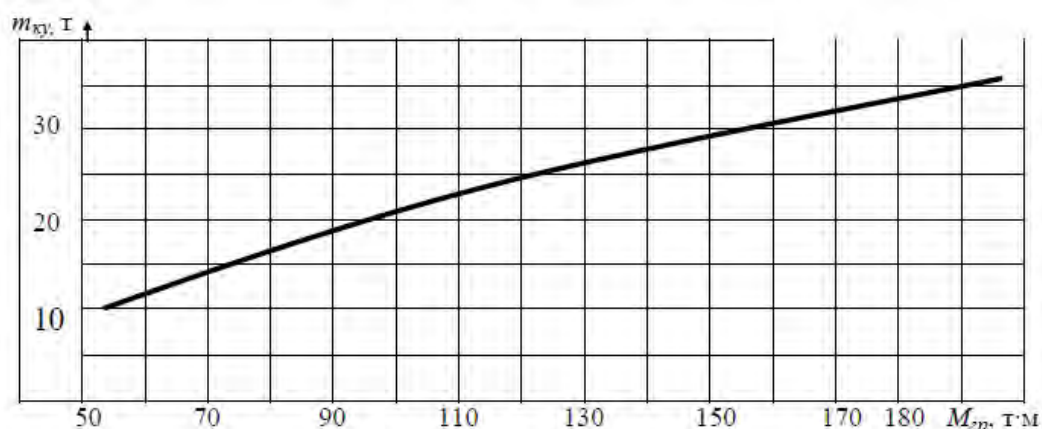


Рис.4- График зависимости массы крановой установки $m_{кy}$ от грузового момента $M_{гр}$ у автомобильных кранов

При грузовом моменте 80 т·м ориентировочная масса автомобильного крана составит $m_{кр} \approx 17$ т.

Общая масса кранового оборудования:

$$m_{ко} = m_{кр} - m_1, \quad (3.1.1)$$

где m_1 - снаряженная масса шасси базового автомобиля [таблица 2.2, 3].

$$m_{ко} = 17 - 6,05 = 11,95 \text{ т}$$

Массы отдельных элементов кранового оборудования вычисляем по рекомендуемым соотношениям [3]:

масса опорной рамы

$$m_2 = 0,18 m_{ко} = 0,2 \cdot 11,95 = 2,6 \text{ т};$$

масса ОПУ

$$m_3 = 0,03 m_{ко} = 0,03 \cdot 11,95 = 0,39 \text{ т};$$

масса поворотной платформы

$$m_4 = 0,18 m_{ко} = 0,18 \cdot 12,95 = 2,3 \text{ т};$$

масса контргруза

$$m_5 = 0,15 m_{ко} = 0,15 \cdot 11,95 = 1,9 \text{ т};$$

масса грузовой лебедки

$$m_6 = 0,06 m_{ко} = 0,06 \cdot 12,95 = 0,8 \text{ т};$$

масса механизма поворота

$$m_7 = 0,03 \text{ тко} = 0,03 \cdot 11,95 = 0,39 \text{ т};$$

гидроцилиндр с вдвинутым штоком

$$m_8+m_9 = 0,05 \text{ тко} = 0,05 \cdot 12,95 = 0,65 \text{ т};$$

шток гидроцилиндра

$$m_9 = 0,25(m_8+m_9) = 0,25 \cdot 0,65 = 0,16 \text{ т};$$

кабина управления принимаем

$$m_{10} = 0,45 \text{ т};$$

грузовой полиспаг

$$m_{11} = 0,015Q_{\text{гр}} = 0,012 \cdot 25 = 0,38 \text{ т};$$

масса стрелы $m_{12} = q \cdot l_c = 0,12 \cdot 20 = 2,4 \text{ т}$.

Приняв стрелу состоящей из трех секций, массу каждой секции определяем:

$$m_{12-1} = 0,4 \text{ т} \quad m_8 = 0,4 \cdot 2,4 = 0,96 \text{ т};$$

$$m_{12-2} = 0,32 \text{ т} \quad m_8 = 0,32 \cdot 2,4 = 0,768 \text{ т};$$

$$m_{12-3} = 0,28 \text{ т} \quad m_8 = 0,28 \cdot 2,4 = 0,672 \text{ т};$$

Полученные значения масс элементов крана заносим в таблицу 7.

Расчетная масса крановой установки

$$m_{\text{кв}} = m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9 + m_{10} + m_{11} + m_{12} \quad (3.1.2)$$

$$m_{\text{кв}} = 2,6 + 0,39 + 2,3 + 1,9 + 0,8 + 0,39 + 0,65 + 0,45 + 0,38 + 2,4 \approx 11,26 \text{ т}.$$

4.2 Определение геометрических параметров автокрана

По известным характеристикам крана определяем конфигурацию опорного контура размер B вдоль крана равен размеру K поперек крана :

$$K \times B = 5,5 \times 5,5 \text{ м}.$$

Ширина III опорной рамы принимается равной ширине рамы автомобиля. Длину опорной рамы B вместе с концевыми балками под выносные опоры принимаем 5,5 м. Высоту опорной рамы принимаем $h_{\text{ор}} = 2 h_{\text{л}} = 2 \cdot 250 = 500 \text{ мм}$.

Высота лонжерона $h_{\text{л}} = 250 \text{ мм}$ автомобиля КамАЗ 65115 определена в паспорте автомобиля[2]. Номер роликового опорно-поворотного устройства

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

выбираем по графику [см. рисунок 2.4, 3] в зависимости от вертикальной нагрузки на него V и отрывающего момента $M_{отр}$.

$$V = (m_{ку} + Q) \cdot g \quad (3.2.1)$$

$$V = (12,2 + 25) \cdot 9,81 \approx 395 \text{ кН} \approx 0,4 \text{ МН};$$

$$M_{отр} = 1,2 M_{отр} \cdot g \quad (3.2.2)$$

$$M_{отр} = 1,2 \cdot 100 \cdot 9,81 = 1177,2 \text{ кН} \cdot \text{м} \approx 1,18 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Полученным параметрам отвечает опорно-поворотное устройство № 6 с размерами [9]: $D_{опу} = 1600 \text{ мм}$; $h_{опу} = 115 \text{ мм}$; $m_3 = 610 \text{ кг}$; $z = 102$; $m = 12 \text{ мм}$.

Чертеж шасси КамАЗ 65115 с опорной рамой показан (см. рисунок 5).

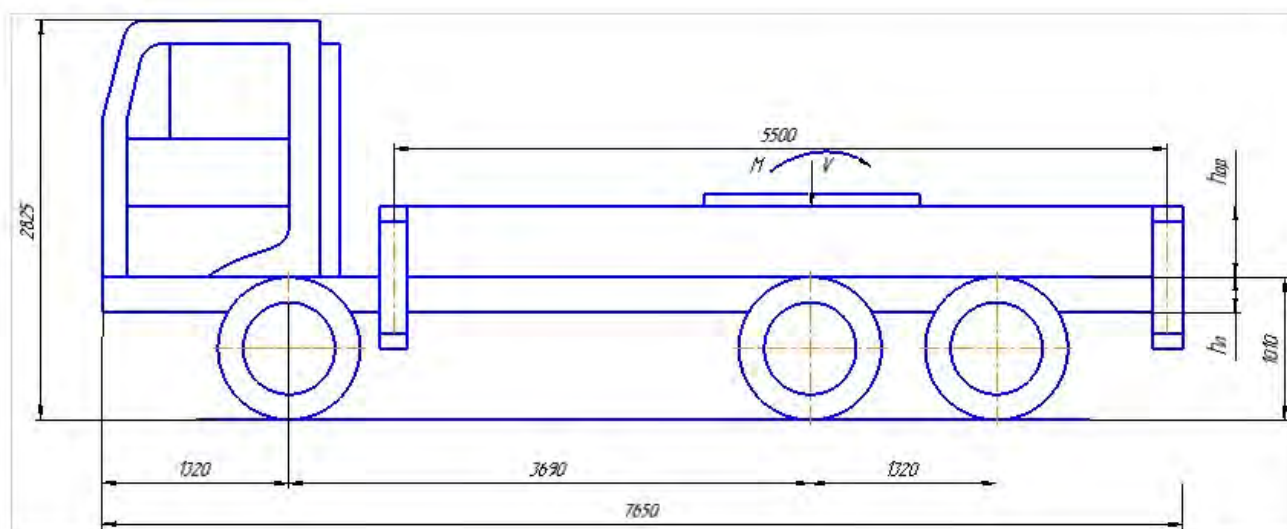


Рис.5- Чертеж базового автомобиля для крана с опорной рамой

Далее разрабатываем платформу в соответствии с рис.6 по следующим размерам:

D - диаметр опорного листа при толщине 20 мм

$$D = D_{опу} + 200 \text{ мм} \quad (3.2.3)$$

$$D = 1600 + 200 = 1800 \text{ мм};$$

$r_{шс}$ - расстояние от оси вращения до шарнира стрелы по горизонтали

$$r_{шс} = 0,5D_{опу} + 300 \text{ мм} \quad (3.2.4)$$

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ				

$$r_{шс} = 0,5 \cdot 1600 + 300 = 1100 \text{ мм};$$

$h_{шс}$ - высота шарнира стрелы от нижней плоскости ОПУ

$$h_{шс} = h_{ка} - (h_{ра} + h_{ор} + h_{опу}) \quad (3.2.5)$$

$$h_{шс} = 2825 - (1010 + 500 + 115) = 1200 \text{ мм},$$

где $h_{ка} = 2825$ мм – высота кабины автомобиля от земли;

$h_{ра} = 1010$ мм – высота лонжерона автомобиля от земли;

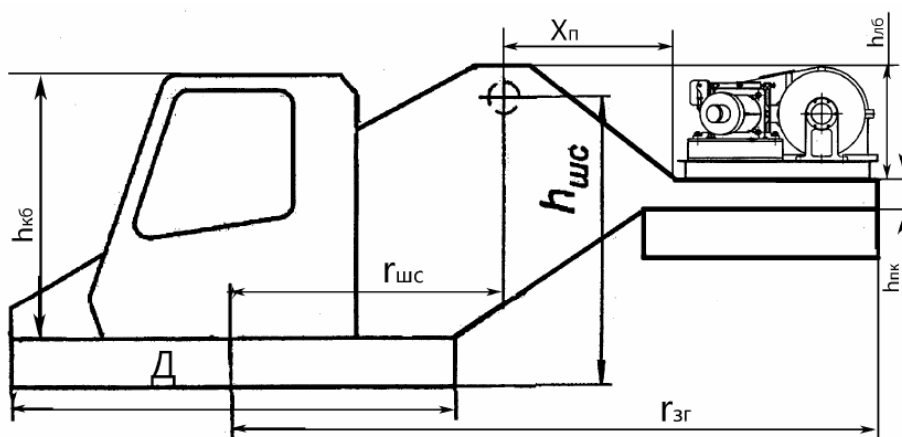


Рис.6- Схема построения конфигурации поворотной платформы

$r_{зг}$ - задний габарит поворотной платформы

$$r_{зг} = r_{шс} + X_n + 1000 \text{ мм} \quad (3.2.6)$$

$$r_{зг} = 1100 + 650 + 1000 = 2750 \text{ мм};$$

При этом необходимо проверить возможность полного поворота платформы, чтобы зону, ограниченную радиусом $r_{зг}$, не пересекали элементы базового автомобиля.

$h_{пк}$ - высоту консоли поворотной платформы для установки грузовой лебедки принимаем конструктивно $h_{пк} = 200$;

h_{12-1} - высоту сечения корневой секции стрелы предварительно принимаем

$$h_{12-1} = 500 \text{ мм};$$

$e_{ш}$ – эксцентриситет шарнира стрелы;

$$e_{ш} = 0,5h_{12-1} + 150 \text{ мм} \quad (3.2.7)$$

$$e_{ш} = 0,5 \cdot 500 + 150 = 400 \text{ мм}$$

$$X_n = 0,5h_{12-1} + e_{ш} = 0,5 \cdot 500 + 400 = 650 \text{ мм.}$$

Размеры кабины в соответствии требованиям правил [3] принимаем следующими: высота кабины – 2 000 мм; ширина – 900 мм; длина – 1300 мм.

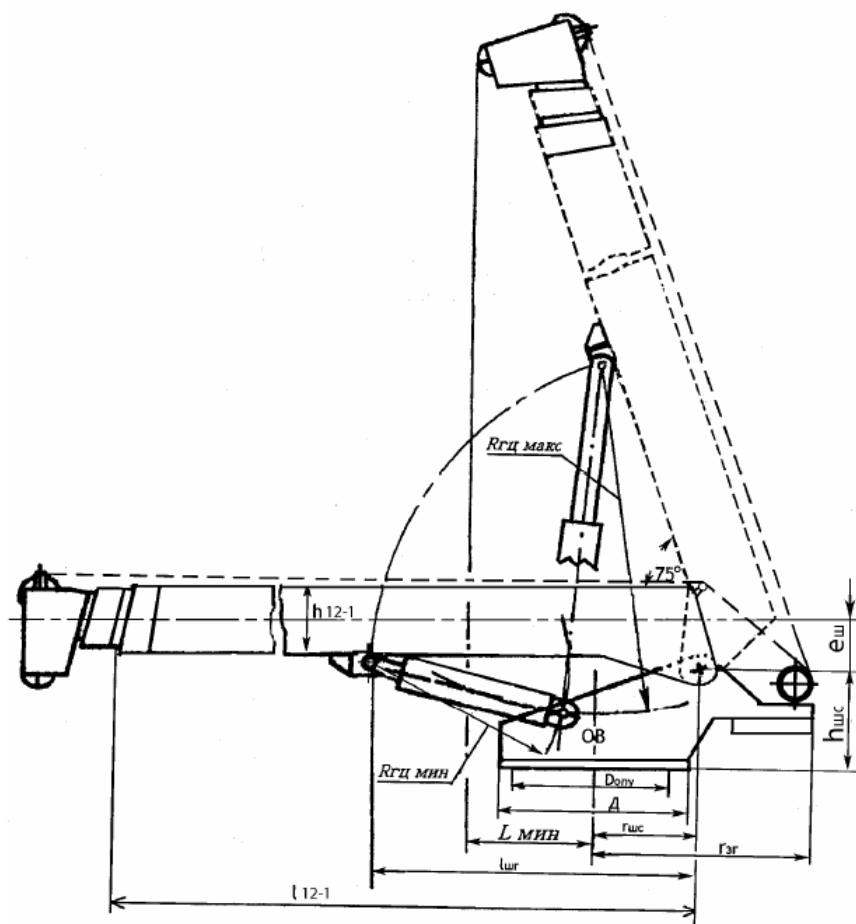


Рис. 7- Схема для определения точек крепления гидроцилиндра наклона стрелы

- ширина секции

$$B_{12-1} = 0,8 h_{12-1} = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ мм;}$$

- длина корневой секции

$$L_{12-1} = l_c / 3 + 2 h_{8-1} = 20/3 + 2 \cdot 0,5 = 7,66 \approx 8 \text{ м;}$$

- расстояние от опорного шарнира стрелы до шарнира крепления гидроцилиндра

$$l_{ш} = 0,45 l_{12-1} = 0,45 \cdot 8 = 3,6 \text{ м;}$$

- ход и диаметр штока гидроцилиндра подъема стрелы принимаем

$$l_{хг} = 2200 \text{ мм; } d_{гц} = 200 \text{ мм;}$$

				ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		
					32	

- минимальная длина гидроцилиндра

$$R_{\text{гц мин}} = l_{\text{хг}} + 3 d_{\text{гц}} = 2200 + 3 \cdot 200 = 2800 \text{ мм};$$

- максимальная длина гидроцилиндра

$$R_{\text{гц макс}} = R_{\text{гц мин}} + l_{\text{хг}} = 2800 + 2200 = 5000 \text{ мм};$$

- максимальный угол наклона стрелы к горизонту

$$\arccos \beta = [(M/Q) + r_{\text{шс}}] / l_c = [(100/25) + 1,1] / 20 \approx 75^\circ.$$

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

Расчетная схема крана (см. рисунок 8) выполнена на основе схем (см.рис.6,7).

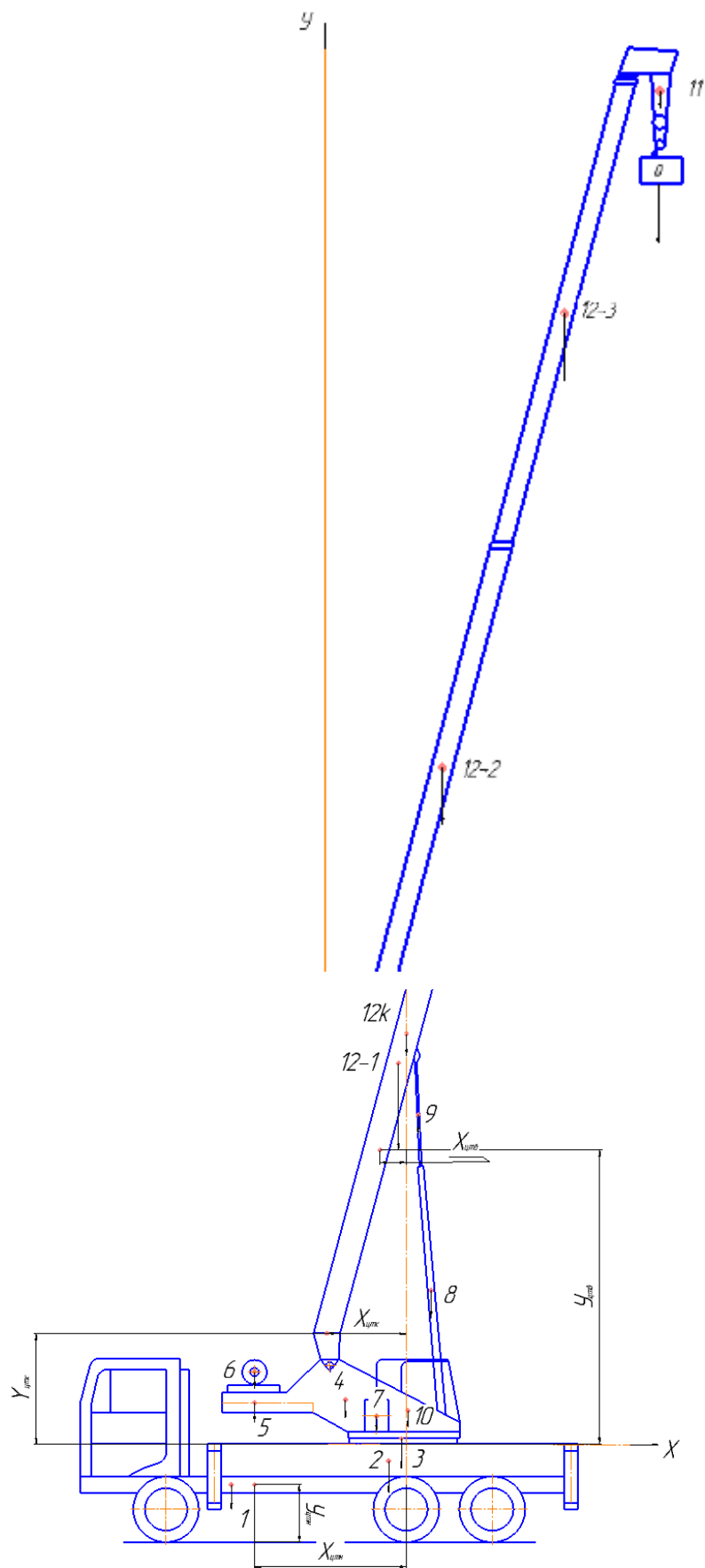


Рис.8- Расчетная схема крана

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ

Лист

34

4.3 Определение центров тяжести элементов крана

На схему нанесены центры тяжести элементов крана как плоских фигур. Центр тяжести базового автомобиля КамАЗ-65115 вычисляем по формуле:

$$c = Rз \cdot B_a / (Rз + Rп), \quad (3.3.1)$$

где c – расстояние от оси переднего моста до центра тяжести автомобиля;

$Rз$ – нагрузка на задний мост;

$Rп$ – нагрузка на передний мост (табл. 2.2 [3]);

B_a – база автомобиля;

$$c = 4000 \cdot 4,350 / (4000 + 4050) = 2,16 \text{ м.}$$

На расчетной схеме обозначаем координатные оси. Ось X проходит по опорной поверхности крана. Ось Y совмещена с осью вращения крана. Координаты центров тяжести обозначенных элементов крана в принятых координатных осях заносим в таблицу 7 с соответствующим знаком. Для каждого элемента крана в таблице вычисляем статические моменты по осям X и Y .

Таблица - 7 определение центра тяжести (ЦТ) автокрана

№ на схеме	Название узлов крана	Масса груза автокрана, м,т	Сила тяжести узла $G_i = m \cdot g, кН$	Коорд. X_i ЦТ узла, м	Статический момент $M_{ст} x = G_i \cdot X_i, кН \cdot м$	Коорд. Y_i ЦТ узла, м	Статический момент $M_{ст} y = G_i \cdot Y_i, кН \cdot м$
1	Шасси автомоб.	8,05	79	-1,53	-121	0,87	68,7
2	Опорная рама	2,6	25,5	0	0	1,27	32,4
3	Опорно-поворотный круг	0,38	3,81	0	0	1,56	5,58
Сумма неповоротных частей ШН		11,04	108,3		-121		107
4	Поворот.платформа	2,2	22,55	-0,7	-17,5	2,25	50
5	Контргруз	1,8	18,63	-2,12	-39,7	2,25	43

6	Лебедка грузовая	0,8	7,84	-2,27	-17,8	2,72	21,3
7	Механизм поворота	0,39	3,82	-0,4	-1,53	2,01	7,68
8	Корпус гидроцил индра	0,49	4,8	0,36	1,73	3,25	15,6
9	Шток гидроцил индра	0,16	1,57	0,17	0,267	5,71	8,96
10	Кабина управ.	0,45	4,41	0,20	0,882	2,40	10,6
11	Грузовой полиспаст	0,38	3,73	4,28	16,00	22,32	83,3
Сумма поворотных частей ΣВ		6,87	67,4		-58,35		240,34
12-1	Корневая секция стрелы	0,96	9,42	-0,26	-2,45	6,67	62,8
12-2	Выдвижн- ая секция	0,768	7,53	1,69	12,7	14,0	105
12-3	Выдвижн ая секция	0,672	6,59	3,30	21,7	20,0	132
Параметры длинной стрелы ΣСд		2,4	23,5		31,95		299,8
Параметры короткой стрелы ΣСк		2,4	23,5	-0,12	-2,76	7,55	177,42
Суммарные параметры крана с длинной стрелой ΣКд		20,31	199,2		-147,4		647,14
Суммарные параметры крана с короткой стрелой ΣКк		20,31	199,2		-182,11		524,76
Параметры максимального груза		25	245,2	4,28		19,6	

Таблица 8-Результаты определения координат центров тяжести частей крана

Объект	Координата центра тяжести по оси X, м	Координата центра тяжести по оси Y, м
Неповоротная часть	$X_{цтн} = \Sigma M_{стн}^x / \Sigma G_n = - 1,11$	$Y_{цтн} = \Sigma M_{стн}^y / \Sigma G_n = 0,988$
Поворотная часть без стрелы	$X_{цтв} = \Sigma M_{ств}^x / \Sigma G_v = - 0,866$	$Y_{цтв} = \Sigma M_{ств}^y / \Sigma G_v = 3,566$
Стрела длинная	$X_{цтсд} = \Sigma M_{стс}^x / \Sigma G_c = 1,36$	$Y_{цтсд} = \Sigma M_{стс}^y / \Sigma G_c = 12,76$
Стрела короткая	$X_{цтск} = \Sigma M_{стс}^x / \Sigma G_c = - 0,12$	$Y_{цтск} = \Sigma M_{стс}^y / \Sigma G_c = 7,55$
Кран с длинной стрелой	$X_{цткд} = \Sigma M_{стк}^x / \Sigma G_k = - 0,74$	$Y_{цткд} = \Sigma M_{стк}^y / \Sigma G_k = 3,25$
Кран с короткой стрелой	$X_{цткк} = \Sigma M_{стк}^x / \Sigma G_k = - 0,91$	$Y_{цткк} = \Sigma M_{стк}^y / \Sigma G_k = 2,63$

4.4 Определение опорных нагрузок

Для расчета балок выносных опор используем данные:

- вес неповоротных частей крана $\Sigma G_n = 108,3$ кН (см.таблицу 7);
- вес поворотных частей крана $\Sigma G_v = \Sigma B + \Sigma C_d = 67,4 + 23,5 = 90,9$ кН;
- сила тяжести груза $G_{гр} = 245,2$ кН (см.таблицу 7);
- расстояние от оси вращения крана до центра тяжести поворотных частей крана $X_{цтв} = - 0,74$ м (см. таблицу 8);
- вылет груза $L_{гр} = X_{гр} = 4,28$ м (см. таблицу 7).
- момент ветра, действующий на кран $M_{вкр} = 23,9$ кН·м;
- момент ветра, действующий на груз $M_{вгр} = 41$ кН·м .
- расстояние от опорного ребра AC до центра тяжести неповоротных частей крана до $a = B/2 - X_{цтн} = 5,5/2 - 1,11 = 1,64$ м .

Для удобства расчетов силу тяжести поворотных частей крана и силу тяжести груза, нагружающими опоры, принимаем действующими по оси вращения крана с одновременным введением компенсирующего момента относительно оси вращения крана M_k .

$$M_k = G_B \cdot X_{ЦТВ} + G_{гр} \cdot L_{гр} \quad (3.4.1)$$

$$M_k = 90,9 \cdot (-0,74) + 245,2 \cdot 4,28 = 982,2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

Суммарный момент сил тяжести и моменты ветра, действующие на кран и груз, нагружающие опорную раму крана, будут

$$M_c = M_k + M_{вкр} + M_{вгр} \quad (3.4.2)$$

$$M_c = 982,2 + 23,9 + 41 = 1047,1 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

При опорном контуре, у которого $K = B$ (см. рисунок 9), наибольшая нагрузка на опору возникает при расположении стрелы с грузом над этой опорой ($\alpha = 45^\circ$).

Эту нагрузку при расположении стрелы над опорой B можно вычислить по формуле [3]:

$$R_B = \frac{G_n \cdot a}{2B} + \frac{G_B + G_{сп}}{4} + \frac{M_c \cdot \cos 45^\circ}{2B} + \frac{M_c \cdot \sin 45^\circ}{2K} \quad (3.4.3)$$

$$R_B = \frac{108,3 \times 1,64}{2 \times 5,5} + \frac{90,31 + 245,2}{4} + \frac{1047,1 \times 0,707}{2 \times 5,5} + \frac{1047,1 \times 0,707}{2 \times 5,5} = 242 \text{ кН}$$

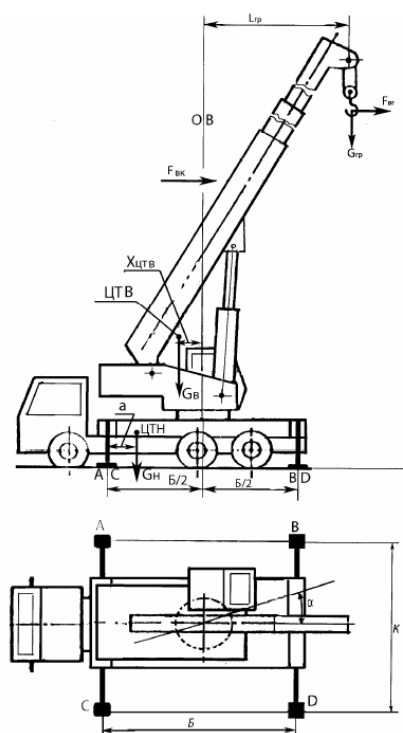


Рис.9- Расчетная схема для определения опорных нагрузок крана:

ЦТН – центр тяжести неподвижных частей крана;

ЦТВ – центр тяжести поворотных частей крана

4.5 Определение динамики работы гидроцилиндров выносных опор

Стреловой грузоподъемный кран рассматривается как сложная динамическая система, состоящая из механизмов и приводов с учетом разнообразия связей между элементами системы, влияния внешней среды, технологических условий работы, адаптивности управления.

Динамическая система грузоподъемного крана представляется как конечное множество подсистем (механической подсистемы и подсистемы гидропривода), взаимосвязанных между собой и составляющих единое целое [10].

В данной работе мы исследуем динамику работы одного гидроцилиндра на выдвижения одной выносной опоры автомобильного крана из четырех имеющихся. По причине нехватки времени на продолжительные расчеты.

Проведем анализ динамического процесса гидроцилиндра выносных опор.

Составим выражение:

$$P \cdot A = m \frac{d^2y}{dt^2} + K_{\text{вт}} \cdot \frac{dy}{dt} + y \cdot c, \quad (3.5.1)$$

где P -давление гидроцилиндра;

m - приведенная к штоку масса подвижных частей;

$\frac{dy}{dt}$ – скорость перемещения штока гидроцилиндра;

$K_{\text{вт}}$ – коэффициент вязкого трения;

y - перемещение штока гидроцилиндра;

C - коэффициент жесткости.

Далее из выражения определяем:

$$\frac{d^2y}{dt^2} = (P \cdot A - K_{\text{вт}} \frac{dy}{dt} + y \cdot c) \frac{1}{m} \quad (3.5.2)$$

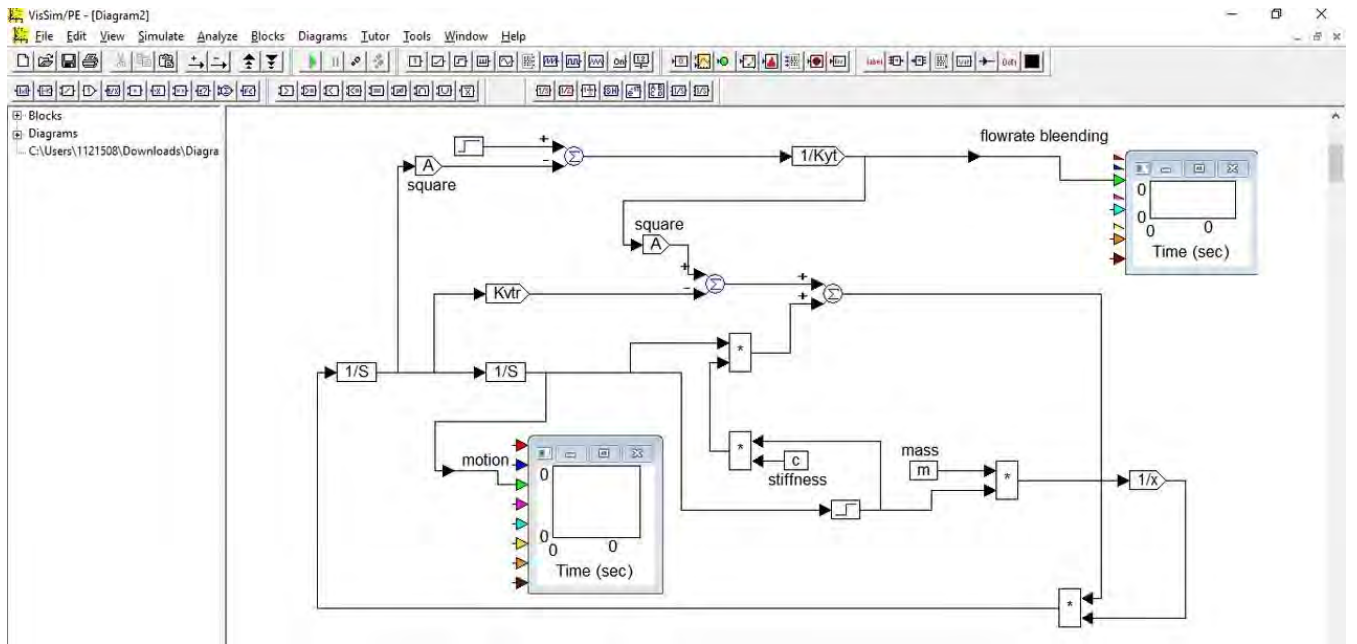


Рис.11 – Блок-схема

Задавая необходимые значения каждому элементу схемы, мы можем получить интересующие нас графические зависимости. Ниже приведены зависимости давления от времени (см. рисунок 12) и зависимость перемещения от времени (см. рисунок 13).

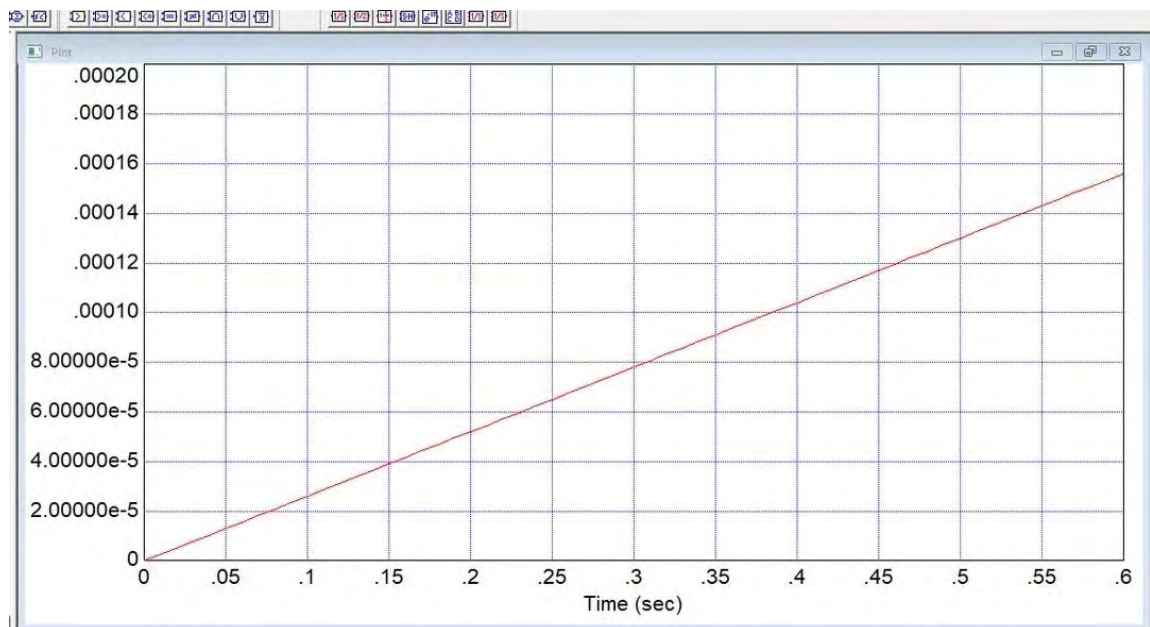


Рис.12-график зависимости $P=f(t)$

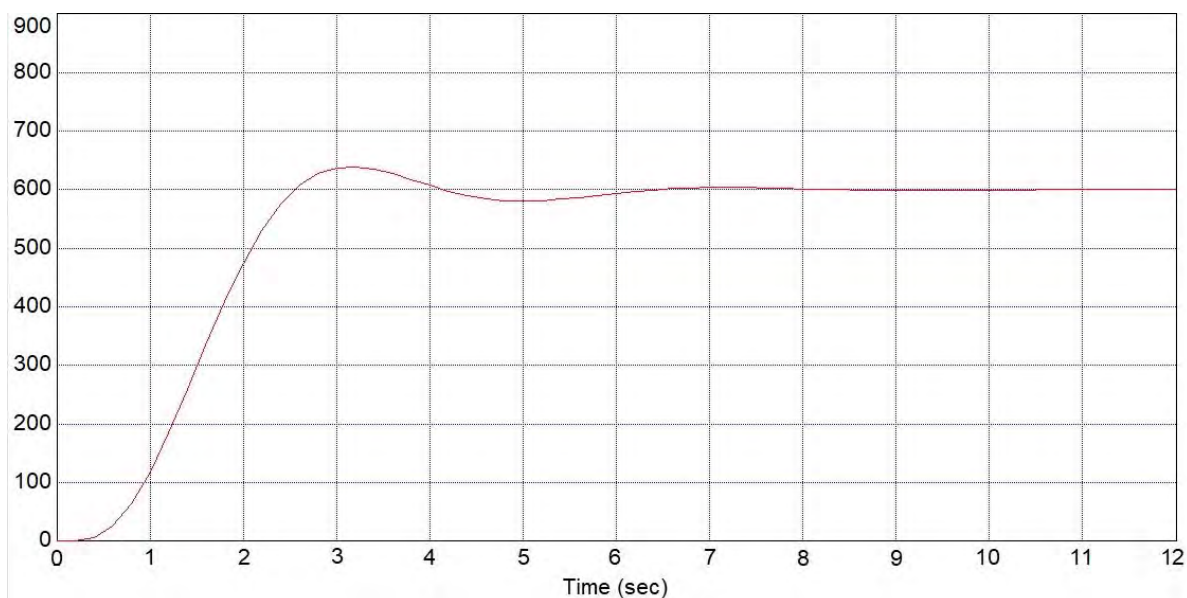


Рис. 13- график зависимости $y=f(t)$

По двум графикам давления в полости гидроцилиндра и перемещения поршня гидроцилиндра в зависимости от времени видно, что в течении 6 секунд происходит увеличение давления от нуля до максимального значения по линейному закону, за этот же промежуток времени поршень полностью выдвигается. На графике 13 - перемещения в отрезке времени 2.5- 6 секунд, происходит полное урегулирование положения штока. В этом отрезке наблюдается перерегулирование положения конечного положения штока гидроцилиндра. После 6 секунд на графике перемещения видно наличие статической ошибки. На 3 секунде видно наибольшую величину «горба», которая превосходит величину хода поршня равную 600 мм, это и есть перерегулирование по причине того, что поршень не успевает остановиться.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной работы был определен режим работы стрелового автомобильного крана. Выполнен расчёт гидропривода выносных опор, определены конструктивные параметры гидроцилиндра, а также проведена проверка на устойчивость. Произведен тепловой расчет гидросистемы выносных опор крана. Определены усилия крана с выносными опорами, массы всех узлов крана, их геометрические параметры и центры тяжести элементов конструкции. Также в работе были найдены опорные нагрузки на автокран и приведен анализ динамики работы гидроцилиндра выносных опор. Были выполнены необходимые чертежи и графики.

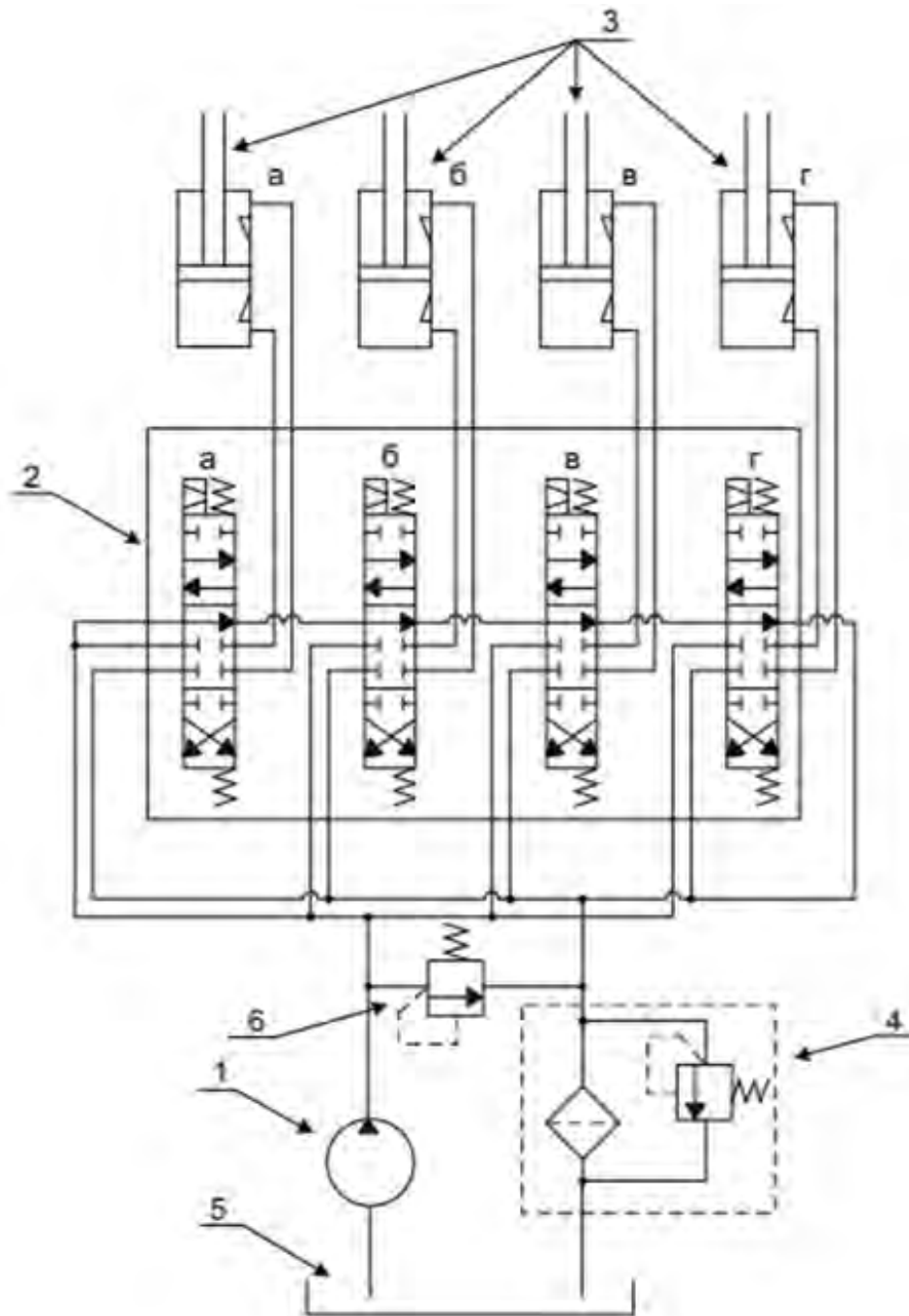
					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Строительные краны: Справочник /В.П. Станевский, В.Г. Моисеенко, Н.П. Колесник и др.; Под ред. В.П.Станевского. - Киев: Будивельник, 1984.- 240 с.
2. Кран КС-55713-1К-3. Руководство по эксплуатации. Часть 1. Описание и работа, использование по назначению.
3. Автомобильные краны. Конструкция и расчет : учеб. пособие / Ю.И. Калинин, Ю.Ф. Устинов, В.А. Жулай, В.А. Муравьев / Воронежский ГАСУ. – Воронеж, 2014, - 160 с.
4. Правила устройства и безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов ПБ 10-382-00; в ред. Приказа Ростехнадзора от 28.10.2008 N 849-а, с изм., внесенными РД 24.090.102-01
5. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учеб. пособие. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1977. – 384с
6. Гидравлика, гидромашины и гидропривод : учеб.-метод. пособие по курсовой работе для студентов специальностей 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов», 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» / Е. С. Санкович, А. Б. Сухоцкий. – Минск : БГТУ, 2011. – 141 с.
7. Расчет объемного гидропривода мобильных машин. Методические указания. /Сост. Н.С.Галдин.-Омск СибАДИ, 2003.-28с.
8. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Идельчик И.Е., под ред. Штейнберг М.О. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1992. – 672 с.
9. Александров, М.П. Грузоподъемные машины: учебник / М.П. Александров – М.: МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2000. – 552 с.
10. Гидравлический привод систем управления. Гамынин Н. С., М., «Машиностроение», 1972 г., стр. 376.
11. Электрогидравлические следящие системы. Колл.авторов. Под ред. В. А. Хохлова. М., «Машиностроение» 1971.
Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 1. – 9-е изд., перераб. и доп./ под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.

					ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

Механизм выносных опор автомобильного крана



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-2018.15.03.02.288.00.00. ПЗ КП

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
				<u>Документация</u>			
A1			15.03.02.2018.288.00.00 СБ	Сборочный чертеж			
				<u>Детали</u>			
		1	15.03.02.2018.288.00.01	Гильза	1		
A1		2	15.03.02.2018.288.00.02	Крышка	1		
		3	15.03.02.2018.288.00.03	Крышка	1		
		4	15.03.02.2018.288.00.04	Поршень	1		
		5	15.03.02.2018.288.00.05	Поршень	1		
		6	15.03.02.2018.288.00.06	Фланец	1		
A1		7	15.03.02.2018.288.00.07	Шток	1		
				<u>Стандартные изделия</u>			
		8		Винт М16-6дх90.68 ГОСТ 11738-84	11		
		9		Кольцо уплотнительное 054-060-36-1 ГОСТ 9833-73	1		
		1		Кольцо уплотнительное 130-140-56-1 ГОСТ 9833-73	1		
		11		Манжета 1-120x100-3 ГОСТ 14896-84	2		
		12		Манжета 1-110x100-3 ГОСТ 14896-84	1		
		13		Шайба 16 ГОСТ 6402-70	11		
			15.03.02.2018.288.00.00 СП				
Изм		Лист	№ докум.	Подпись	Дата		
Разраб.		Сафеева Д.Р.					
Проектир		Школин С.Б.					
Н. контр.							
Утвердил							
				Гидроцилиндр	Лист	Лист	Листов
						1	2
				ЮУрГУ Кафедра ГиГПС			

