



МИНОБРНАУКИ РОССИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»

(БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова)

БГТУ.СМК-Ф-4.2-К5-02

Факультет	<u>И</u> шифр	<u>Информационные и управляющие системы</u> наименование
Кафедра	<u>И8</u> шифр	<u>Системы приводов, мехатроника и робототехника</u> наименование
Дисциплина		<u>Проектирование систем приводов мехатронных и робототехнических устройств</u>

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

на тему

Разработка гидропривода системы горизонтирования
транспортных платформ в условиях морской качки

Выполнил студент группы И8М31
Тарасов А. А.
Фамилия И.О.

РУКОВОДИТЕЛЬ

Коротков Е. Б.
Фамилия И.О. _____
Подпись

Оценка _____
« _____ » _____ 2018 г.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

2018 г.

Оглавление

Введение	3
Техническое задание	4
1. Модель горизонтируемой платформы	7
Принцип горизонтирования.....	7
Математическая модель горизонтирования.....	8
2. Расчёт и выбор гидравлических устройств.....	11
Расчёт и выбор гидроцилиндра	11
Расчёт гидравлических параметров и выбор насоса	13
Расчёт и выбор бака и размеров трубопровода	16
Выбор распределителя и напорного клапана	18
Средства предотвращения самопроизвольного перемещения цилиндра	22
Выбор рабочей жидкости.....	23
3. Моделирование гидравлического системы.....	24
Принципиальная гидравлическая схема	24
Описание работы гидросистемы	25
Моделирование работы гидросистемы	26
Заключение	28
Список использованных источников	30
Приложение А – Схема принципиальная гидравлическая	32
Приложение Б – Перечень элементов	33

Введение

При транспортировке ряда специфических грузов, а также при эксплуатации высокоточного оборудования возникает проблема горизонтирования транспортных платформ. Горизонтирование представляет собой процесс совмещения платформы с горизонтальной плоскостью с последующим её удержанием в данном положении в течение всего времени работы установленного на платформе оборудования.

Особую сложность представляет собой процесс горизонтирования на море. Помимо собственно вывода и постоянного удержания транспортной платформы с оборудованием в горизонтальном положении, перед системой также стоит задача непрерывной отработки углов бортовой и килевой качки судна с целью сохранения горизонтального положения платформы.

Для реализации описанных функций, как правило, используется гидропривод: аутригеры транспортной платформы механические соединены со штоками гидроцилиндров. Существуют системы ручного горизонтирования, в рамках которых оператор посредством гидрораспределителей вручную управляет выдвижением гидравлических опор, ориентируясь на показания кренометра. В последнее время получили распространение системы автоматического горизонтирования, для которых разработано множество алгоритмов управления, синтезируются различные технические решения и программные методы.

Объектом данной работы является гидропривод, предметом работы является применение гидропривода в системе горизонтирования транспортных буровых платформ на море в условиях качки. Исходные данные для разработки представлены в Техническом задании проекта (БГТУ.1001.12.000.ТЗ).

Техническое задание (БГТУ.1001.12.000.ТЗ)

1. Наименование и область применения.

1.1. Наименование: «Разработка гидропривода опоры системы стабилизации прямоугольной платформы при качке».

1.2. Требуется разработать гидросистему, применяемую для обеспечения стабилизации в двух плоскостях подвижной платформы в условиях бортовой и килевой качки.

2. Основание для разработки.

Разработка гидропривода производится на основании технического задания БГТУ.0912.000.ТЗ и задания на курсовое проектирование.

3. Цель и назначение разработки.

Целью выполнения работы является определение параметров необходимых элементов гидропривода, синтез принципиальной схемы гидропривода и выбора конкретных элементов с тем, чтобы полученная система удовлетворяла условиям настоящего ТЗ.

4. Технические требования.

4.1. Состав изделия.

4.1.1. Гидронасос для обеспечения системы рабочей жидкостью под рабочим давлением.

4.1.2. Гидроцилиндр, являющийся исполнительным устройством гидропривода. Расчёт произвести для одного из гидроцилиндров, общее количество цилиндров в изделии – 4 штуки, по числу опор.

4.1.3. Элементы гидроаппаратуры, обеспечивающие пропорциональное управление гидроприводом.

4.1.4. Элементы гидроаппаратуры, обеспечивающие безопасность функционирования гидросистемы.

4.1.5. Системы управления для выработки управляющих сигналов в устройства пропорционального управления.

4.2. Показатели назначения.

4.2.1. Непосредственное назначение гидропривода – осуществлять стабилизацию прямоугольной подвижной платформы в условиях бортовой и килевой качки путём её поворота вокруг двух горизонтальных осей, соответствующего отклонению платформы от горизонтальной плоскости.

4.2.2. Требуемые параметры гидросистемы представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Исходные данные	Обозначения	Значения	Ед. изм.
Форма горизонтируемой платформы	-	квадрат	-
Количество опор	$n_{\text{общ}}$	4	шт
Количество опор, задействованных в повороте платформы вокруг одной оси	n	2	шт
Длина стороны платформы	l	2	м
Грузоподъемность платформы	G	5000	кг
Максимальный угол поворота платформы	φ_{max}	10	°
Высота платформы в начальном положении	H	1.2	м
Высота центра масс груза над центром платформы	h	1	м
Частота изменения угла наклона платформы	ω	0.3	рад/с
Допускаемая угловая скорость поворота платформы	$[\varepsilon]$	0.01	рад/с ²

Максимальное давление в системе	p_{\max}	16	МПа
Время горизонтирования	τ	4	с

4.3. Условия эксплуатации.

4.3.1. Температурный режим – от -20 до +40 градусов Цельсия.

4.3.2. Влажность воздуха – до 100%.

4.3.3. Остальные параметры среды (давление, загазованность и запыленность воздуха) – соответствуют нормальным условиям.

4.4. Требования к технологичности.

4.4.1. Конструкция ГП должна исключать возможность неправильной сборки изделия, при разработке ГП должны быть предусмотрены технологические решения, обеспечивающие большую простоту сборки.

4.4.2. Для повышения показателей эксплуатационной технологичности ГП должна быть предусмотрена возможность извлечения электродвигателя.

4.4.3. Разрабатываемый ММ должен содержать в своём составе максимально возможное количество стандартных деталей.

5. Экономические требования.

Разрабатываемый ММ должен иметь себестоимость, не превосходящую стоимость доступных на рынке аналогов.

6. Требования, предъявляемые к итоговой конструкторской документации.

По итогам разработки необходимо представить КД, обозначенные в задании на курсовое проектирование.

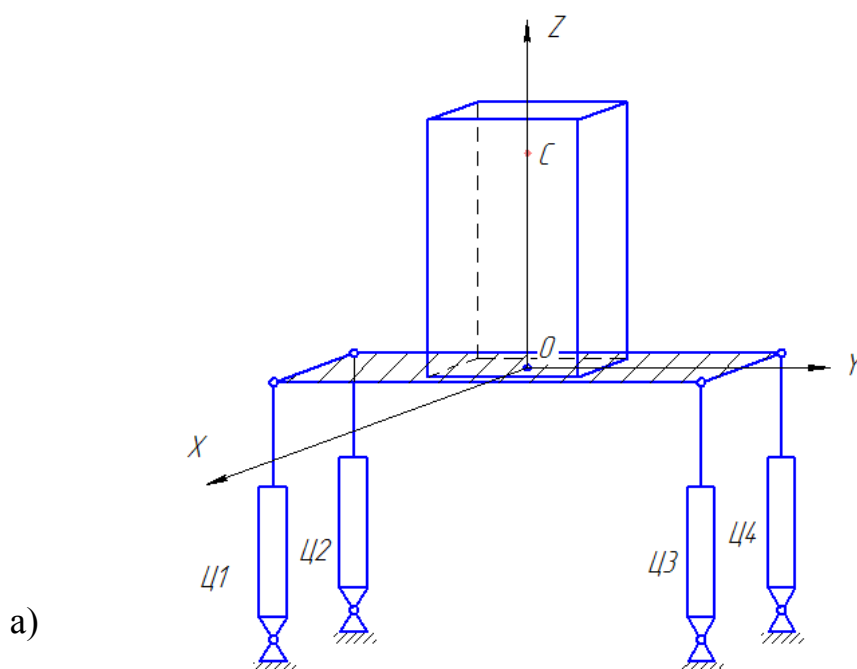
1. Модель горизонтируемой платформы

Принцип горизонтирования

Разрабатываемая система предназначена для горизонтирования платформ, несущих высокоточное оборудование на море в условиях бортовой и килевой качки. Система горизонтирования представляет собой простейшую реализацию тетрапода.

Под горизонтированием платформы понимается совмещение её плоскости с горизонтальной плоскостью. Подобная операция применяется в условиях, когда необходимо обеспечить точное горизонтальное положение оборудования платформы для его полнофункциональной работы. Разрабатываемая система предназначена для компенсации воздействия бортовой и килевой качки на платформу, содержащую оборудование для подводного бурения.

При проектировании системы горизонтирования угол качки меняется по синусоидальному закону, максимальные углы наклона платформы – 10° . Цель работы системы – восстановить первоначальное горизонтальное положение платформы. Для упрощения расчётов платформа с грузом рассматривается как точечная масса 5 тонн, локализованная в центре масс груза. Схема горизонтируемой платформы представлена на рисунке 1.



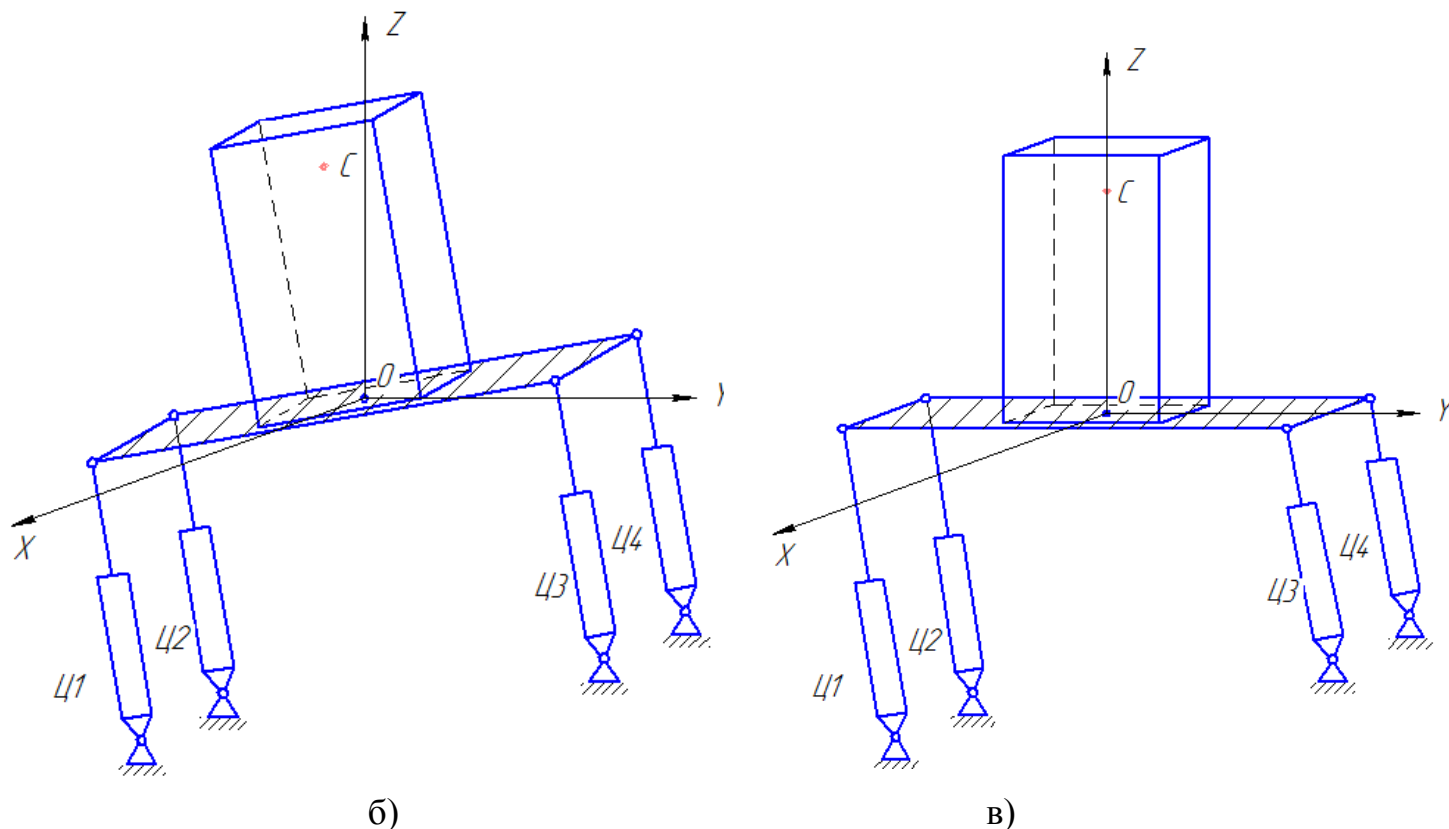


Рисунок 1 – Схема горизонтируемой платформы

На схеме изображена отработка углов бортовой качки (поворот платформы вокруг оси X). Вследствие квадратной формы платформы и аналогичного максимального угла прокачки принцип горизонтирования справедлив и для килевой качки (поворот вокруг оси Y). При отклонении платформы от горизонтального положения штоки цилиндров Ц1 и Ц2 выдвигаются, поровну распределяя статическую и динамическую нагрузку, а штоки цилиндров Ц3 и Ц4, напротив, задвигаются, обеспечивая совмещение платформы с горизонталью.

Математическая модель горизонтирования

При разработке системы горизонтирования характер качки принимается синусоидальным. Угол наклона платформы с грузом определяется уравнением:

$$\varphi = \varphi_{\max} \cdot \sin(\omega t) \quad (1)$$

где φ_{\max} – наибольший угол качки, равный 10 градусов или 0,174 радиана;

ω – круговая частота, равная 0,3 рад/с.

Угловая скорость качки определяется уравнением:

$$\Omega = \frac{d\varphi}{dt} = \varphi_{max} \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (2)$$

В таком случае наибольшая угловая скорость качки платформы равна:

$$\Omega_{max} = \varphi_{max} \cdot \omega = 0,0522 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Угловое ускорение качки определяется уравнением:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = -\varphi_{max} \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (3)$$

В таком случае наибольшее угловое ускорение качки платформы равно:

$$\varepsilon_{max} = \varphi_{max} \cdot \omega^2 = 0,016 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2} = 0,92 \text{ } ^\circ/\text{с}^2$$

На рисунке 2 представлена расчётная схема горизонтируемой платформы в начальном положении (а) и в момент достижения наибольшего угла наклона (максимальный угол качки – б).

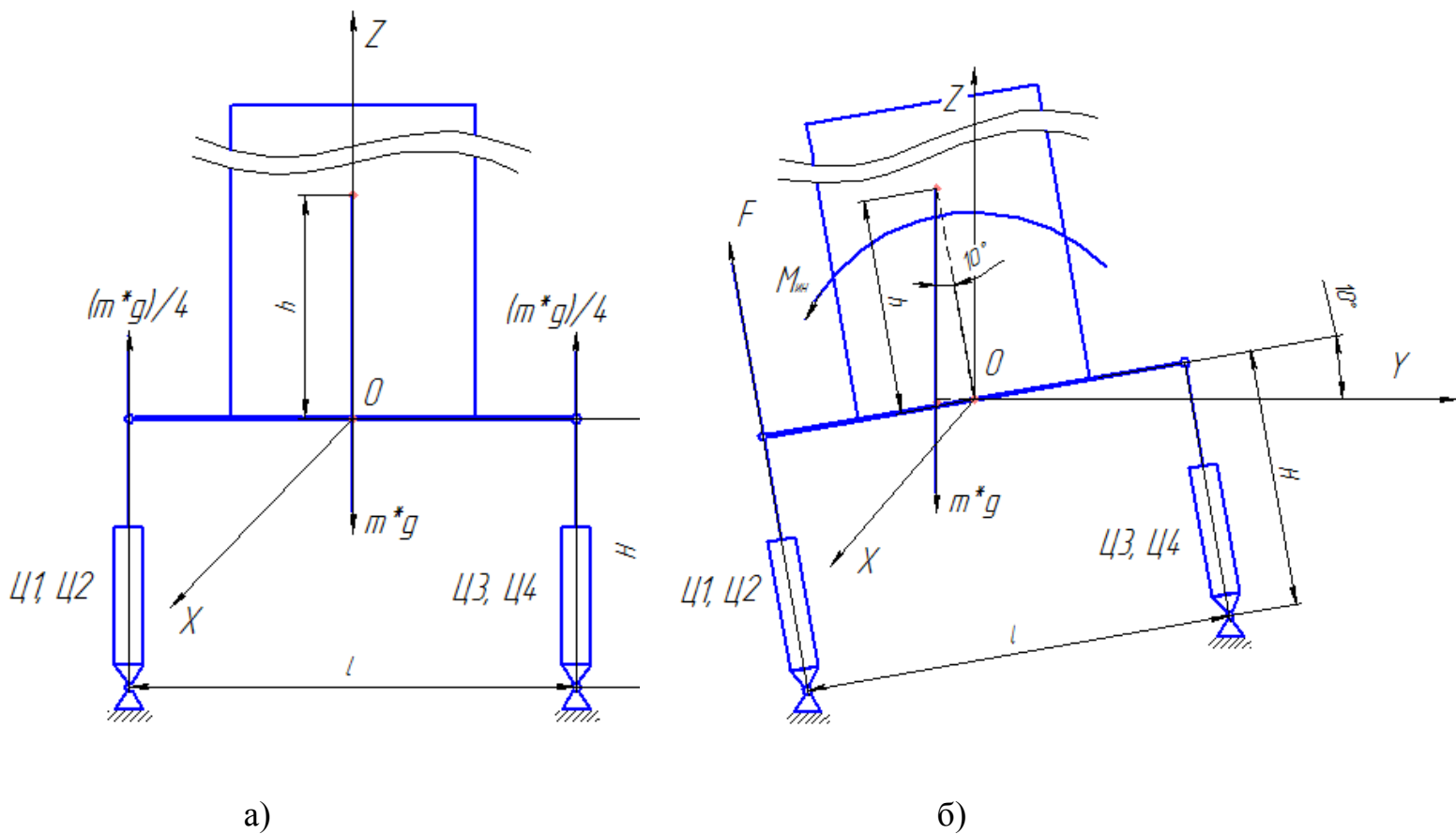


Рисунок 2 – Расчётная схема платформы

Рассматривая нагруженную платформу в качестве точечной массы, локализованной в центре масс груза и пренебрегая для упрощения расчётов массой самой платформы, получим момент инерции платформы с грузом относительно оси X:

$$J = m * h^2 = 5000 * 1 = 5000 \text{ кг} * \text{м}^2 \quad (4)$$

На платформу с грузом действуют следующие моменты:

$$M_F = F * \frac{l}{2} - \text{момент сил гидроцилиндров (} F \\ - \text{ сила, создаваемая двумя гидроцилиндрами);}$$

$$M_G = \frac{1}{2} * m * g * l * \sin(\varphi) - \text{момент сил тяжести;}$$

$$M_{ин} = -J * \varepsilon - \text{момент сил инерции.}$$

На основании вышенаписанного и расчётной схемы (рис. 2) построим математическую модель системы в момент времени, соответствующий наибольшему углу поворота платформы относительно оси X (максимальному углу качки):

$$\frac{1}{2} * m * g * l * \sin(\varphi_{\max}) + J * \varepsilon_{\max} - \frac{1}{2} * F * l = J * [\varepsilon] \quad (5)$$

Учитывая, что сила на штоке одного цилиндра равна $F_{ц} = F/2$, получим формулу расчёта силы штока для одного цилиндра:

$$F_{ц} = \frac{m * g * l * \sin(\varphi_{\max}) + 2 * J(\varepsilon_{\max} - [\varepsilon])}{2l} \quad (5')$$

Рассчитав силу на штоке одного цилиндра в соответствии с формулой (5'), получим: $F_{ц} = 4.3 \text{ кН}$.

Для устойчивого положения платформы в начальном положении (рисунок 2а) математическая модель системы принимает вид:

$$4 * F'_{ц} - m * g = 0 \quad (6)$$

Откуда получим величину силы штока для одного цилиндра:

$$F'_{ц} = \frac{m * g}{4} = 12.25 \text{ кН}$$

Окончательная расчётная нагрузка на шток выбираемого гидроцилиндра:

$$F_{шт} = F_{ц} + F'_{ц} = 16.55 \text{ кН}$$

2. Расчёт и выбор гидравлических устройств

Расчёт и выбор гидроцилиндра

Расчет гидроцилиндра состоит в определении его основных параметров (диаметра цилиндра D , диаметра штока d , хода штока, монтажных размеров, рабочего давления p и др).

Площадь поршня цилиндра:

$$S = \frac{F_{max}}{p_{max}} = \frac{16.55 * 10^3}{16 * 10^6} = 1.03 * 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (7)$$

Диаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{13.11 * 10^{-4}} = 3.62 * 10^{-2} \text{ м} \quad (8)$$

Исходя из рассчитанного диаметра выбираем гидроцилиндр по ISO 6020/2 СК-М/20-40/28*1250-S321-RS из каталога фирмы Atos [1]. Параметры выбранного гидроцилиндра представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Характеристики выбранного гидроцилиндра

Характеристика	Значение
Рабочее давление	160 бар
Температура эксплуатации	от -20 до +80 °C
Максимальное давление	250 бар
Диаметр поршня	40 мм
Диаметр штока	28 мм
Максимальный ход	1250 мм
Способ монтажа	задняя проушина, сферический подшипник
Датчики обратной связи	По положению (магнитный программируемый), концевые датчики спереди и сзади
Полная длина цилиндра с выдвинутым штоком	1398 мм

На рисунке 3 представлена конструктивная схема выбранного цилиндра из каталога производителя.

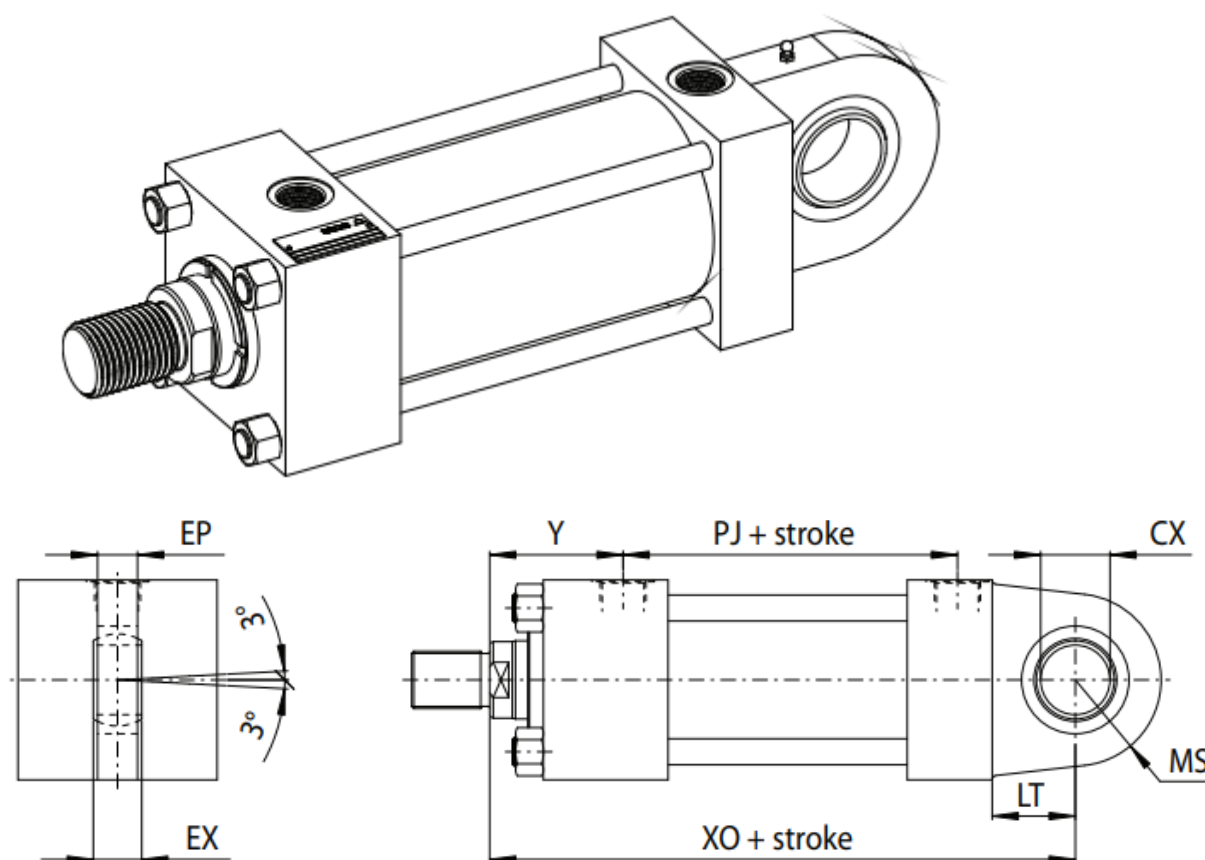


Рисунок 3 – Конструктивная схема выбранного цилиндра

Необходимо рассчитать выбранный гидроцилиндр на устойчивость. Гидравлические цилиндры в процессе эксплуатации под действием рабочего давления в них и внешней нагрузки работают как сжато-изогнутые балки переменного сечения.

На практике наиболее часто встречается случай нагружения шарнирно-закрепленного гидроцилиндра продольной сжимающей силой P , направленной по оси цилиндра. При некотором значении продольной сжимающей силы $F=F_{кр}$. В цилиндре может возникнуть прогиб h , который при дальнейшем незначительном увеличении нагрузки может привести к разрушению гидроцилиндра.

Критическая сила может быть определена по формуле Эйлера

$$F_{кр} = C \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2} \quad (9)$$

где E – модуль упругости материала; $E = 22 \cdot 10^4$ МПа; l – полная длина цилиндра с выдвинутым штоком, 1,398 м; C – коэффициент учета заделки концов цилиндра и штока ($C=2$).

Момент инерции сечения штока:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,028^4}{64} = 3,02 \cdot 10^{-8} \quad (10)$$

Следовательно, по формуле (9) критическая сила для выбранного гидроцилиндра равна 67 кН.

Допускаемая (эксплуатационная) нагрузка из условий устойчивости

$$F_{\text{э}} = \frac{F_{кр}}{K \cdot n_{ц}} = \frac{67}{3} = 22,33 \text{ кН} \quad (11)$$

где K – коэффициент, учитывающий возможное повышение давления в гидросистеме $K = 1,5$; $n_{ц}$ – запас устойчивости, принимаемый в зависимости от материала и назначения цилиндра, не менее: 1,5-2,0 – для стали; 2-4 – для алюминиевых сплавов; 4-5 – для чугуна.

Допускаемая эксплуатационная нагрузка на выбранный гидроцилиндр (22,33 кН) не превосходит рассчитанную в рамках проектируемой системы (14,4 кН) с учётом запаса.

Расчёт гидравлических параметров и выбор насоса

Для расчёта предварительного расхода жидкости в гидросистеме, необходимо определить требуемую подачу насоса. Объём жидкости, затрачиваемый при подъёме груза на полном ходу штока цилиндра:

$$V = \frac{h \cdot \pi \cdot D^2}{4} = \frac{1,25 \cdot 3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-4}}{4} = 15,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 = 1,57 \text{ л} \quad (12)$$

где $h = 1,25$ м – ход штока цилиндра.

Определим время

Объёмный КПД гидронасоса $\eta_{об} = 0,8$. Тогда предварительная оценка требуемой подачи насоса:

$$Q^* = \frac{V}{\tau * \eta_{об}} = \frac{15,7 * 10^{-4}}{4 * 0,8} = 4,9 * 10^{-4} \frac{м^3}{с} = 29,5 \frac{л}{мин} \quad (13)$$

До выбора конкретного двигателя необходимо оценить частоту вращения ротора асинхронного ЭД – 1500 об/мин. При частоте вращения ротора $n = 1500$ об/мин (соответствующей угловой скорости $\omega = 157$ рад/с) рабочий объём требуемого гидронасоса:

$$q = \frac{Q^*}{n} = \frac{4,9 * 10^{-4}}{157} = 3,12 * 10^{-6} \frac{м^3}{рад} = 19,6 \frac{см^3}{об} \quad (14)$$

Характеристиками, наиболее близкими к полученным на основании расчёта, обладает пластинчатый гидронасос с ближайшим большим значением характерного объёма PFE X2-31022 фирмы Atos [2]. Параметры выбранного гидронасоса представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Характеристики выбранного гидронасоса

Характеристика	Значение
Номер	PFE X2-31022
Рабочий объём, $см^3/об$	21,6
Максимальный расход, л/мин (при $n = 1500$ об/мин)	32,4
Максимальное рабочее давление, бар	210
Пиковое давление, бар	230
Максимальная частота вращения, об/мин	2800
Минимальная частота вращения, об/мин	800
Температура эксплуатации, °C	от -20 до +80

Подача насоса при номинальной частоте вращения приводного двигателя достаточна для обеспечения требуемого расхода. На рисунке 4 представлены сравнительные расходные характеристики различных насосов, в числе которых PFE X2-31022.

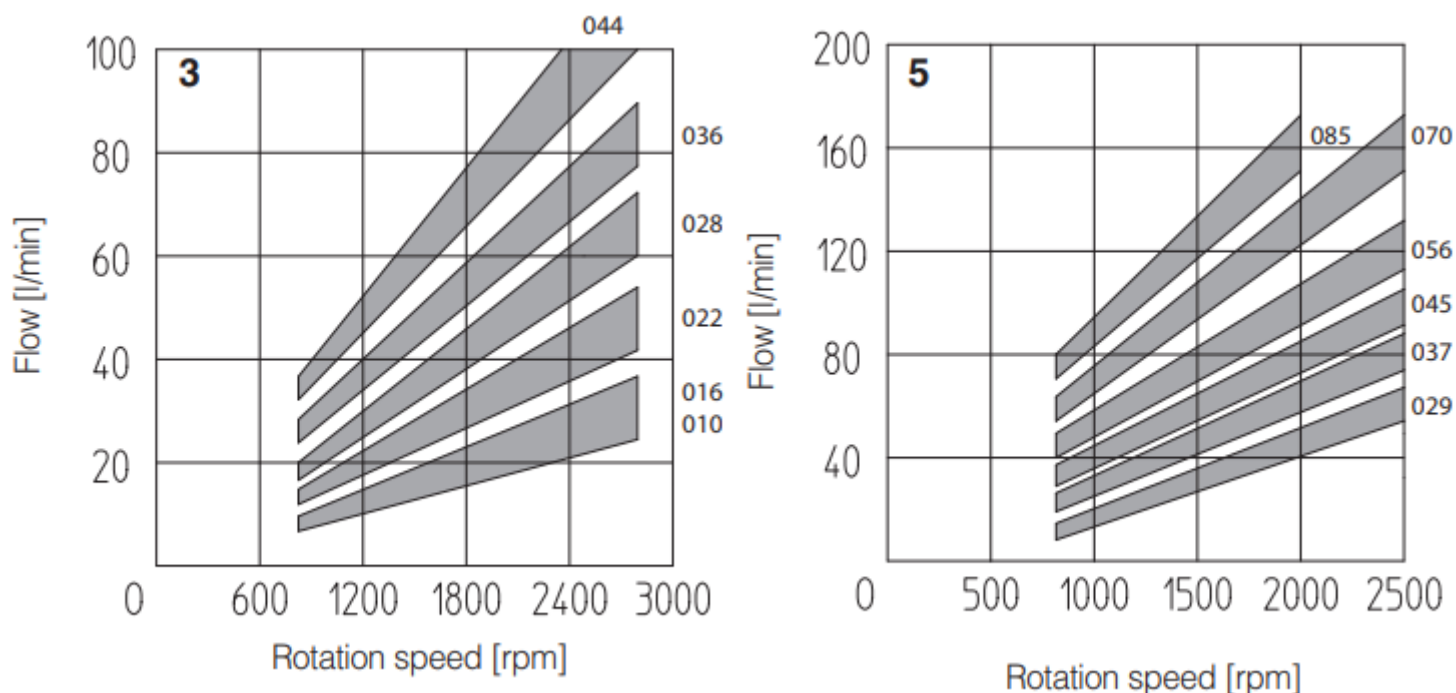


Рисунок 4 – Зависимость подачи насоса от частоты вращения приводного двигателя

Требуемая мощность электродвигателя, вращающего вал насоса, при величине КПД гидронасоса $\eta_{об} = 0,8$, вычисленном значении подачи Q насоса и рабочем давлении 140 бар:

$$N_{эд} = \frac{p \cdot Q}{\eta_{об}} = \frac{14 \cdot 10^6 \cdot 5,4 \cdot 10^{-4}}{0,8} = 9450 \text{ Вт} = 9,45 \text{ кВт} \quad (15)$$

В качестве привода используется асинхронный электродвигатель переменного тока 132М4, выбранный по каталогу фирмы СЗЭМО [3]. Параметры двигателя представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Параметры выбранного электродвигателя

Характеристика	Значение
Мощность, кВт	11
Фактическая частота вращения, об/мин	1460
КПД, %	88,4
Коэффициент мощности	0,84
$I_{п}/I_{н}$	7
$M_{п}/M_{н}$	2,2

M_{\max}/M_H	2,3
I_H, A	22,5
Масса, кг	60
Момент инерции, кг*м ²	0,0349

На рисунке 5 представлен чертёж выбранного электродвигателя.

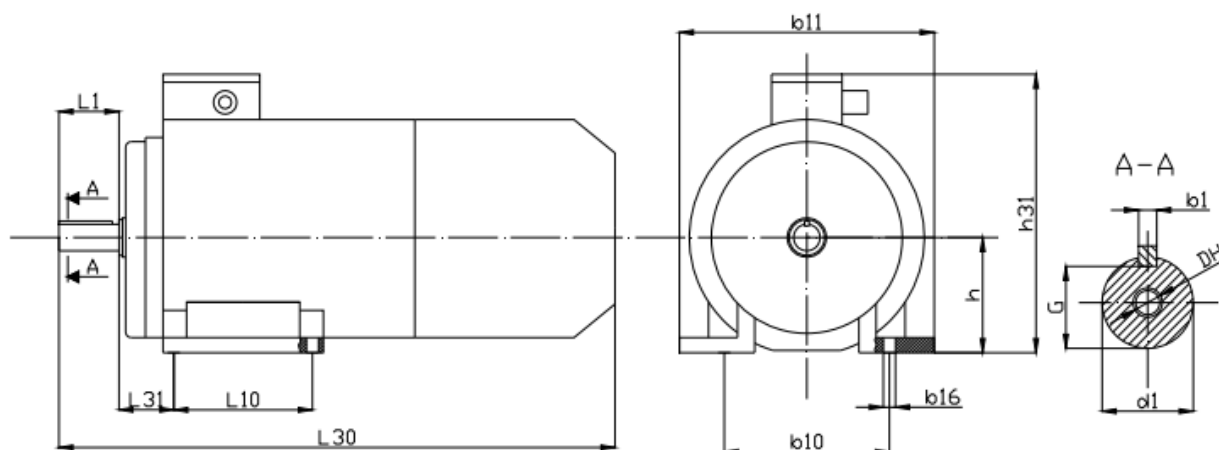


Рисунок 5 – Электродвигатель 132М4

Расчёт и выбор бака и размеров трубопровода

Исходя из установленной подачи гидронасоса, требуемый объём гидробака:

$$V_{\text{бака}} = 4 \cdot Q = 4 \cdot 32,4 = 129,6 \text{ л} \quad (16)$$

Из каталога фирмы KTR [4] наиболее близким по эффективному объёму ($V = 152 \text{ л}$) является стальной бак BSK 160. Параметры выбранного гидробака представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Параметры гидробака BSK 160

Характеристика	Значение
Эффективный объём, л	152
Момент затяжки дренажной пробки, Нм	80
Максимальная температура вещества, °С	100

Максимально допустимое давление, бар	2
--------------------------------------	---

Функциональная связь гидроагрегатов в системе гидропривода осуществляется с помощью трубопроводов различной конструкции. Несмотря на относительную простоту этих элементов, от их правильного выбора зависит надежность работы гидропривода. Большая часть трубопроводов и присоединительной арматуры — нормализованы.

Соединительный трубопровод гидропривода разделяют на 3 части: всасывающий и напорный трубопроводы, сливная магистраль. Всасывающим трубопроводом принято называть участок трубопровода гидропривода соединяющий насос с баком. Участок трубопровода, по которому жидкость от насоса поступает в гидравлический двигатель, называется напорным или нагнетательным; участок трубопровода, по которому жидкость отводится из рабочей полости гидродвигателя в резервуар, называется сливным.

К напорному трубопроводу относятся также все трубопроводы, находящиеся под рабочим давлением.

Основной характеристикой трубопровода является его условный проход (номинальный внутренний диаметр). Исходными параметрами для определения номинальных внутренних диаметров всасывающего, сливного и напорного трубопроводов являются: рабочее давление P_p , расход гидродвигателя Q , скорости движения рабочей жидкости во всасывающем $v_{вс}$ (обычно принимается равным 0,8 м/с) в напорном $v_{нг}$ (обычно принимается равным 5 м/с) и сливном $v_{сл}$ (обычно принимается равным 2,5 м/с) трубопроводах.

Величина условного прохода трубопровода определяется по следующей формуле:

$$d_y = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_H}{v}} \quad (17)$$

При известном расходе и допустимой для соответствующего трубопровода скорости движения жидкости условные проходы (внутренние диаметры) определяются по формулам:

- для напорной линии

$$d_y = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_H}{v_{\text{нг}}}} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{38}{5}} = 12,7 \text{ мм}$$

- для всасывающей линии

$$d_y = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_H}{v_{\text{нг}}}} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{38}{0,8}} = 31,7 \text{ мм}$$

- для сливной линии

$$d_y = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_H}{v_{\text{нг}}}} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{38}{2,5}} = 18 \text{ мм}$$

Согласно ГОСТ 28338-89 [5], величины условного прохода трубопроводов для различных линий равны:

- для напорной DN 15;
- для всасывающей DN 32;
- для сливной DN 20.

Выбор распределителя и напорного клапана

Поскольку предназначение гидросистемы заключается в отработке отклонений, задаваемых непрерывным признаком – углом качки платформы – рациональным представляется использование пропорционального распределителя для управления потоком жидкости. Вместе с тем такой распределитель должен иметь встроенное цифровое управления для обеспечения возможности применения промышленного контроллера при управлении гидросистемой в целом.

Марка выбранного распределителя DHZOR-AES-NP-171-L5/I – с интегрированным драйвером, прямого действия [6]. Маркировка выбранного распределителя указывает на его характеристики Согласно расчёту, проходное сечение распределителя DN 10. Управление распределителем осуществляется посредством полностью интегрированного драйвера, управляемого по току, в диапазоне от 4 до 20 мА. Конфигурация выбранного распределителя представлена на рисунке 6.

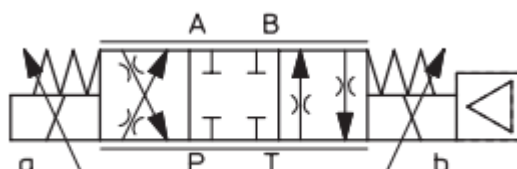


Рисунок 6 – Конфигурация распределителя

В таблице 6 представлены основные характеристики выбранного пропорционального распределителя.

Таблица 6 – Характеристики пропорционального распределителя DHZOR-AES-NP-171-L5/I

Характеристика	Значение
Устройство управления распределителем	Интегрированный цифровой драйвер
Способ управления	По току
Интервал рабочих температур	от -20 до +70 град. С
Сопротивление катушки управления	3-3,3 Ом
Максимальный ток катушки управления	2,6 А
Максимальная мощность	50 Вт
Время срабатывания, не более	40 мс

На рисунке 7 изображена конструктивная схема выбранного распределителя. Электрические разъёмы пропорционального распределителя обеспечены защитой не хуже IP 65, подразумевающей защиту от влаги, пыли и грязи, что обеспечивает выполнение технических требований ТЗ.

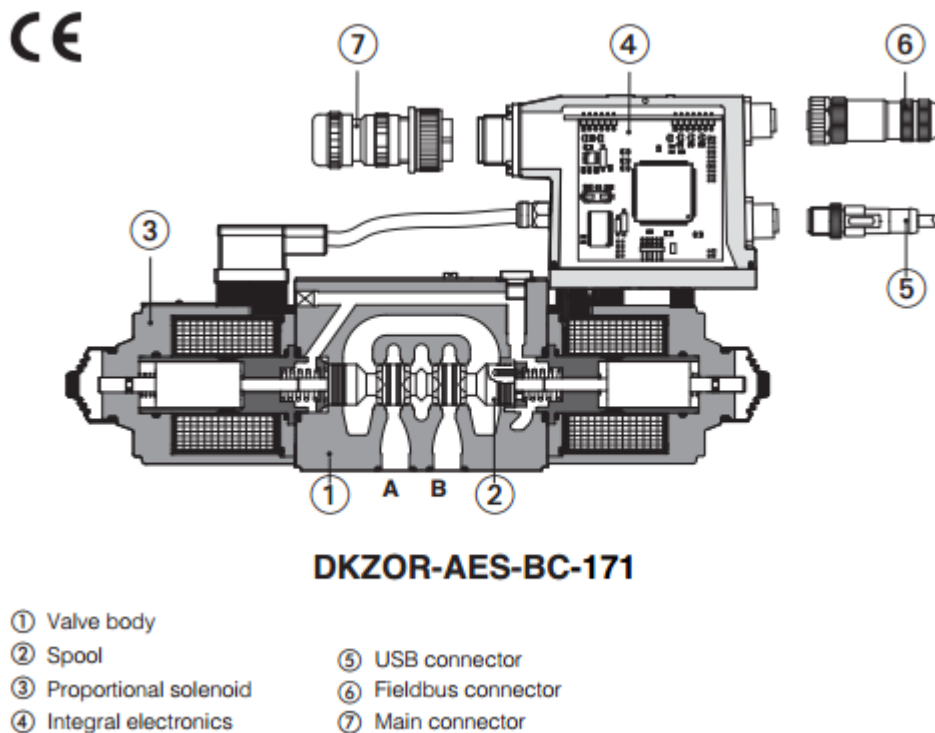


Рисунок 7 – Конструктивная схема выбранного распределителя

Для обеспечения единства управления рационально использовать в разрабатываемом приводе пропорциональный напорный клапан. Марка выбранного пропорционального напорного клапана RZMO-AES-NP-030/210/I. [7]

Маркировка выбранного клапана указывает на его характеристики. Согласно расчёту, проходное сечение клапана DN 6. Управление клапаном осуществляется посредством полностью интегрированного драйвера, управляемого по току, в диапазоне от 4 до 20 мА. Конфигурация выбранного клапана представлена на рисунке 8.

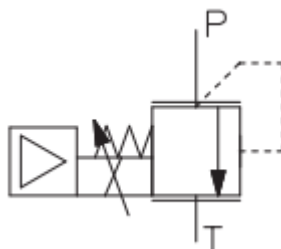


Рисунок 8 – Конфигурация напорного клапана

В таблице 7 представлены основные характеристики выбранного пропорционального напорного клапана.

Таблица 7 – Характеристики напорного клапана

Характеристика	Значение
Устройство управления клапаном	Интегрированный цифровой драйвер
Способ управления	По току
Интервал рабочих температур	от -20 до +70 град. С
Сопротивление катушки управления	3-3,3 Ом
Максимальный ток катушки управления	2,6 А
Максимальная мощность	50 Вт
Максимальное давление на входе	210 бар
Время срабатывания, не более	70 мс
Питающее напряжение драйвера	24 В

На рисунке 9 изображена конструктивная схема выбранного напорного клапана.

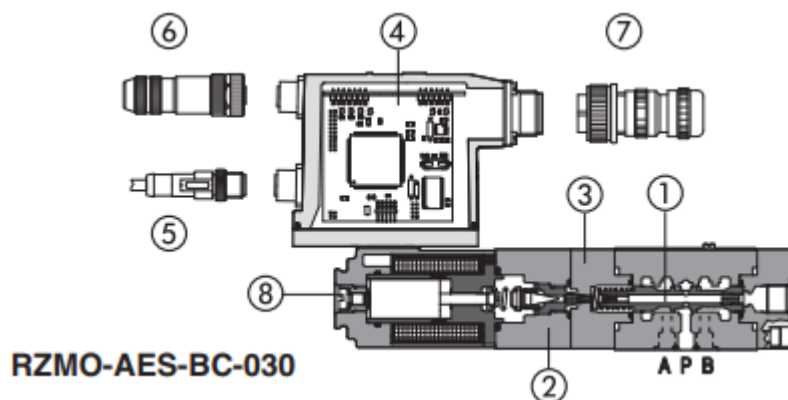


Рисунок 9 – Конструктивная схема пропорционального напорного клапана

Электрические разъёмы пропорционального распределителя обеспечены защитой не хуже IP 65, подразумевающей защиту от влаги, пыли и грязи, что обеспечивает выполнение технических требований ТЗ.

В качестве напорного фильтра используется фильтр HMM281T25YNS3, в качестве возвратного фильтра – OMTF112F10NC2 с фильтроэлементом

CR112F10 фирмы Diplomatic Oleodinamica. Параметры фильтра представлены в таблице 8. [8]

Таблица 8 – Параметры выбранных фильтров

Характеристика	Напорный фильтр	Возвратный фильтр
Максимальное рабочее давление в корпусе	220 бар	3 бара
Давление разрыва фильтроэлемента	660 бар	10 бар
Тонкость фильтрации	10 мкм	10 мкм
Материал фильтроэлемента	химволокно	химволокно
Температура эксплуатации	от -20 до +95 градусов Цельсия	от -20 до +95 градусов Цельсия
Дополнительное оборудование	байпас, индикатор загрязнения визуальный и электрический	байпас, индикатор загрязнения визуальный и электрический

Средства предотвращения самопроизвольного перемещения цилиндра

Помимо вышеуказанных элементов, необходимо предусмотреть в разрабатываемой гидросистеме элементы, предотвращающие самопроизвольное перемещение штока гидроцилиндра под воздействием внешних возмущений. Для этого используется клапан контроля движения, устанавливающийся к гидросистеме непосредственно перед подачей рабочей жидкости в гидроцилиндр. Марка выбранного клапана VODL/SC фирмы Oleostar из каталога. [9]

Выбранная маркировка означает, что данный клапан контроля движения представляет собой клапан с контролем опускания, блокировкой

уравновешивания и двухсторонним действием. На рисунке 10 представлена гидравлическая схема выбранного компонента.

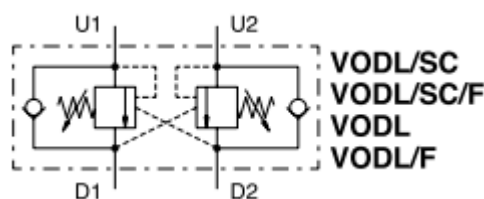


Рисунок 10 – Гидравлическая схема клапана контроля

Выбор рабочей жидкости

В качестве рабочей жидкости выбрано универсальное масло ВМГЗ ГОСТ 17479.3-85. Характеристики данной жидкости представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Характеристики рабочей жидкости ВМГЗ ГОСТ 17479.3-85 [10]

Характеристика	Значение
Вязкость кинематическая при 50°C, мм ² /с	10
Индекс вязкости, не менее	130
Температура вспышки в открытом тигле, °C	135
Температура застывания, °C	-60
Плотность при 20°C, кг/м ³	885

Описание работы гидросистемы

Разработанная гидросистема, предназначенная для горизонтирования транспортной платформы на море, работает следующим образом.

Питание гидросистемы рабочей жидкостью осуществляется при помощи гидронасоса Н1, приводной вал которого вращается посредством электродвигателя М1. ПИД-регулятор на основе заданного опорного напряжения (повторяющего заданную форму необходимой траектории штока гидроцилиндра, определяемой по инклинометрам судна) и заданных коэффициентов вырабатывает управляющий сигнал, поступающий на управляющую катушку А1 пропорционального распределителя РП1. Распределитель открывается частично, причём степень открытия пропорциональна поданному сигналу. Соответственно, шток гидроцилиндра Ц1 начинает отрабатывать заданную траекторию. Гидроцилиндр оснащён герконовым датчиком положения СС, информация с которого поступает в систему управления и подаётся на ПИД-регулятор для сравнения с эталонным сигналом управления.

Пропорциональный напорный клапан КПП1 предназначен для отведения части потока при превышении давлением в гидросистеме установленной величины. Настройка напорного клапана осуществляется при помощи интегрированного драйвера по управляющему воздействию А2.

Наконец, в случае, если на шток гидроцилиндра Ц1 будет оказываться внешнее воздействие, то для предотвращения его самопроизвольного перемещения используется клапан контроля движения КД1, который не позволяет жидкости вытекать под давлением движущегося поршня, тормозя, таким образом, исполнительное устройство гидросистемы.

Фильтрация рабочей жидкости осуществляется фильтрами Ф1 (в напорной линии) и Ф2 (в сливной линии).

Моделирование работы гидросистемы

Работа гидропривода моделируется при помощи вычислительного пакета прикладного моделирования Matlab Simulink. На рисунке 12 представлена построенная схема моделирования работы гидросистемы.

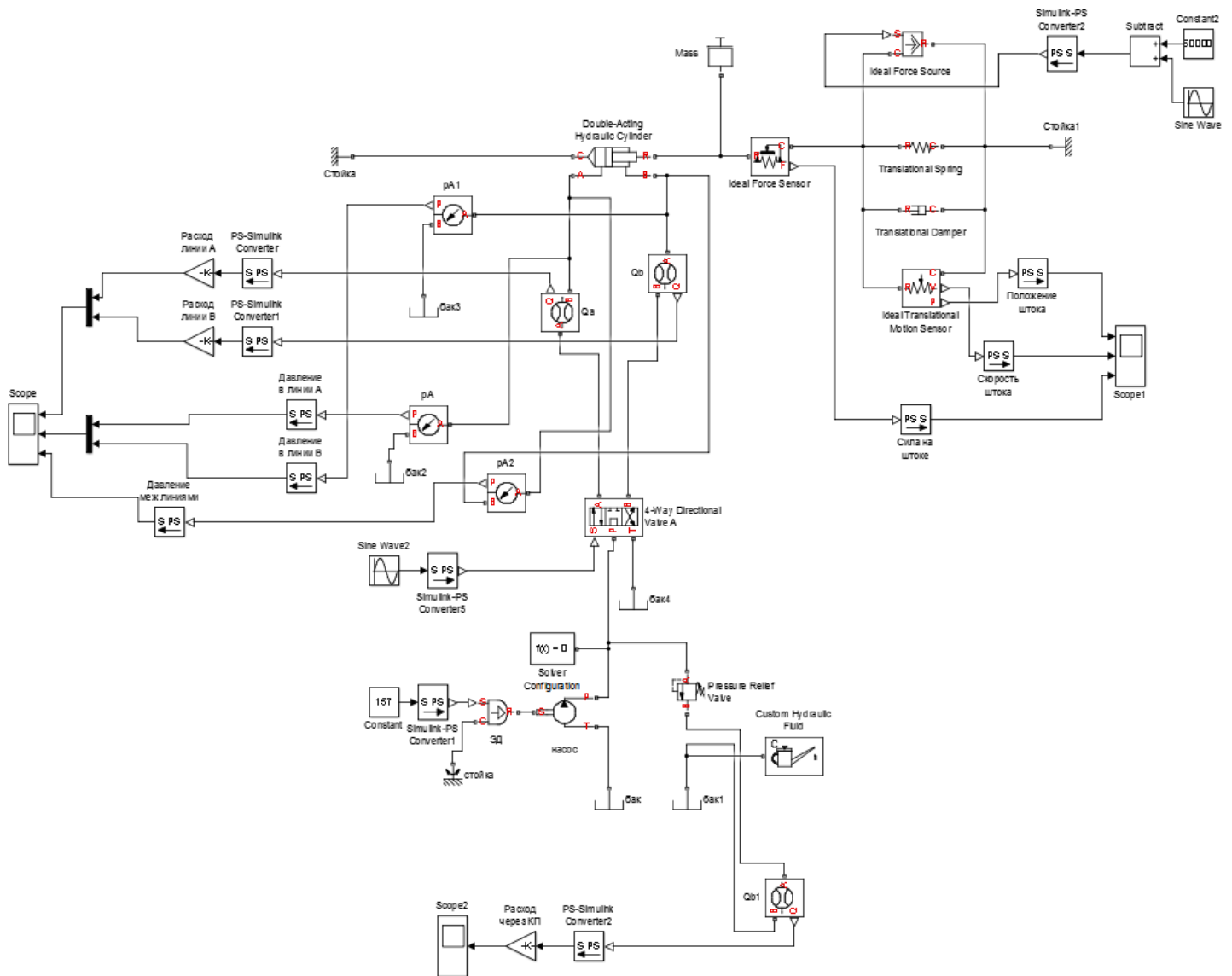


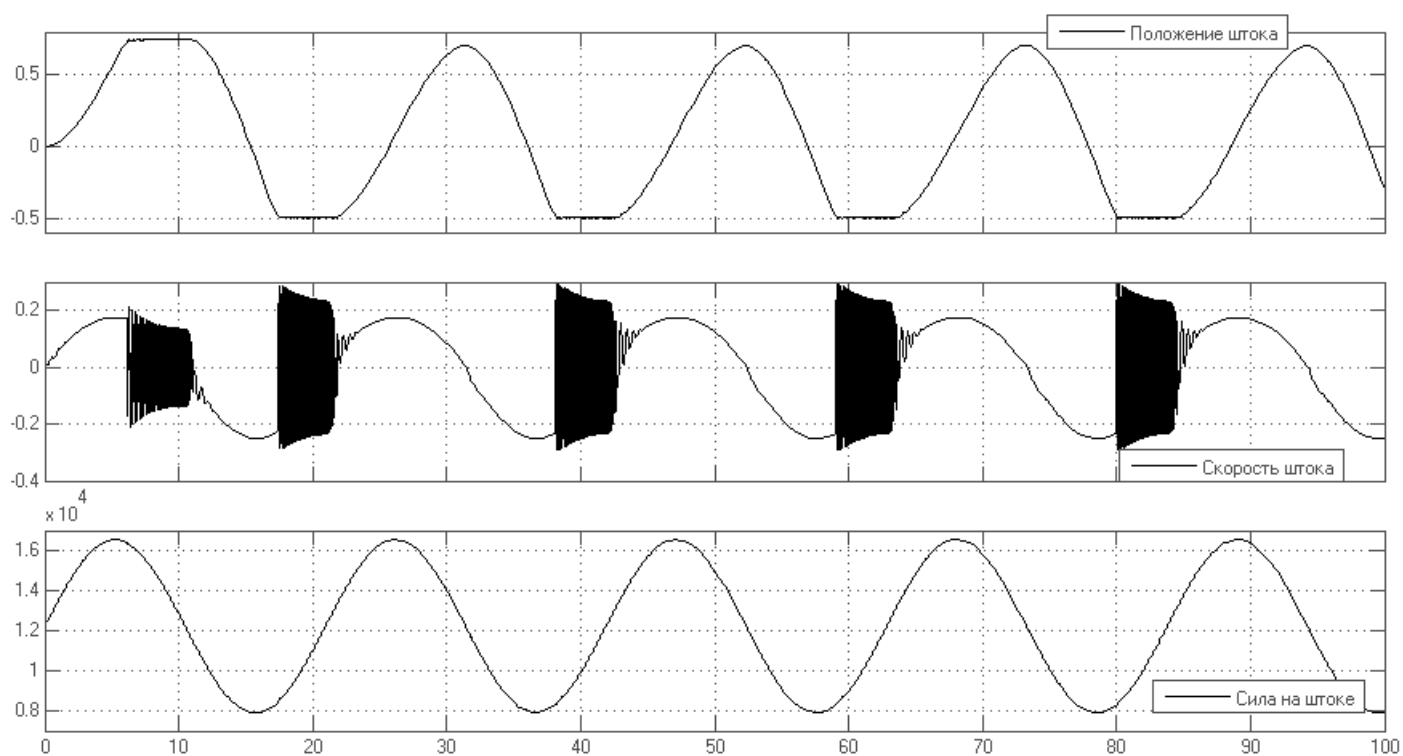
Рисунок 13 – Схема моделирования работы гидросистемы

Нагрузка на привод в данной модели представлена в виде двух составляющих:

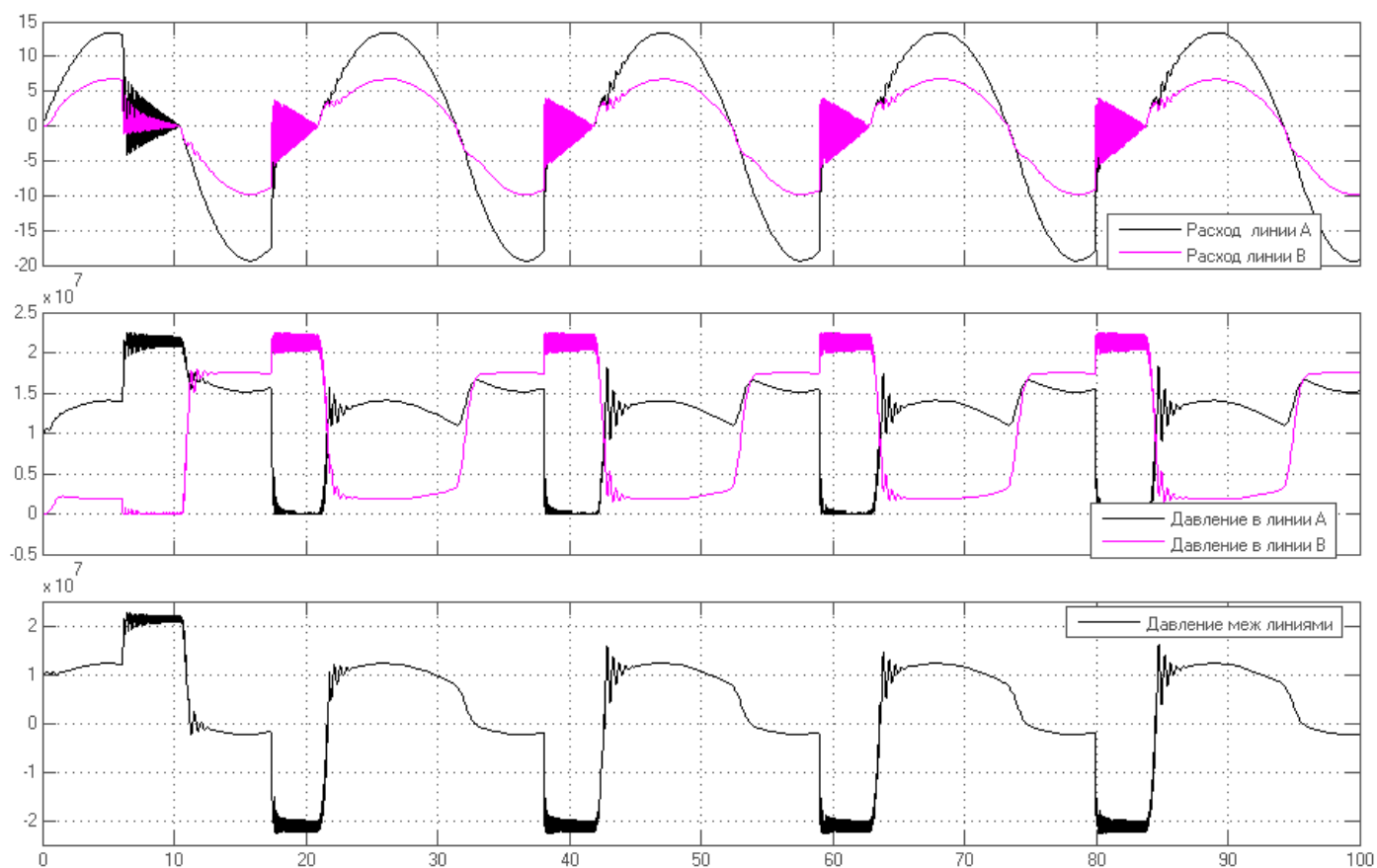
- статической, включающей постоянную часть 50 кН (масса платформы) и переменную часть, составляющую 4,3 кН нагрузки в результате вращения платформы;

- динамической, возникающей вследствие наличия углового ускорения платформы и задаваемой блоком массы.

Прочие параметры, представленные в модели, соответствуют рассчитаным в ходе выполнения работы. На рисунке 14 представлены графики хода штока, скорости штока и усилия на штоке (а), а также расхода жидкости через линии гидропривода и давление в линиях (б).



а)



б)

Рисунок 14 – Результаты моделирования работы гидропривода

Моделирование осуществляется без использования тормозного клапана или гидрозамка, вследствие чего на графиках наблюдаются высокочастотные колебания при переходных процессах.

Заключение

В ходе выполнения данной работы разработан гидравлический привод системы горизонтирования транспортной буровой платформы судового базирования. Задачей данного привода является обеспечения горизонтального положения платформы в условиях заданной морской качки.

В ходе силового расчёта нагрузки на исполнительный механизм гидропривода (в виде гидроцилиндра) было выявлено два основных источника нагрузки: статическая, создаваемая массой горизонтируемой платформы, и динамическая, возникающая вследствие углового ускорения платформы. Суммарная грузоподъёмность привода составила 14,4 кН. В дальнейшем, отталкиваясь от данных технического задания, был произведён расчёт и выбор:

- Гидроцилиндра
- Гидронасоса и приводного электродвигателя
- Пропорционального распределителя и пропорционального напорного клапана
- Гидравлического бака
- Контрольного клапана
- Фильтров
- Рабочей жидкости

Работа полученной гидросистемы была смоделирована посредством вычислительного пакета Matlab Simulink на основе принципиальной гидравлической схемы привода.

В ходе моделирования были получены графики механических (ход штока, скорость штока, усилие на штоке) и гидравлических (расход через линии поршневой и штоковой полостей, давление в этих гидролиниях, давление между линиями) параметров привода. Моделирование показало, что с отработкой синусоидальной траектории, имитирующей сигналы инклинометров судна на основании считанных показателей качки – своей главной задачей – привод справляется. Вместе с тем вопрос наличия высокочастотных составляющих и больших колебаний на графиках требует дополнительной проработки средств защиты и сглаживания переходных процессов

Список использованных источников

1. Atos Master Catalogue [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: гидравлические цилиндры / URL: <http://www.atos.com/dam/jcr:d38dd1d3-4bef-4419-bc89-3c5ccdfaad42/B137.pdf> (Дата обращения: 04.05.2018)
2. Atos Master Catalogue [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: пластинчатые гидронасосы / URL: <http://www.atos.com/dam/jcr:a19b7564-6003-4f50-9aa5-9f9908413f66/A005.pdf> (Дата обращения: 04.05.2018)
3. СЗЭМО: Технический каталог [Электронный ресурс] / Каталог компании СЗЭМО / URL: <https://www.szemo.ru/files/cat-electromash-1.pdf> (Дата обращения: 04.05.2018)
4. KTR: Гидравлические компоненты [Электронный ресурс] / Каталог компании KTR / URL: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media_foreigns/ru/Hydraulic-systems.pdf (Дата обращения: 04.05.2018)
5. ГОСТ 28338-89. Соединения трубопроводов и арматура. Номинальные диаметры. Ряды [Электронный ресурс] / URL: <http://internet-law.ru/gosts/gost/2511/> – 4 с. (Дата обращения: 04.05.2018)
6. Atos Master Catalogue [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: пропорциональные распределители / URL: <http://www.atos.com/dam/jcr:d5f245b5-2b46-4103-89d2-b79952aff907/FS160.pdf> (Дата обращения: 04.05.2018)
7. Atos Master Catalogue [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: пропорциональные клапаны / URL: <http://www.atos.com/dam/jcr:0dc2fe49-6613-460c-a995-029073b7dc7e/FS065.pdf> (Дата обращения: 04.05.2018)
8. Oleostar [Электронный ресурс] / Каталог компании Oleostar / URL: <http://www.pneumax.ru/products/gidravlika/filtry-i-filtratsionnye-stantsii/191367/> (Дата обращения: 04.05.2018)
9. Oleostar [Электронный ресурс] / Каталог компании Oleostar / URL: http://www.npp-gps.ru/oleostar/oleostar_oleostar_valves.pdf (Дата обращения: 04.05.2018)

10. ГОСТ 17479.3-85. Масла гидравлические. Классификация и обозначение. [Электронный ресурс] / URL: http://standartgost.ru/g/ГОСТ_17479.3-85 – 3 с. (Дата обращения: 04.05.2018)

11. Артемьева, Т. А. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник / Т. А. Артемьева, Т. П. Лысенко, А. В. Румянцева, С. Л. Стесин. – М.: Академия, 2014. – 352 с.

12. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник / Т. М. Башта [и др.]. – 5-е изд., стереотип. – М. : Альянс, 2011. – 423 с.

Приложение А – Схема принципиальная гидравлическая

Приложение Б – Перечень элементов