

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого  
Институт машиностроения, материалов и транспорта  
Высшая школа автоматизации и робототехники

Работа допущена к защите

Руководитель ОП

\_\_\_\_\_ О.Н. Мацко

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

## **ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА**

**Работа бакалавра**

**Шарнир плавающего змеевидного робота**

по направлению подготовки 15.03.06 Мехатроника и робототехника  
направленность (профиль) 15.03.06\_01 Проектирование и конструирование  
мехатронных модулей и механизмов роботов

Выполнил  
студент гр. 3331506/60101



В. М. Богданов

Руководитель



А. Н. Тимофеев

Консультант  
по нормоконтролю

О.В. Кочнева

Санкт-Петербург

2020

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого  
Институт машиностроения, материалов и транспорта  
Высшая школа автоматизации и робототехники

УТВЕРЖДАЮ

Руководитель ОП

  
\_\_\_\_\_  
О.Н.Мацко  
« 20» декабря 2019 г.

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение выпускной квалификационной работы**

студенту группы 3331506/60101 Богданову Валерию Михайловичу

**1. Тема работы:** Шарнир плавающего змеевидного робота

**2. Срок сдачи студентом законченной работы:** 1 июня 2020 г.

**3. Исходные данные по работе:**

Выпускная работа посвящена разработке и исследованию шарнира плавающего змеевидного робота (ЗПР).

Количество степеней подвижности шарнира – 2.

Диапазон углов поворота до, угл.град. – 130.

Развиваемый момент, Н·м – 50.

Длительность поворота, с – 10.

**4. Содержание работы (перечень подлежащих разработке вопросов):**


Титульный лист. Задание. Реферат. Содержание. Введение. Информационный обзор подводных роботов и манипуляторов. Разработка принципиальной схемы ЗПР. Разработка кинематики ЗПР. Описание схемы информационно-управляющей подсистемы. Описание конструкции шарнира ЗПР. Кинематические, статические и динамические расчёты, подтверждающие работоспособность шарнира ЗПР. Заключение. Список литературы. Приложение.

**5. Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей):**

Принципиальная схема (плакат) – 1 л. Кинематическая схема – 1 л. Сборочный чертёж шарнира ЗПР – 1 л. Чертёж детали – 0,5 л. Расчётный плакат – 0,5 л.

**6. Дата выдачи задания** 20 декабря 2019 г.

Руководитель ВКР

  
\_\_\_\_\_  
(подпись)

А.Н. Тимофеев  
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению 20 декабря 2019 г.  
(дата)

Студент

  
\_\_\_\_\_  
(подпись)

В.М. Богданов  
инициалы, фамилия

## РЕФЕРАТ

На 53 с., 18 рисунков, 8 таблицы, 14 источников, 7 приложений.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** РОБОТОТЕХНИКА, МЕХАТРОНИКА, ЗМЕЯ, ПОДВОДНЫЙ, ШАРНИР

Тема выпускной квалификационной работы: «Шарнир плавающего змеевидного робота».

Данная работа посвящена проектированию двухосевого шарнира плавающего змеевидного робота. Задачи, которые решались в ходе проектирования:

1. Изучение аналогов змеевидных роботов.
2. Выбор принципиальной схемы.
3. Разработка кинематики шарнира.
4. Разработка схемы информационно-управляющей подсистемы.
5. Разработка конструкции шарнира.

В работе проведены геометрические и прочностные расчёты механизма двухстепенного шарнира. Сформирована 3D-модель манипулятора, с помощью которой проверены требуемые конфигурации манипулятора и продемонстрирована его работа. Геометрия червячной передачи рассчитана в приложении "Валы и механические передачи 2D" системы КОМПАС-3D. 3D моделирование производилось в программе SolidWorks.

Разработанный шарнир способен поворачиваться в двух осях на  $130^\circ$ . Привод шарнира развивает момент  $50 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Длительность поворота не превышает 10 с. Змеевидный подводный робот разработан для обслуживания подводных трубопроводов. Данная разработка актуальна, поскольку возрастает потребность в дистанционном обследовании и обслуживании многочисленных подводных трубопроводных систем и сооружений. Благодаря своей гибкости такие аппараты в будущем могут применяться для исследования труднодоступных частей морского дна или обследования затонувших судов.

## ABSTRACT

53 pages, 18 figures, 8 tables, 14 sources, 7 applications.

KEYWORDS: ROBOTICS, MECHATRONICS, SNAKE, UNDERWATER, HINGE

The theme of the final qualification work: "Hinge of a floating serpentine robot."

This work is devoted to the design of a biaxial hinge of a floating serpentine robot. Tasks that were solved in the course of designing:

1. The study of analogues of serpentine robots.
2. The choice of concept.
3. Develop kinematics of the hinge.
4. Development of the information management subsystem scheme.
5. Development of the design of the hinge.

In the work, geometric and strength calculations of the mechanism of a two-degree hinge are carried out. A 3D-model of the manipulator is formed, with the help of which the required configurations of the manipulator are checked and its operation is demonstrated. The geometry of the worm gear is calculated in the application "Shafts and mechanical gears 2D" of the KOMPAS-3D system. 3D modeling was performed in the SolidWorks program.

The developed hinge is capable of turning in two axes by  $130^\circ$ . The hinge drive develops a moment of 50 Nm. Turning time does not exceed 10 s. The serpentine underwater robot is designed to serve underwater pipelines. This development is relevant, as the need for remote inspection and maintenance of numerous underwater pipeline systems and structures is growing. Due to its flexibility, such devices in the future can be used to study hard-to-reach parts of the seabed or to survey sunken ships.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	7
1 Информационный обзор по подводным змеевидным роботам.....	8
1.1 История развития .....	8
1.2 Робот-змея Eelume.....	8
1.3 Робот-змея EELY500.....	10
1.4 Постановка задачи.....	12
2. Разработка и описание принципиальной схемы .....	13
2.1 Описание работы робота .....	13
2.2 Компоновка робота .....	14
2.3 Визуализация работы .....	16
3 Разработка и описание кинематики шарнира.....	20
3.1 Варианты схемы привода .....	20
3.2 Выбор схемы привода.....	21
4 Описание схемы информационно-управляющей подсистемы.....	23
5 Описание конструкции шарнира .....	24
6 Выбор двигателя.....	27
6.1 Расчёт необходимых характеристик .....	27
6.2 Выбор двигателя.....	29
7 Проверочный расчёт червячной передачи на прочность.....	31
7.1 Исходные данные .....	31
7.2 Определение допускаемых контактных напряжений.....	32
7.3 Определение допускаемых напряжений изгиба .....	33
7.4 Проверочный расчет передачи на контактную прочность .....	33
7.5 Проверочный расчет зубьев колеса на выносливость при изгибе .....	36
7.6 Определение КПД червячной передачи.....	37
8 Расчёт характеристик привода шарнира.....	39
9 Расчёт развиваемого манипулятором усилия и момента .....	41
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	43

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	44
ПРИЛОЖЕНИЕ А – Принципиальная схема .....	46
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – Кинематическая схема.....	47
ПРИЛОЖЕНИЕ В – Сборочный чертёж шарнира .....	48
ПРИЛОЖЕНИЕ Г – Сборочный чертёж привода.....	50
ПРИЛОЖЕНИЕ Д – Чертёж детали .....	51
ПРИЛОЖЕНИЕ Е – Расчётный плакат.....	52
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж – Характеристики червячной передачи.....	53

## ВВЕДЕНИЕ

В природно-климатических условиях российского арктического шельфа актуальна проблема безопасной и надёжной эксплуатации подводных трубопроводов. Для решения этой задачи очень важно своевременно организовывать работы по мониторингу технического состояния, обслуживанию и ремонту подводных трубопроводов.

Во время технического обслуживания необходимо производить внешние обследования трубопроводов. Их проводят с помощью водолазов или специальных подводных аппаратов.

Относительно недавно появились разработки подводных змеевидных аппаратов. Их главным преимуществом является то, что они могут огибать трубу, что позволяет осматривать её сразу со всех сторон. Это намного ускоряет обследование трубопровода.

Данная тема довольно актуальна, поскольку разработок змеевидных подводных аппаратов очень мало, а их потенциал очень велик. Благодаря своей гибкости такие аппараты в будущем могут применяться для исследования труднодоступных частей морского дна или обследования затонувших судов.

# **1 Информационный обзор по подводным змеевидным роботам**

## **1.1 История развития**

История становления и развития подводной робототехники насчитывает более 40 лет. За этот период времени произошли большие изменения в средствах и методах организации, создания и применения подводных робототехнических систем и их комплексов. Существуют три типа необитаемых подводных аппаратов (НПА): буксируемые, телеуправляемые привязные и автономные.

Прогресс в области подводной робототехники заключается в создании более совершенных систем, технологий и многофункциональных комплексов, которые могут обеспечивать решение задач широкого спектра в условиях сложной подводной среды. При этом установилась определённая специализация НПА: буксируемые используют для поисковых работ, телеуправляемые по кабелю как рабочие, автономные как исследовательские. В связи с этим считается, что комплекс, который включает в себя аппараты этих трёх типов, является оптимальным для решения широкого спектра задач. Также эти аппараты должны быть основаны на модульной технологии со сменным оборудованием и способности к функциональной перестройке.

## **1.2 Робот-змея Eelume**

Один из роботов, проектирующихся для инспекции подводного производственного оборудования - это Eelume, модульный гибкий подводный робот, способный плыть как змея. Проект начался в 2015 года в Норвежском Университете Науки и Технологий. Внешний вид прототипа по состоянию на февраль 2017 года представлен на рисунке 1.2.1.





Рисунок 1.2.1 – Прототип Eelume

Eelume - это модульная комбинация соединителей, подруливающих устройств и модулей с различной полезной нагрузкой. Соединители позволяют АНПА изгибаться, а подруливающие устройства, встроенные в модули, позволяют формировать тягу в произвольных направлениях, задавая различные комбинации формы тела робота.

Аппарат второго поколения показали в 2017 году, он мог погружаться на глубину до 500 метров. В частности, была проверена возможность использования инструментов, требующих для использования моментов вращения. Для этого используются два манипулятора, которыми может снабжаться робот - одним он фиксирует робота на месте работ, а другим работает с инструментом.

На данный момент существует готовый концепт робота, который проходит испытания. Внешний вид концепта робота Eelume представлен на рисунке 1.2.2.

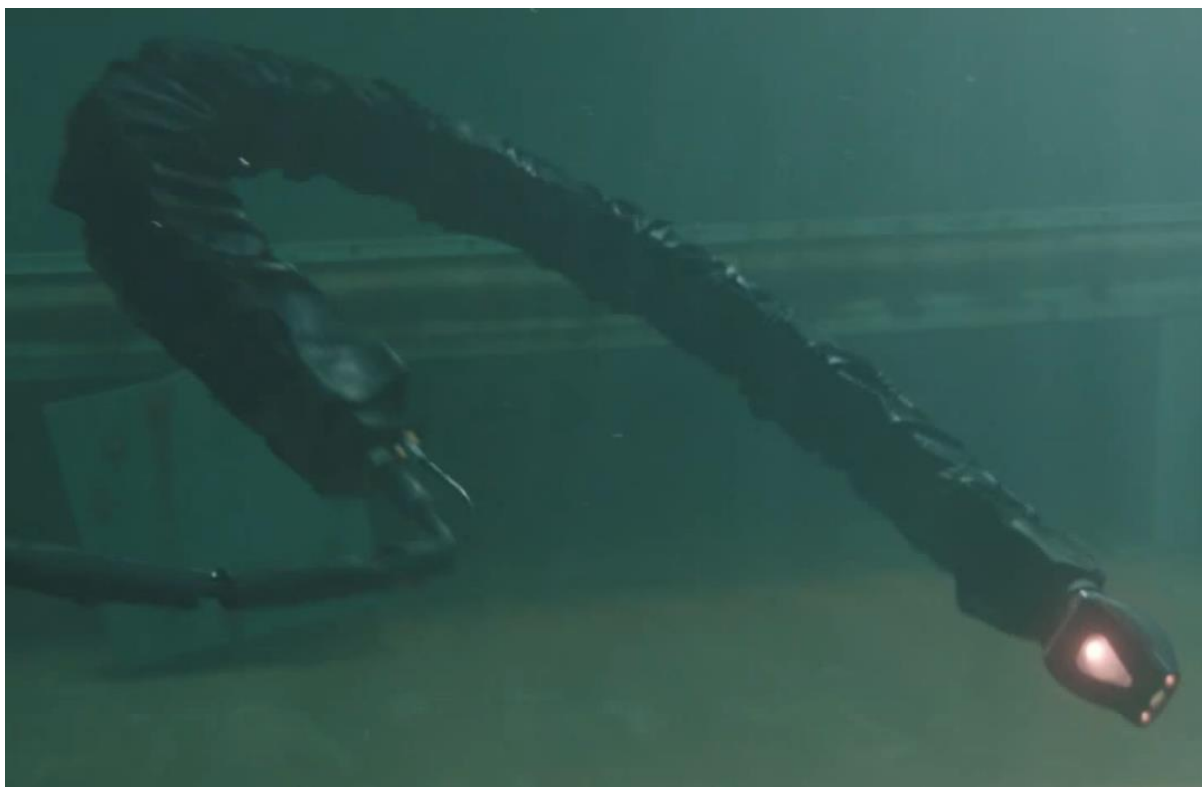


Рисунок 1.2.2 – Концепт робота Eelume

Когда этот АНПА окажется в зоне работ, устройство установит беспроводный широкополосный двунаправленный канал связи с пунктом управления, что позволит оператору использовать робота в режиме ТНПА.

В перспективе разработчики хотели бы довести свою разработку до того, чтобы она оставалась в погруженном состоянии и в постоянной готовности к действиям вплоть до полугода подряд. Вероятно, это потребует доработать конструкцию робота с тем, чтобы он мог самостоятельно менять составляющие его модули и рабочие инструменты, выбирая нужные для очередной операции в подводном хранилище.

### **1.3 Робот-змея EELY500**

В 2019 году Норвежская компания Eelume Spinoff испытала робота-змею EELY500 (рис. 1.3.1) для подводного технического обслуживания станций.

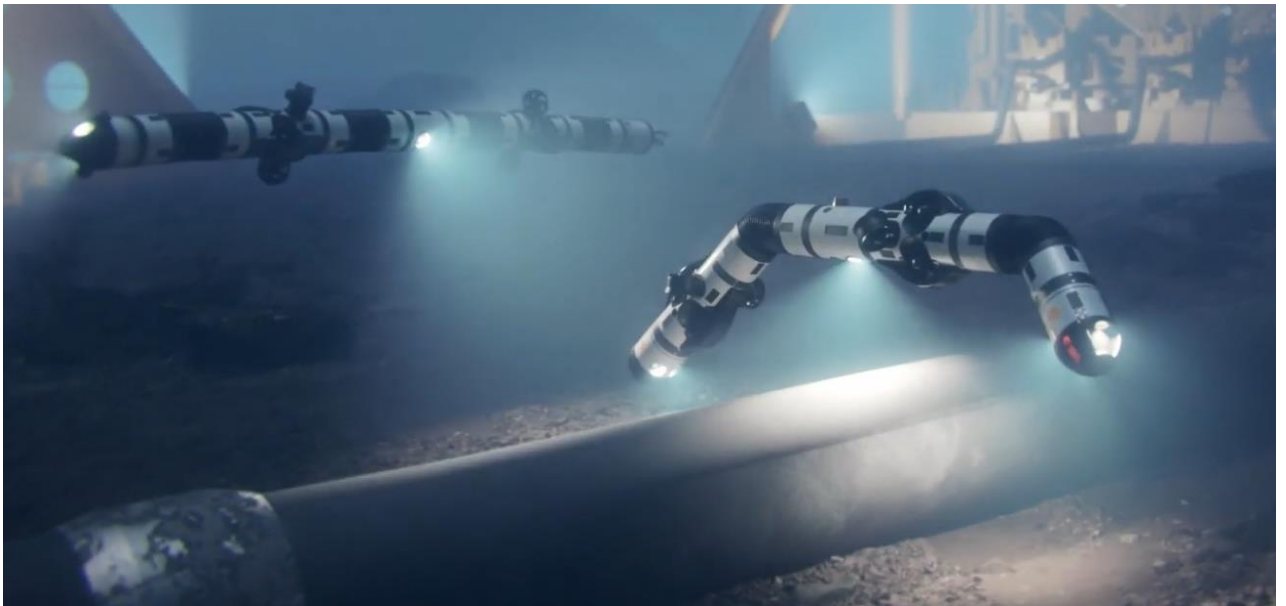


Рисунок 1.3.1 – Робот-змея EELY500

Робот, который впервые был создан норвежской исследовательской группой SINTEF и Норвежским научно-техническим университетом (NTNU), в настоящее время разрабатывается компанией Eelume spinoff. Робот имеет гибкий сегментированный корпус, который перемещается по воде с помощью подруливающих устройств. Он также оснащен огнями, камерой и сменными инструментами манипулятора. Он может управляться дистанционно пользователем с суши через кабель управления, или может работать автономно, если не подключен.

Путешествуя по воде, он, как торпеда, выпрямляет свое тело для максимальной скорости. Впоследствии он может изгибаться или сформировать себя в U-образный роботизированный манипулятор. Последняя конфигурация позволяет ему сворачиваться в кольцо, схватив неподвижный объект одним концом своего тела, а затем выполнять поставленную задачу (например, поворачивать клапан и т. д.) с помощью манипулятора, прикрепленного к другому концу.

В конечном итоге планы предусматривают использование EELY500 на нефтегазовом месторождении Асгард, расположенном на глубине 240-310 метров у побережья Норвегии. Однако, прежде чем это произойдет, роботы

будут испытаны в течение нескольких недель в более контролируемых условиях на глубине 360 м в фьорде Тронхейма.

#### **1.4 Постановка задачи**

Согласно заданию, необходимо разработать шарнир для змеевидного НПА. Робот должен находить возможные повреждения трубопроводов и утечки нефти/газа и по возможности устранять их.

Аппарат должен состоять из 7 сегментов, соединённых между собой специальными двухосевыми управляемыми шарнирами и уметь работать в трёх конфигурациях, в которых сегменты робота:

- направлены вдоль одной оси для перемещения с максимальной скоростью;
- направлены по U-образной траектории для движения вдоль трубопроводов;
- сложены в кубическую форму для перемещения и обследования объектов.

В качестве примера, габариты каждого сегмента равняются: ШхВ – 150x150 мм, а расстояние между центрами шарниров  $D = 250-300$  мм. На концах НПА должны быть установлены механические захватные устройства. Робот должен иметь нейтральную плавучесть или иметь небольшой запас плавучести.

Каждый шарнир должен поворачиваться в двух осях на  $130^\circ$ . Минимальный момент развиваемый приводом шарнира должен равняться 50 Н·м, а время полного поворота должно составлять не более 10 с.

Необходимо создать 3D модель робота в программном комплексе SolidWorks и показать работоспособность робота в трёх конфигурациях.

## 2 Разработка и описание принципиальной схемы

### 2.1 Описание работы робота

Данный робот предназначен для погружения на малые глубины (не более 20 метров). В связи с этим, рациональнее сделать робота телеуправляемым. Общая схема комплекса телеуправляемого необитаемого подводного аппарата, подключенного к сети обеспечивающего судна, представлена на рисунке 2.1.1.

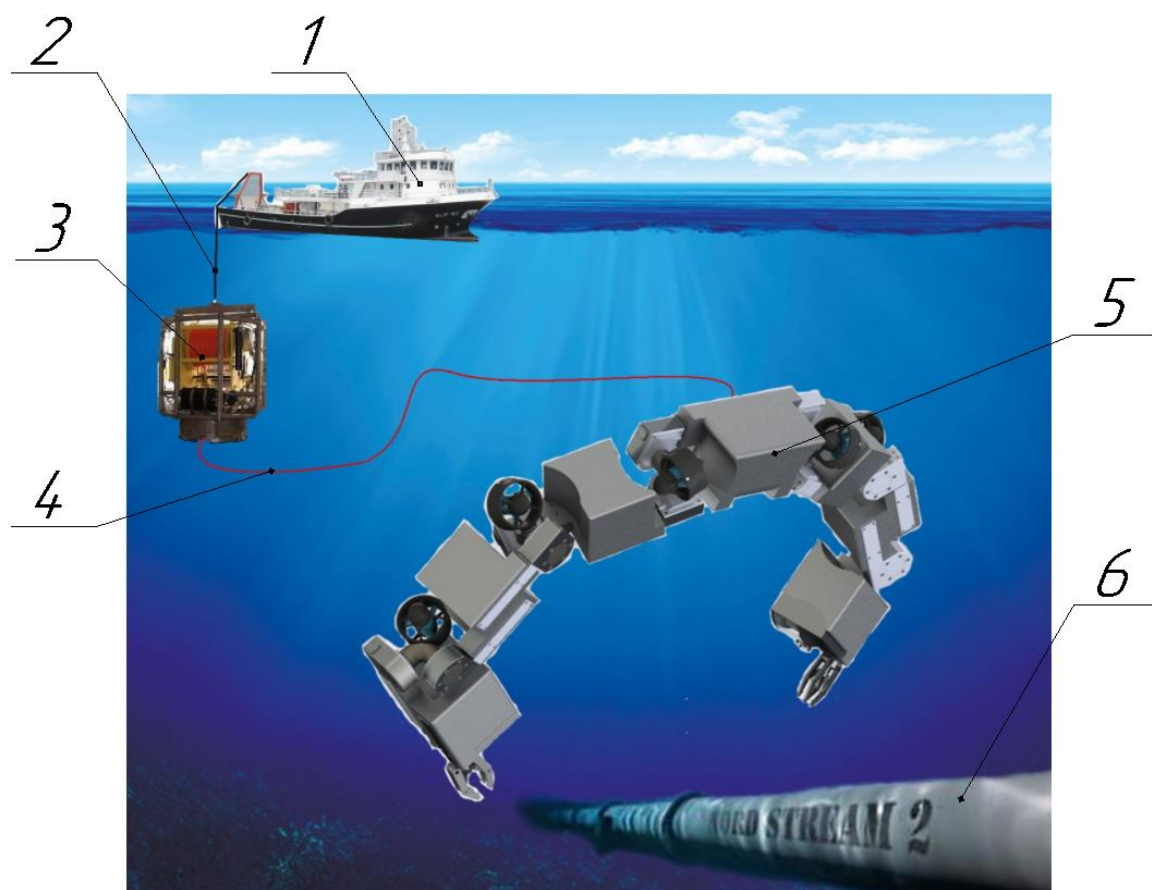


Рисунок 2.1.1 – Общая схема комплекса телеуправляемого необитаемого подводного аппарата

Управление аппаратом производится с главного пульта управления, который находится на борту судна-носителя 1. К судну, с помощью кабель-троса 2 присоединён гараж-заглубитель 3, в котором размещается ТНПА при его доставке на глубину и с которым подводный аппарат соединяется относительно коротким и легким плавучим кабелем 4. Гараж-заглубитель

позволяет установить на нем часть блоков системы электропитания и управления, при этом освобождается дополнительное полезное пространство на ТНПА и снижается его вес.

Находясь на глубине, аппарат вытягивается вдоль одной оси и перемещается к месту работы. Подплыв к трубе 6, робот принимает в U-образную форму 5 и начинает движение вдоль трубопровода.

При необходимости перекрыть вентиль, аппарат складывается в кубическую форму, принимая вид двурукого манипулятора. Одним захватом он держится за трубу, а вторым захватом поворачивает вентиль.

Робот состоит из 7 блоков, соединённых двухосевыми шарнирами, благодаря чему может работать в разных конфигурациях. Аппарат перемещается с помощью лопастных движителей, которые размещены в центре шарниров. В каждой конфигурации эти винты обеспечивают столько степеней подвижности робота, сколько необходимо для полноценной работы.

Для осмотра трубопроводов робот будет оснащён тремя видеокамерами и модулями подсветки. К главному пульту управления по шине данных подключены платы управления двигателями, которые находятся в каждом блоке. Так же в блоках установлены аккумуляторы и воздушные подушки для создания плавучести.

## **2.2 Компоновка робота**

На рисунке 2.2.1 представлена 3D модель подводного змеевидного робота в третьей конфигурации, когда сегменты сложены в кубическую форму, и он принимает вид двурукого манипулятора.

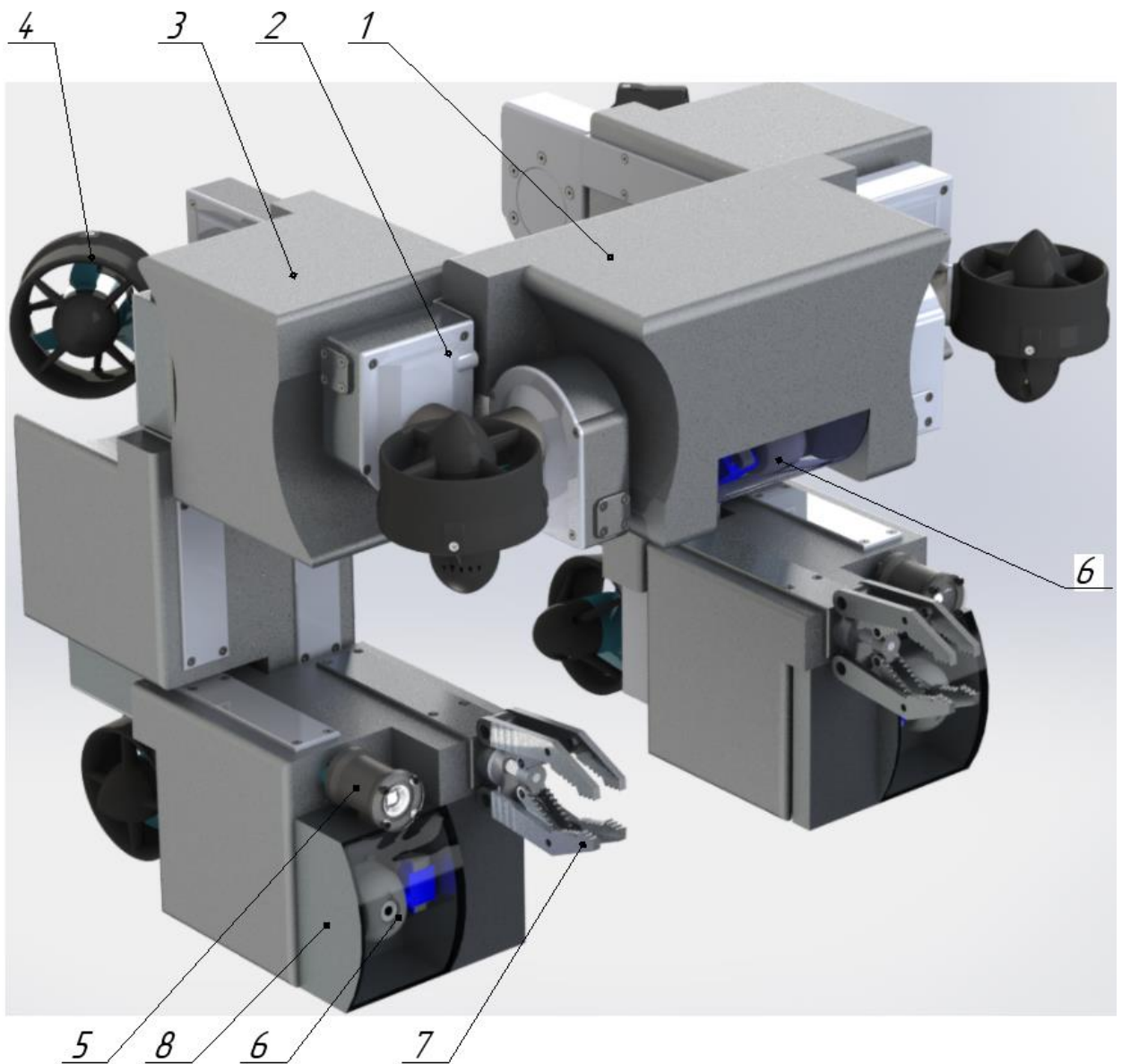


Рисунок 2.2.1 – 3D модель робота

Данный робот состоит из центрального главного блока 1, в котором находится подвижная камера 6. С боков к главному блоку присоединены по три модульных блока 3. Все блоки соединены между собой с помощью шарниров 2. В центре шарниров расположены лопастные движители 4. На крайних блоках установлены захватные устройства 7 и прожектор 5 и модульный блок 8 со встроенной поворотной камерой 6.

## 2.3 Визуализация работы

Согласно поставленной задаче аппарат должен работать в трёх конфигурациях, в которых сегменты робота:

- 1) Направлены вдоль одной оси для перемещения с максимальной скоростью;
- 2) Направлены по U-образной траектории для движения вдоль трубопровода;
- 3) Сложены в кубическую форму для обследования объектов и проведения ремонта.

Первая конфигурация робота, в которой сегменты направлены вдоль одной оси, представлена на рисунке 2.3.1.

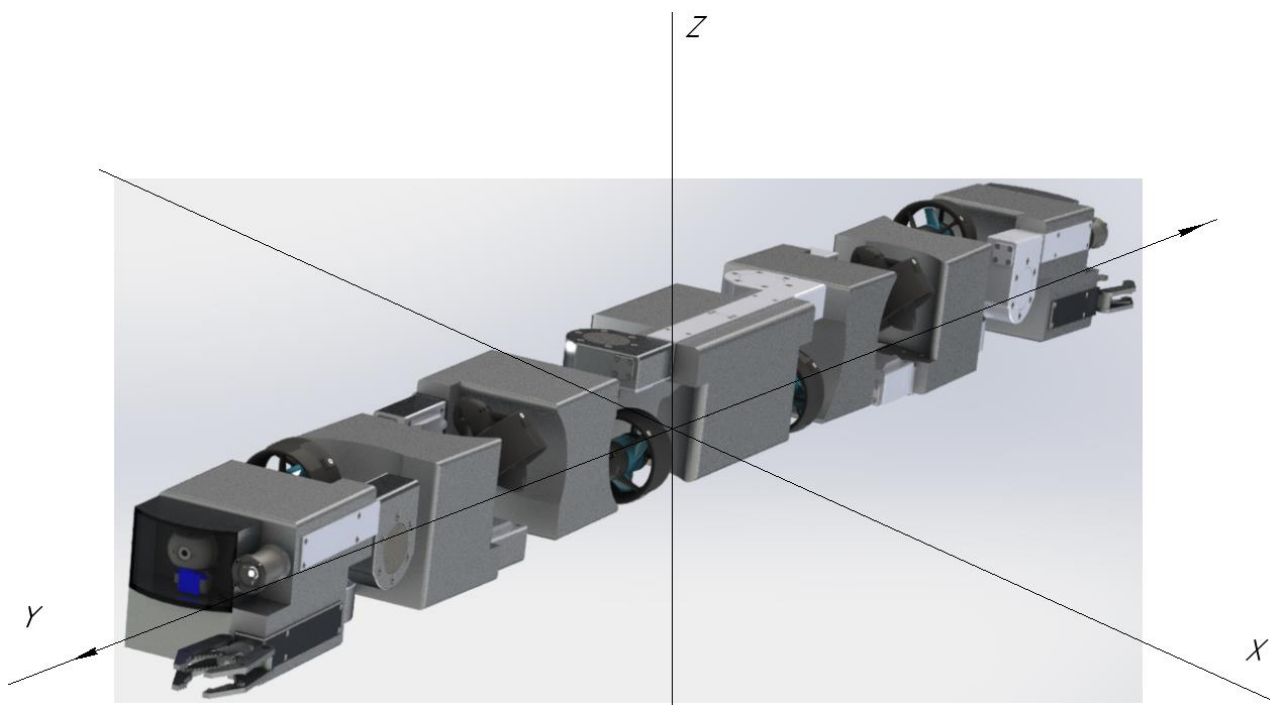


Рисунок 2.3.1 – Первая конфигурация робота

В данной конфигурации робот может перемещаться вдоль одной оси при включении двух крайних и средних движителей. Такой тип движения более быстрый из-за обтекаемой формы и четырёх одновременно работающих движителей. В такой конфигурации камеры и прожекторы



направлены по пути следования, благодаря чему можно видеть препятствия перед роботом и визуально контролировать маршрут.

Подплыв к трубопроводу, робот принимает в U-образную форму (рис. 2.3.2) и начинает движение вдоль трубопровода.

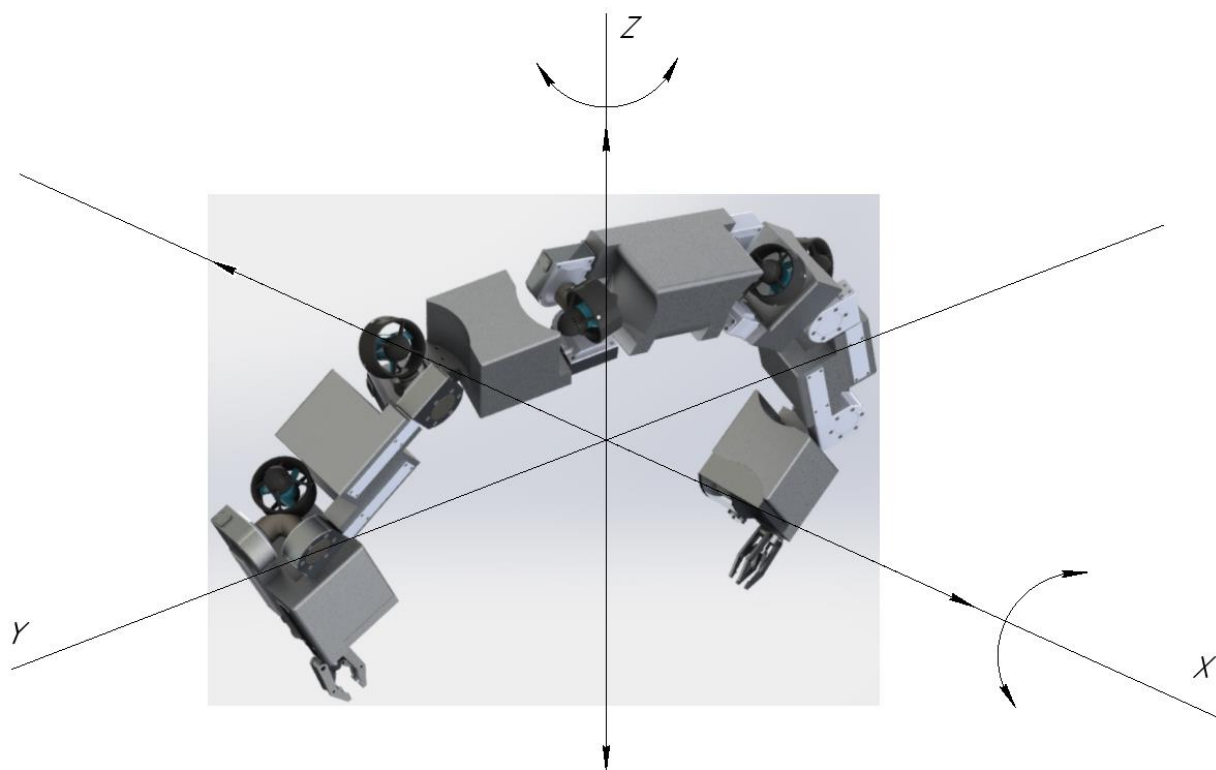


Рисунок 2.3.2 – Вторая конфигурация робота

В данной конфигурации робот может двигаться вдоль двух осей, а так же осуществлять крен и рыскание. Этого достаточно для движения вдоль трубопровода и выполнения поворотов. Камера в центральном блоке направлена вертикально вниз, а камеры на концах робота направлены по бокам трубопровода. Оба прожектора направлены на трубопровод и освещают его. Таким образом, можно осмотреть всю надводную поверхность трубопровода при диаметре трубы не более 800 мм.

При необходимости использования схватов, робот складывается в кубическую форму (рис. 2.3.3), принимая вид двурукого манипулятора.

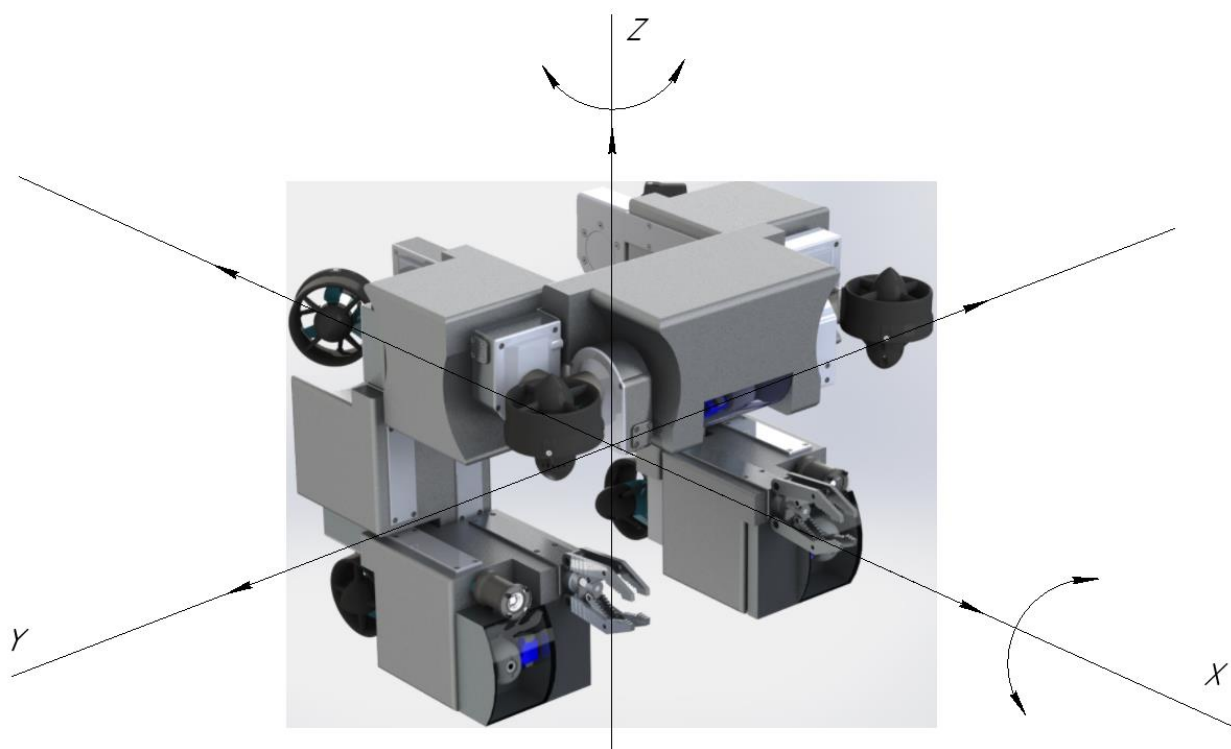


Рисунок 2.3.3 – Третья конфигурация робота

Данную конфигурацию можно считать самой подвижной, поскольку робот может двигаться вдоль трёх осей, а так же осуществлять крен и рыскание. С камеры в главном блоке можно контролировать обстановку спереди, а камеры на концах робота помогают при использовании схватов. Прожекторы освещают пространство перед роботом.

При необходимости перекрыть вентиль, аппарат складывается U-образную форму, принимая вид двурукого манипулятора. Одним захватом он держится за трубу (рис. 2.3.4), а вторым захватом поворачивает вентиль.



Рисунок 2.3.4 – Аппарат перекрывает вентиль

### 3 Разработка и описание кинематики шарнира

#### 3.1 Варианты схемы привода

Шарнир робота приводится в движение двумя одинаковыми приводами. Рассмотрим два варианта схемы привода и выберем более подходящую для данной задачи. Принципиальная кинематическая схема первого варианта привода шарнира изображена на рисунке 3.1.1.

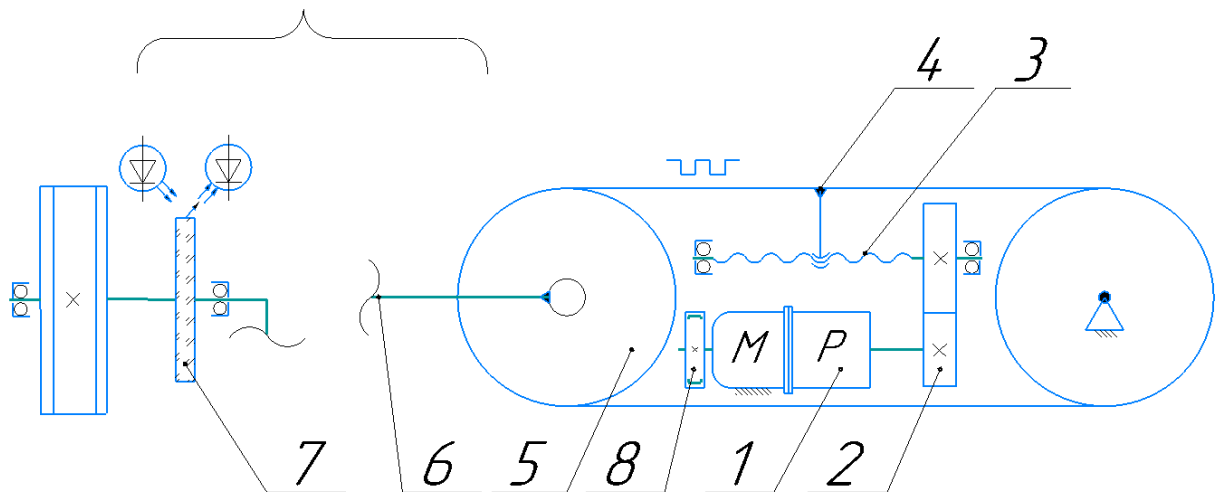


Рисунок 3.1.1 – Кинематическая схема привода шарнира

Привод поворота шарнира 6 осуществляется мотор-редуктором 1 через цилиндрическую передачу 2, которая соединена с передачей винт-гайка 3. Гайка соединена с кареткой 4 ременной передачи, которая вращает колесо 5. Колесо, вращаясь, осуществляет поворот шарнира.

Датчик холла 8 служит для управления скоростью мотор-редуктора. Абсолютный оптический энкодер 7 контролирует угловое положение шарнира.

Принципиальная кинематическая схема второго варианта привода шарнира изображена на рисунке 3.1.2.

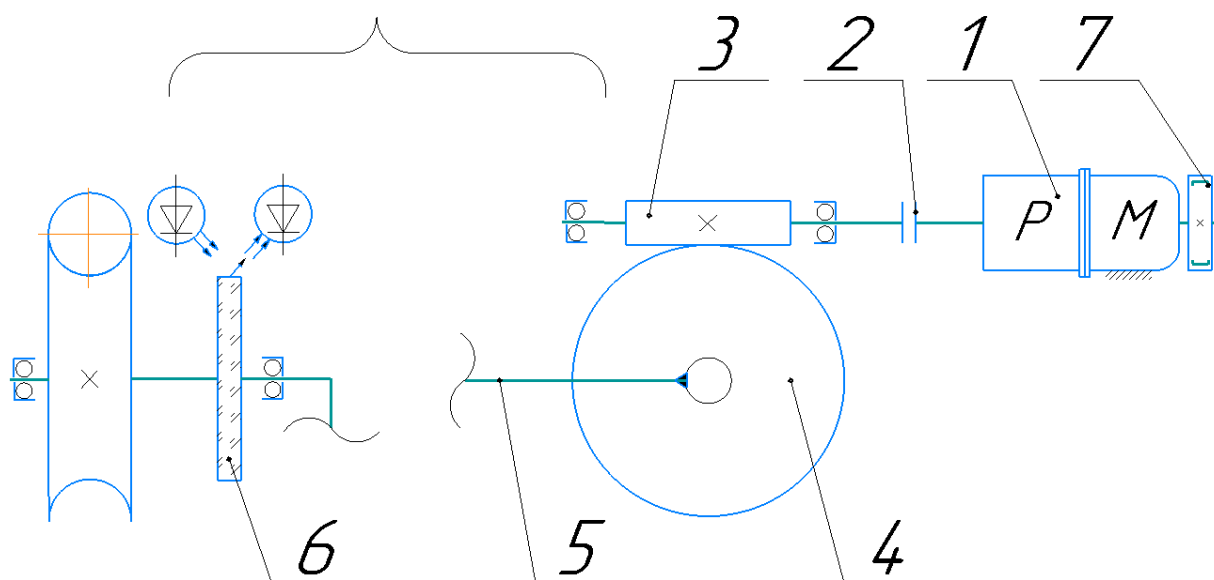


Рисунок 3.1.2 – Кинематическая схема привода шарнира

Привод поворота шарнира 5 осуществляется мотор-редуктором 1 соединённым с червячной передачей 3 с помощью муфты 2. Червячное колесо 4 вращаясь, обеспечивает поворот шарнира 5.

Датчик холла 7 служит для управления скоростью мотор-редуктора. Абсолютный оптический энкодер 6 контролирует угловое положение шарнира.

### 3.2 Выбор схемы привода

Проанализировав схемы двух вариантов приводов шарнира, была выбрана вторая схема. Данная схема отличается более простой конструкцией и меньшими габаритами. В первой схеме благодаря передаче винт-гайка можно получить достаточно большую точность работы привода, однако, по заданию большая точность от него не требуется.

Полная кинематическая схема шарнира робота со вторым вариантом привода представлена на рисунке 3.2.1.



#### 4 Описание схемы информационно-управляющей подсистемы

Структурно-функциональная схема робота, из которой видна система управления и связи между блоками робота, представлена на рисунке 4.1

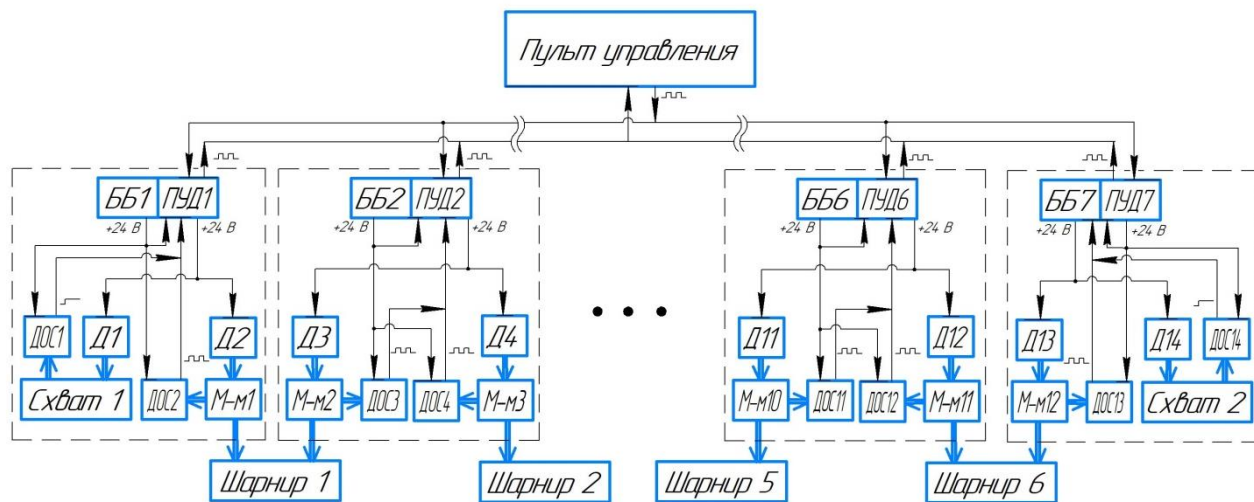


Рисунок 4.1 – Структурно-функциональная схема робота

От пульта управления по шине данных подаются сигналы управления к платам управления двигателями (ПУД), установленными в каждом из семи блоков. На данной схеме представлены по два крайних блока, из которых виден принцип управления схватами и шарнирами. В каждом блоке робота имеется блок батарей (ББ), питающих плату управления двигателями и датчики обратной связи (ДОС). Шарнир приводится в движение с помощью двигателя (Д) через механическую передачу (М-м). Электромеханический привод снабжён датчиком обратной связи, обеспечивающим позиционное управление.

## 5 Описание конструкции шарнира

На основе кинематической схемы, исходных и расчётных данных в программном комплексе SolidWorks была разработана 3D модель шарнира (рис. 5.1) змеевидного робота и создан сборочный чертёж, представленный в приложении В.

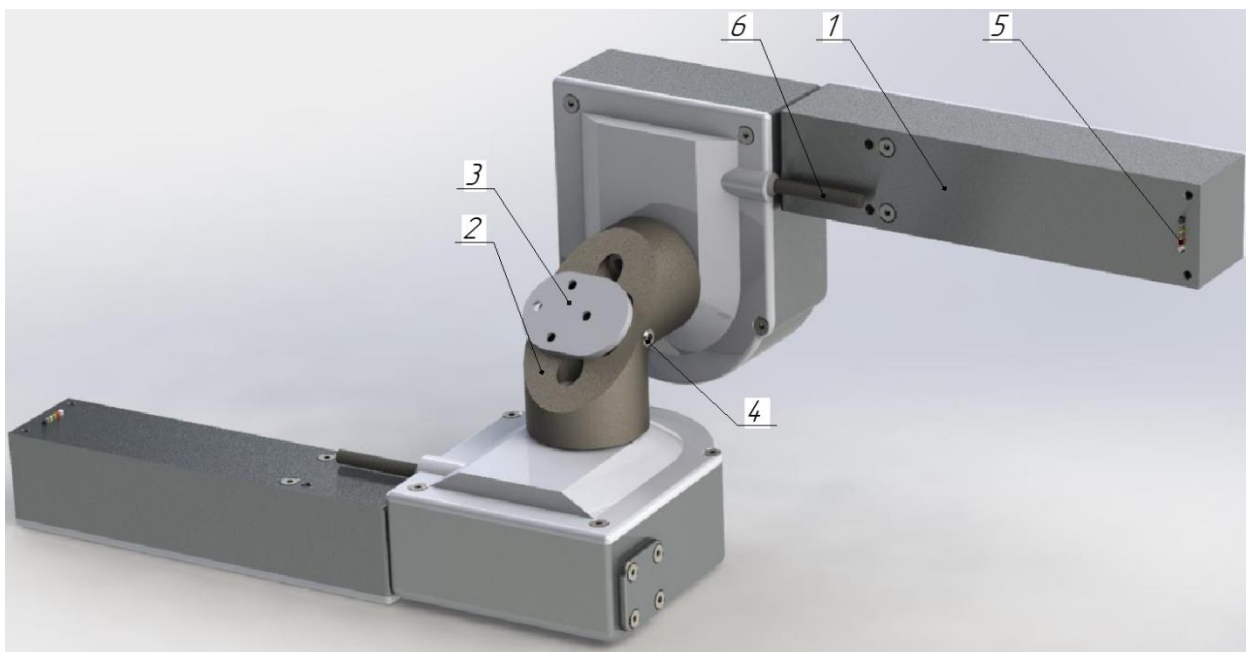


Рисунок 5.1 – 3D модель шарнира

Два привода 1, соединённых между собой под углом  $90^\circ$  с помощью центрального крепления 2, образуют шарнир. Каждый шарнир может свободно поворачиваться на  $90^\circ$  в одну сторону и на  $40^\circ$  в другую. На центральном креплении закреплена платформа 3, на которую будет установлен подводный лопастной движитель. Платформу можно повернуть на любой угол и закрепить на месте с помощью установочного винта 4. Так же из привода выходят кабели от мотора с энкодером 5 и от абсолютного датчика углового положения 6 для подключения к плате управления двигателем. Итоговый размер шарнира составляет 383x146x146 мм.

Рассмотрим устройство привода шарнира. На рисунке 5.2 представлен привод со снятыми крышками. Для удобства изготовления корпус привода



был разделён на 2 части. В первой части находится мотор-редуктор со встроенным энкодером 1, соединённый с муфтой 2.

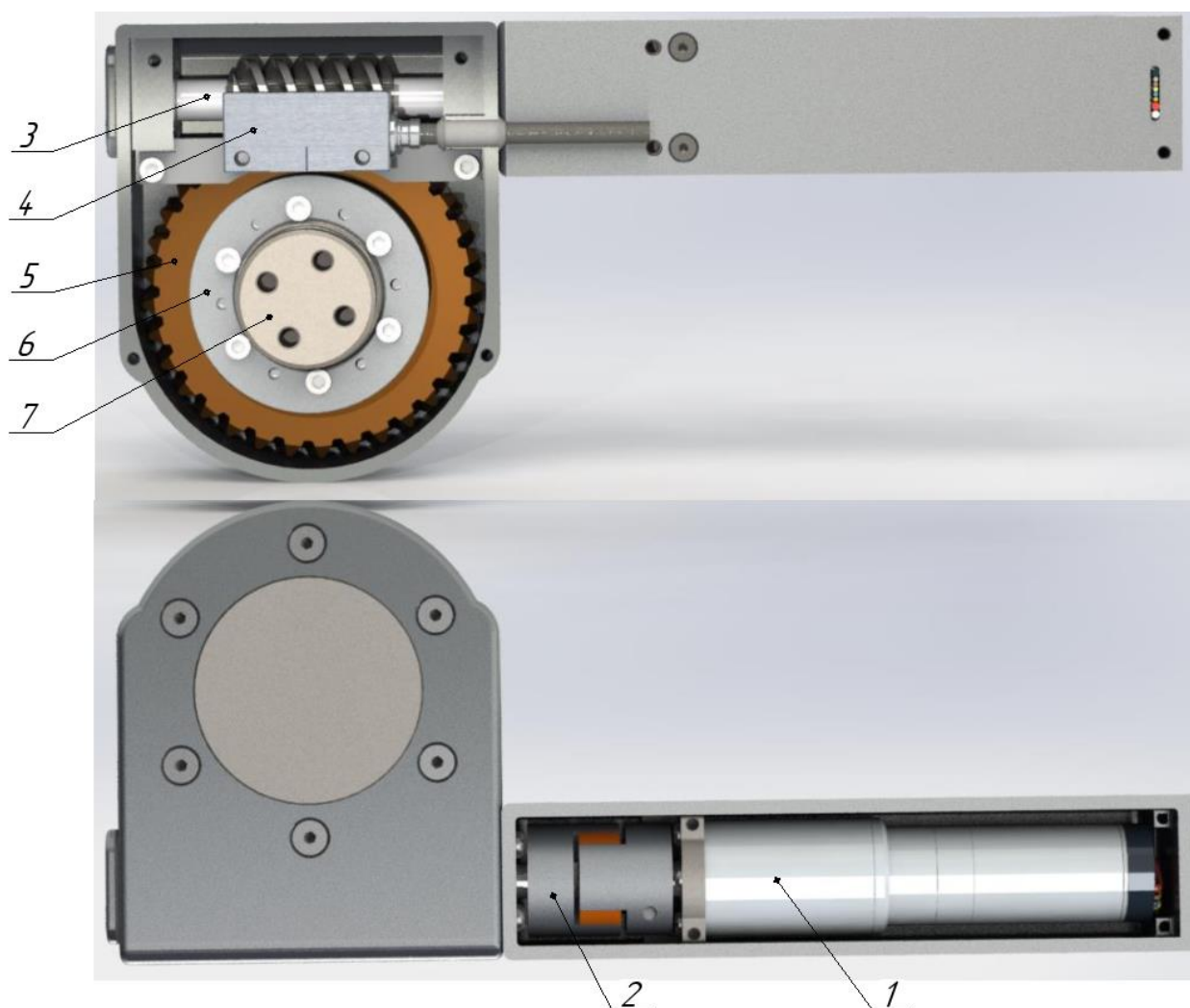


Рисунок 5.2 – 3D модель привода

Во второй части находится червяк 3, который через отверстие в стенке соединяется с муфтой. Червяк передаёт вращение на червячное колесо 5, на котором с помощью фланца закреплён вал 7. Так же тут присутствует абсолютная энкодерная система RESOLUTE, состоящая из поворотного кольца 6, установленного на валу и считывающая головка 4.

Обе части корпуса соединяются между собой четырьмя винтами и прилегающие поверхности промазываются герметиком для изоляции. Также герметиком промазываются стыки крышки и корпуса. Для большей изоляции на валу предусмотрена канавка под уплотнительное кольцо. Для соединения

приводов с центральным креплением, на торце вала сделано 4 глухих отверстия с резьбой. В первой части корпуса так же присутствуют 4 глухих отверстия с резьбой для соединения привода с корпусом.

## 6 Выбор двигателя

### 6.1 Расчёт необходимых характеристик

Шарнир робота состоит из двух одинаковых приводов с одинаковыми характеристиками. Каждый из приводов приводится в движение с помощью мотор-редуктора. Данный расчёт направлен на нахождение необходимых характеристик мотор-редуктора для правильной работы шарнира робота.

При расчёте не учитывается кинематическая погрешность червячной передачи и считается, что момент приложенный к выходному звену постоянный и максимальный. Расчётная схема представлена на рисунке 6.1.1.

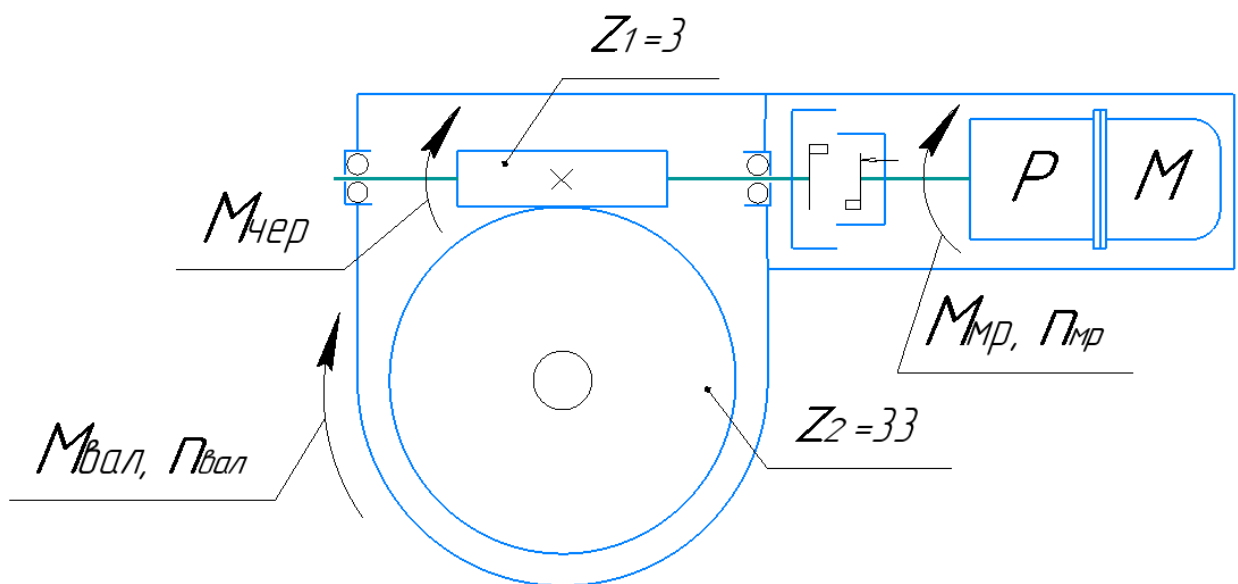


Рисунок 6.1.1 – Расчётная схема привода

Согласно заданию, шарнир робота должен развивать момент в 50 Н·м. Так же шарнир должен поворачиваться на 130° за 10 секунд. Вычислим необходимое количество оборотов в минуту:

$$n_{\text{вал}} = \frac{130 \cdot 60}{10 \cdot 360} = 2,17 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \quad (1)$$

Выходной вал шарнира соединён через фланец с червячным колесом. На червячное колесо передаётся момент от червяка.

Геометрический и прочностной расчёты червячной передачи были проведены в приложении "Валы и механические передачи 2D" системы КОМПАС-3D. В приложении А приведены все рассчитанные параметры передачи. Основные параметры передачи приведены в таблице 6.1.1.

Таблица 6.1.1 – Параметры червячной передачи

Наименование параметра	Буквенное обозначение	Значение
Число заходов червяка	$Z_1$	3
Число зубьев червячного колеса	$Z_2$	33
Модуль, мм	$m$	2
Передаточное число	$i_{чп}$	11
Коэффициент диаметра червяка	$q$	7,1
Угол подъема винтовой линии	$\gamma$	22°54'21"
Угол профиля исходного контура	$\alpha_0$	22°00'00"
Коэффициент смещения червяка	$x$	+1

Необходимый момент на червяке, учитывая потери, можно рассчитать по формуле:

$$M_{\text{чер}} = \frac{M_{\text{вал}}}{i_{\text{чп}} \cdot \eta_{\text{чп}} \cdot \eta_{\text{подш}}^2} = \frac{50}{11 \cdot 0,7 \cdot 0,99^2} = 6,63 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2)$$

где  $M_{\text{вал}}$  – номинальный момент на валу,

$M_{\text{чер}}$  – номинальный момент на червяке,

$i_{\text{чп}}$  – передаточное число червячной передачи,

$\eta_{\text{чп}}$  – КПД червячной передачи ( $\eta_{\text{чп}} = 0,7$ ),

$\eta_{\text{подш}}$  – КПД подшипников ( $\eta_{\text{подш}} = 0,99$ ).

Количество оборотов червяка, равное количеству оборотов мотор-редуктора, можно рассчитать по формуле:

$$n_{\text{чер}} = n_{\text{мр}} = n_{\text{вал}} \cdot i_{\text{чп}} = 2,17 \cdot 11 = 23,9 \text{ об/мин} \quad (3)$$

где  $n_{\text{чер}}$  – номинальное число оборотов червяка,

$n_{\text{мр}}$  – номинальное число оборотов мотор-редуктора,

$n_{\text{вал}}$  – номинальное число оборотов выходного вала,

$i_{\text{чп}}$  – передаточное число червячной передачи ( $i_{\text{чп}} = 11$ ).

Момент от мотор-редуктора через муфту передаётся на червяк. Учитывая потери, рассчитаем необходимый момент на мотор-редукторе по формуле:

$$M_{\text{мр}} = \frac{M_{\text{чер}}}{\eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{подш}}^2} = \frac{6,63}{0,98 \cdot 0,99^2} = 6,9 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4)$$

где  $M_{\text{чер}}$  – номинальный момент на червяке,

$M_{\text{мр}}$  – номинальный момент мотор-редуктора,

$\eta_{\text{муф}}$  – КПД муфты (принимаем  $\eta_{\text{муф}} = 0,98$ ),

$\eta_{\text{подш}}$  – КПД подшипников (принимаем  $\eta_{\text{подш}} = 0,99$ ).

Полученные характеристики привода: момент  $M_{\text{мр}} = 6,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и частота вращения  $n_{\text{мр}} = 23,9 \text{ об/мин}$ . Характеристики привода были выбраны при действии максимально возможной нагрузки.

## 6.2 Выбор двигателя

Исходя из полученных характеристик привода, выбираем из каталога оптимально подходящие мотор и редуктор компании Махон. Характеристики мотора и редуктора указаны в таблицах 6.2.1 и 6.2.2 соответственно.

Таблица 6.2.1 – Характеристики мотора

Мотор	Размер, мм	Момент, мН·м	Число оборотов, об/мин
ECX TORQUE 22 M	Ø22x43	28,6	13100

Таблица 6.2.2. – Характеристики редуктора

Редуктор	Размер, мм	Передаточное число	КПД
Planetary gearhead GPX 26 HP Ø26 mm, 4-stage	Ø26x52,4	439:1	55%

Сравним требуемые характеристики привода и характеристики итоговой конфигурации мотор-редуктора В7В8С2443FАС (табл. 6.2.3).

Таблица 6.2.3 – Сравнение характеристик

	Требуемые характеристики	Характеристики выбранного мотор-редуктора
Частота вращения выходного вала, об/мин	23,9	24
Вращающий момент на выходном валу, Н·м	6,9	6,9

## 7 Проверочный расчёт червячной передачи на прочность

### 7.1 Исходные данные

В червячных передачах зубья червячного колеса рассчитывают на изгиб и контактную прочность. Кроме выкашивания рабочих поверхностей зубьев червячного колеса велика опасность заедания и изнашивания, которые зависят от значений контактных напряжений. Поэтому для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, а расчет по напряжениям изгиба — проверочным.

Расчёт будет производиться по методике М.В. Аввакумова и А.Б. Коновалова [14]. Данный расчёт направлен на проверку прочности червячной передачи, геометрия которой была рассчитана в приложении "Валы и механические передачи 2D" системы КОМПАС-3D. В приложении А приведены все рассчитанные параметры передачи. Основные параметры передачи, необходимые для расчёта, приведены в таблице 7.1.1.

Таблица 7.1.1 – Параметры червячной передачи

Наименование параметра	Буквенное обозначение	Значение
Число заходов червяка	$Z_1$	3
Число зубьев червячного колеса	$Z_2$	33
Модуль, мм	$m$	2
Передаточное число	$i_{чп}$	11
Вид червяка	–	ZT
Степень точности	–	7
Делительный диаметр червячного колеса, мм	$d_2$	66
Ширина венца зубчатого колеса, мм	$b_2$	10
Начальный диаметр червяка, мм	$d_{w1}$	18,2
Начальный угол подъема	$\gamma_w$	18°14'45"
Скорость скольжения, м/с	$v_s$	0,024

В данной червячной передаче применяют червяк, изготовленный из стали 40X с поверхностной закалкой токами высокой частоты (ТВЧ) до твердости 45-55 HRC с последующим шлифованием и полированием витков. Материал для червячного колеса и его механические характеристики приведены в таблице 7.1.2.

Таблица 7.1.2 – Механические характеристики материала червячного колеса

Материал червячного колеса	Способ отливки	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Скорость скольжения $v_s$ , м/с
БрА10Ж4Н4Л	центробежный	600	295	<5

## 7.2 Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения для червячных колес из безоловянных бронз выбирают из условия сопротивления заеданию без учета числа циклов нагружения. Допускаемые контактные напряжения для материала венца червячного колеса рассчитываются по формуле:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot C_v \cdot Z_N, \text{ МПа} \quad (5)$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости зубьев колеса при базовом числе циклов нагружения  $N_{но} = 10^7$ ,

$C_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала колеса (для безоловянных бронз  $C_v = 1$ ),

$Z_N$  – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи (для безоловянных бронз принимают  $Z_N = 1$ ).

Для безоловянных бронз при твердости поверхности витков червяка больше 45 HRC,  $\sigma_{Hlim}$  высчитывают по следующей формуле:



$$\sigma_{Hlim} = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 0,024 = 299,4 \text{ МПа} \quad (6)$$

где  $v_s$  – скорости скольжения витков червяка по зубьям колеса ( $v_s = 0,024$  м/с).

Подставив полученные значения в формулу 5, найдём допускаемые контактные напряжения для материала венца червячного колеса:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot C_v \cdot Z_N = 299,4 \cdot 1 \cdot 1 = 299,4 \text{ МПа}$$

### 7.3 Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба для зубьев червячного колеса при длительной работе, можно найти по формуле:

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot Y_N, \text{ МПа} \quad (7)$$

где  $\sigma_{Flim}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов нагружения  $N_{F0} = 10^6$ ,

$Y_N$  – коэффициент долговечности при расчете зубьев на изгиб (для кратковременно работающих червячных передач принимают  $Y_N = 1$ ).

Для реверсивных передач,  $\sigma_{Flim}$  высчитывают по следующей формуле:

$$\sigma_{Flim} = 0,16 \cdot \sigma_B = 0,16 \cdot 600 = 96 \text{ МПа} \quad (8)$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности материала.

Подставив полученные значения в формулу 5, найдём напряжения изгиба для зубьев червячного колеса:

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot Y_N = 96 \cdot 1 = 96 \text{ МПа}$$

### 7.4 Проверочный расчет передачи на контактную прочность

Рассчитав допустимые контактные напряжения и напряжения изгиба, необходимо найти напряжения, возникающие при действии максимально

возможных нагрузок. Данный расчёт будет проводиться при действии на червячное колесо постоянной нагрузки в 50 Н·м. Рассчитаем действующие контактные напряжения по формуле:

$$\sigma_H = Z_0 \cdot \sqrt{\frac{K \cdot F_{t2}}{d_2 \cdot d_{w1}}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа} \quad (9)$$

где  $Z_0 = 275$  – для передач с вогнутым профилем витков червяка (ZT), МПа<sup>1/2</sup>,

$K$  – коэффициент нагрузки,

$F_{t2}$  – окружная сила на червячном колесе, Н,

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса, мм,

$d_{w1}$  – начальный диаметр червяка, мм,

$[\sigma_H]$  – допускаемые контактные напряжения, МПа.

Для использования формулы необходимо найти окружную силу на колесе и коэффициент нагрузки. Окружную силу найдём по формуле:

$$F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 50}{66} = 1515,2 \text{ Н} \quad (10)$$

где  $T_2$  – момент на червячном колесе ( $T_2 = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ),

$d_2$  – диаметр червячного колеса ( $d_2 = 66 \text{ мм}$ ).

Коэффициент нагрузки для червячных передач рассчитывается по формуле:

$$K = K_\beta \cdot K_v \quad (11)$$

где  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба колеса,

$K_v$  – коэффициент динамической нагрузки, возникающей в зацеплении.

При постоянном режиме нагружения, учитывая хорошую прирабатываемость материала венца червячного колеса, принимают коэффициент концентрации нагрузки  $K_\beta = 1$ .

Коэффициент динамической нагрузки  $K_v$  определяют по таблице 7.4.1 в зависимости от степени точности передачи и скорости скольжения.

Таблица 7.4.1 – Значения коэффициента динамической нагрузки  $K_v$

Степень точности передачи	Скорость скольжения $v_s$ , м/с			
	ДО 1,5	1,5-3,0	3,0-7,5	7,5-12
6	-	-	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,0-1,1	1,1-1,2	1,2-1,3	-

Учитывая 7 степень точности передачи и скорость скольжения менее 1,5 м/с, выбираем значение коэффициента динамической нагрузки  $K_v = 1$ . Подставив значения в формулу 11, рассчитаем коэффициент нагрузки:

$$K = K_\beta \cdot K_v = 1 \cdot 1 = 1$$

Найдём расчетные контактные напряжения по формуле 9:

$$\sigma_H = Z_0 \cdot \sqrt{\frac{K \cdot F_{t2}}{d_2 \cdot d_{w1}}} = 275 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 1515,2}{66 \cdot 18,2}} = 308,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 308,8 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 299,4 \text{ МПа}$$

Расчётные напряжения получились больше допускаемых напряжений, следовательно, червячная передача работает с перегрузкой. Допускаемая перегрузка передачи ( $\sigma_H > [\sigma_H]$ ) не более 5 %. Отклонение расчетного напряжения  $\sigma_H$  от допускаемых контактных напряжений  $[\sigma_H]$  найдём по формуле:

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 = \frac{308,8 - 299,4}{299,4} \cdot 100 = 3,1 \%$$

В итоге получаем, что проверочный расчет передачи на контактную прочность пройден. Передача работает с допускаемой перегрузкой в 3,1 %.

### 7.5 Проверочный расчет зубьев колеса на выносливость при изгибе

Рассчитаем действующие напряжения изгиба по формуле:

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot F_{t2} \cdot K}{b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma_w} Y_{F2} \leq [\sigma_F] \quad (12)$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе, Н,

$K$  – коэффициент нагрузки,

$b_2$  – ширина венца колеса, мм,

$m$  – модуль передачи, мм,

$\gamma_w$  – начальный угол подъема витка червяка, угл.град.,

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба червячного колеса,

$[\sigma_F]$  – допускаемые напряжения изгиба для зубьев червячного колеса, МПа.

В формуле не известен только коэффициент формы зуба червячного колеса, который вычисляют по формулам:

$$\begin{aligned} Y_{F2} &= 2,40 - 0,0214 \cdot Z_{v2} \text{ при } Z_{v2} < 37; \\ Y_{F2} &= 2,21 - 0,0162 \cdot Z_{v2} \text{ при } Z_{v2} = 37 - 45; \\ Y_{F2} &= 1,72 - 0,0053 \cdot Z_{v2} \text{ при } Z_{v2} > 45; \end{aligned} \quad (13)$$

где  $Z_{v2}$  – эквивалентное число зубьев колеса.

Эквивалентное число зубьев колеса вычислим по формуле:

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma_w} = \frac{33}{\cos^3(18^\circ 14' 45'')} = 38,4 \quad (14)$$

Узнав эквивалентное число зубьев колеса, можно найти коэффициент формы зуба червячного колеса из формулы 13:

$$Y_{F2} = 2,21 - 0,0162 \cdot Z_{v2} = 2,21 - 0,0162 \cdot 38,4 = 1,59$$

Подставив в формулу 12 все необходимые значения, вычислим действующие напряжения изгиба:

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot F_{t2} \cdot K}{b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma_w} Y_{F2} = \frac{0,7 \cdot 1515,2 \cdot 1}{10 \cdot 2 \cdot \cos(18^\circ 14' 45'')} 1,59 = 88,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = 88,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 96 \text{ МПа}$$

В итоге получаем, что проверочный расчет передачи на выносливость зубьев колеса при изгибе изгиба пройден.

## 7.6 Определение КПД червячной передачи

Для определения реальных характеристик привода шарнира необходимо вычислить КПД червячной передачи. Общий коэффициент полезного действия червячной передачи можно найти по формуле:

$$\eta_{\text{ч.п.}} = \frac{0,96 \cdot \operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)} \quad (15)$$

где  $\gamma_w$  - начальный угол подъема витка червяка,

$\rho$  - приведенный угол трения.

Значение приведённого угла трения  $\rho$  между стальным червяком с твердостью витков  $>45$  HRC и колесом из бронзы принимают по таблице 7.6.1 в зависимости от скорости скольжения  $v_s$ .

Таблица 7.6.1 – Значение приведённого угла трения  $\rho$

Материал колеса	Скорость скольжения $v_s$ м/с				
	0,5	1	1,5	2	2,5
Оловянные бронзы	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'
Безоловянные бронзы	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'

Исходя из заданных параметров выбираем значение приведённого угла трения  $\rho = 3^{\circ}40'$ . Подставляем значения в формулу 15 и находим КПД передачи:

$$\eta_{\text{ч.п.}} = \frac{0,96 \cdot \operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)} = \frac{0,96 \cdot \operatorname{tg}(18^{\circ}14'45'')}{\operatorname{tg}(18^{\circ}14'45'' + 3^{\circ}40')} = 0,8$$

Итоговый коэффициент полезного действия червячной передачи равняется  $\eta_{\text{ч.п.}} = 0,8$ .

## 8 Расчёт характеристик привода шарнира

Ранее в работе был выбран мотор-редуктор и определено КПД червячной передачи. Необходимо произвести обратный расчёт привода шарнира для нахождения его реальных характеристик. При расчёте не учитывается кинематическая погрешность червячной передачи и считается, что момент выдаваемый мотор редуктором постоянный и максимальный. Расчётная схема, представленная на рисунке 8.1 аналогична расчётной схеме при выборе двигателя, однако здесь расчёт начинается от мотор-редуктора.

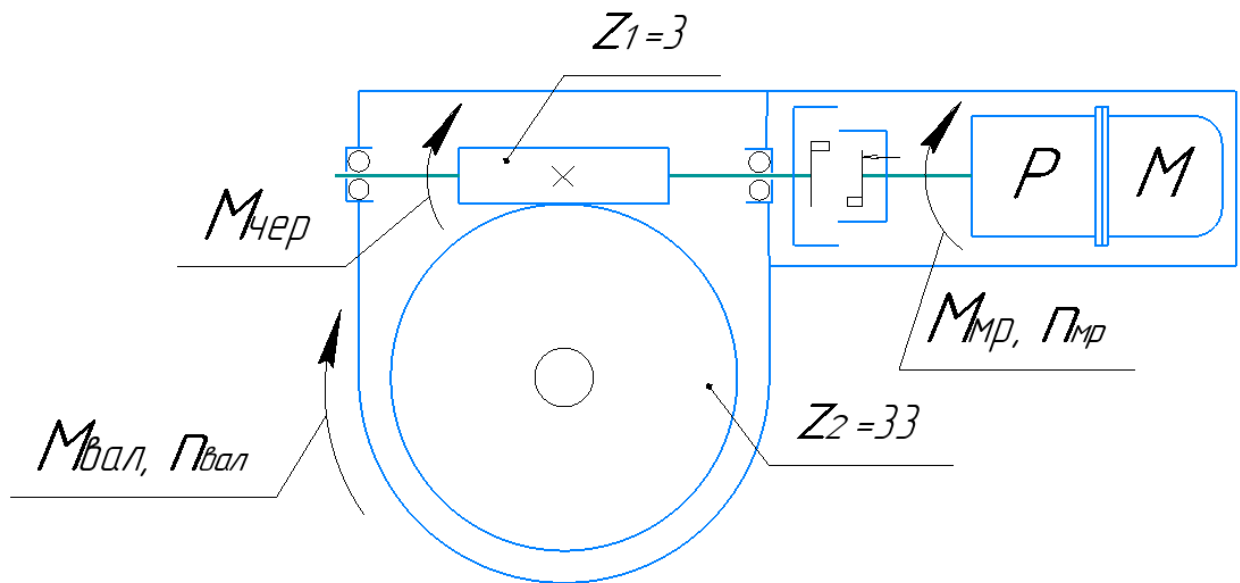


Рисунок 8.1 – Расчётная схема привода

Момент от мотор-редуктора через муфту передаётся на червяк. В таблице 6.2.3 приведены характеристики выбранного мотор-редуктора. Рассчитаем момент на червяке по формуле:

$$M_{\text{чep}} = M_{\text{мр}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{подш}}^2 = 6,9 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 6,63 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (16)$$

где  $M_{\text{чep}}$  – номинальный момент на червяке,

$M_{\text{мр}}$  – номинальный момент мотор-редуктора,

$\eta_{\text{муф}}$  – КПД муфты (принимаем  $\eta_{\text{муф}} = 0,98$ ),

$\eta_{\text{подш}}$  – КПД подшипников (принимаем  $\eta_{\text{подш}} = 0,99$ ).

Количество оборотов червяка равно количеству оборотов мотор-редуктора  $n_{\text{чер}} = n_{\text{мр}} = 24 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ .

Выходной вал шарнира соединён через фланец с червячным колесом. На червячное колесо передаётся момент от червяка. Момент на валу, равный моменту на червячном колесе, можно рассчитать по формуле:

$$M_{\text{вал}} = M_{\text{чер}} \cdot i_{\text{чп}} \cdot \eta_{\text{чп}} = 6,63 \cdot 11 \cdot 0,8 = 58,3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (17)$$

где  $M_{\text{вал}}$  – номинальный момент на валу,

$M_{\text{чер}}$  – номинальный момент на червяке,

$i_{\text{чп}}$  – передаточное число червячной передачи,

$\eta_{\text{чп}}$  – общий КПД червячной передачи ( $\eta_{\text{чп}} = 0,8$ ).

Число оборотов вала, равное числу оборотов червячного колеса можно рассчитать по формуле:

$$n_{\text{вал}} = \frac{n_{\text{чер}}}{i_{\text{чп}}} = \frac{24}{11} = 2,2 \text{ об/мин} \quad (18)$$

где  $n_{\text{чер}}$  – номинальное число оборотов червяка,

$n_{\text{вал}}$  – номинальное число оборотов выходного вала,

$i_{\text{чп}}$  – передаточное число червячной передачи ( $i_{\text{чп}} = 11$ ).

Зная число оборотов вала можно вычислить время, которое понадобится для поворота вала на  $130^\circ$ :

$$t = \frac{130 \cdot 60}{n_{\text{вал}} \cdot 360} = \frac{130 \cdot 60}{2,2 \cdot 360} = 9,8 \text{ с}$$

Расчёты показали, что привод шарнира может развивать момент до 58,3 Н·м, однако существуют ограничения по прочности червячного колеса. Поэтому максимальный момент выдаваемый приводом шарнира должен быть ограничен. Это можно сделать программно, ограничив максимальный ток, подаваемый на мотор-редуктор. Так же расчёты показали, что шарнир может поворачиваться на  $130^\circ$  менее чем за 10 секунд.



## 9 Расчёт развиваемого манипулятором усилия и момента

В разделе 2.3 говорилось, что аппарат при необходимости способен перекрыть вентиль. Предположим, что робот одним захватом надёжно держится за трубу, а вторым захватом поворачивает вентиль. Данный расчёт направлен на поиск максимального усилия, которое может создать шарнир робота. При расчёте предполагается, что все звенья робота заторможены и сам робот абсолютно неподвижен, а усилие создаёт только крайний привод. При этом момент шарнира постоянный и максимальный.

Расчётная схема для поиска максимального усилия и момента манипулятора представлена на рисунке 9.1.

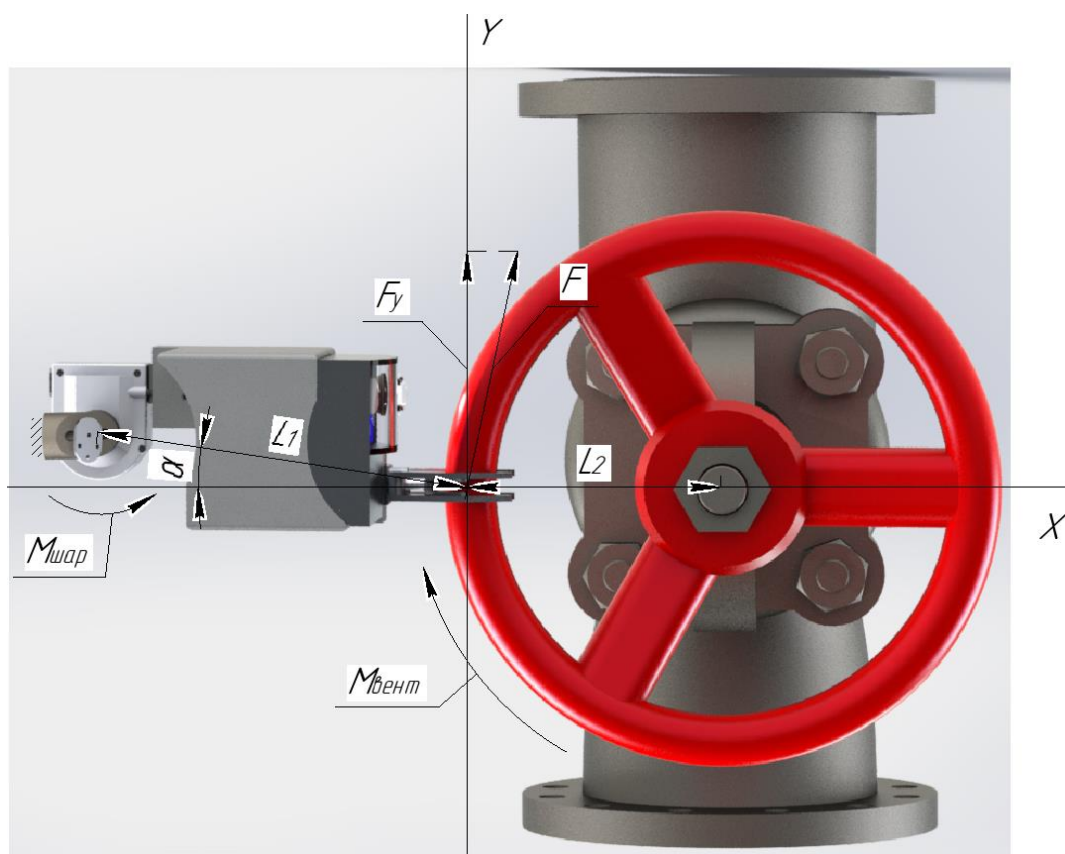


Рисунок 9.1 – Расчётная схема

Исходные данные:

$M_{шар} = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$  – момент создаваемый шарниром,

$L_1 = 301 \text{ мм}$  – плечо силы  $F$ ,

$L_2 = 220 \text{ мм}$  – радиус вентиля,

$\alpha = 6,6^\circ$  – угол.

Шарнир, при повороте, создаёт момент  $M_{\text{шар}}$ . Рассчитаем силу  $F$ , которую может приложить схват манипулятора к вентилю по формуле:

$$F = \frac{M_{\text{шар}}}{L_1} = \frac{50}{0,301} = 166,1 \text{ Н} \quad (19)$$

Усилие, приложенное к вентилю, создаёт вращающий момент  $M_{\text{вент}}$ . Рассчитать создаваемый момент можно по формуле:

$$M_{\text{вент}} = F_y \cdot L_2 = F \cdot \cos(\alpha) \cdot L_2 = 166,1 \cdot \cos(6,6^\circ) \cdot 0,22 = 36,3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (20)$$

Робот, держась одним захватом за трубу, а вторым захватом за вентиль, может создавать усилие. При приложении усилия к вентилю, создаётся вращающий момент. Расчёты показали, что создаваемый манипулятором вращающий момент на вентилю до 36,3 Н·м (при диаметре вентиля 440 мм) достаточен для поворота вентиля и перекрытия трубопровода.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе был разработан змеевидный подводный робот для обслуживания подводных трубопроводов. Был разработан шарнир робота, который может поворачиваться в двух осях на  $130^\circ$ . Для привода был подобран двигатель, с помощью которого момент развиваемый шарниром равняется  $50 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а время поворота не превышает 10 с. Так же была создана 3D модель робота и наглядно показана его работа в каждой из трёх конфигурациях:

- когда все сегменты направлены вдоль одной оси;
- изгибаться в U-образный роботизированный;
- приобретать кубическую форму.

При данных размерах робот может обслуживать подводные трубопроводы диаметром не более 800 мм. Однако максимальный возможный диаметр трубопровода может составлять до 1300 мм. Основываясь на этом можно порекомендовать увеличить длину модульных блоков, тем самым увеличив общую длину робота.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Ремизов А. Е., Колпаков Д. А. Мониторинг технического состояния, обслуживание и ремонт подводных трубопроводов / А. Е. Ремизов, Д. А. Колпаков // 13-я Международная выставка и конференция по освоению ресурсов нефти и газа Российской Арктики и континентального шельфа стран СНГ / RAO/CIS Offshore. Москва. 2017.

2 ИПМТ ДВО РАН: Исследование и разработка необитаемых подводных робототехнических систем и комплексов, URL: <http://www.imtp.febras.ru/podvodnaya-robototexnika.html>

3 Бойко А. Eelume, [www.robotrends.ru/robopedia/eelume](http://www.robotrends.ru/robopedia/eelume)

4 Ефремова Э. EELY500 // Ридус: Интернет-газета. 2019. URL: <https://www.ridus.ru/news/293492> (дата обращения: 05.01.2020).

5 Схемы технологических машин. Правила выполнения и синтез кинематических, пневматических, гидравлических и электронных схем [Текст]: учеб. пособие / С. В. Павлюченко и др. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 175 с.

6 Махон: Каталог “Махон”, URL: <https://www.maxongroup.com/maxon/view/catalog>

7 Электропривод: Безлюфтовая упругая муфта, URL: [https://electroprivod.ru/coupling\\_sjc.htm](https://electroprivod.ru/coupling_sjc.htm)

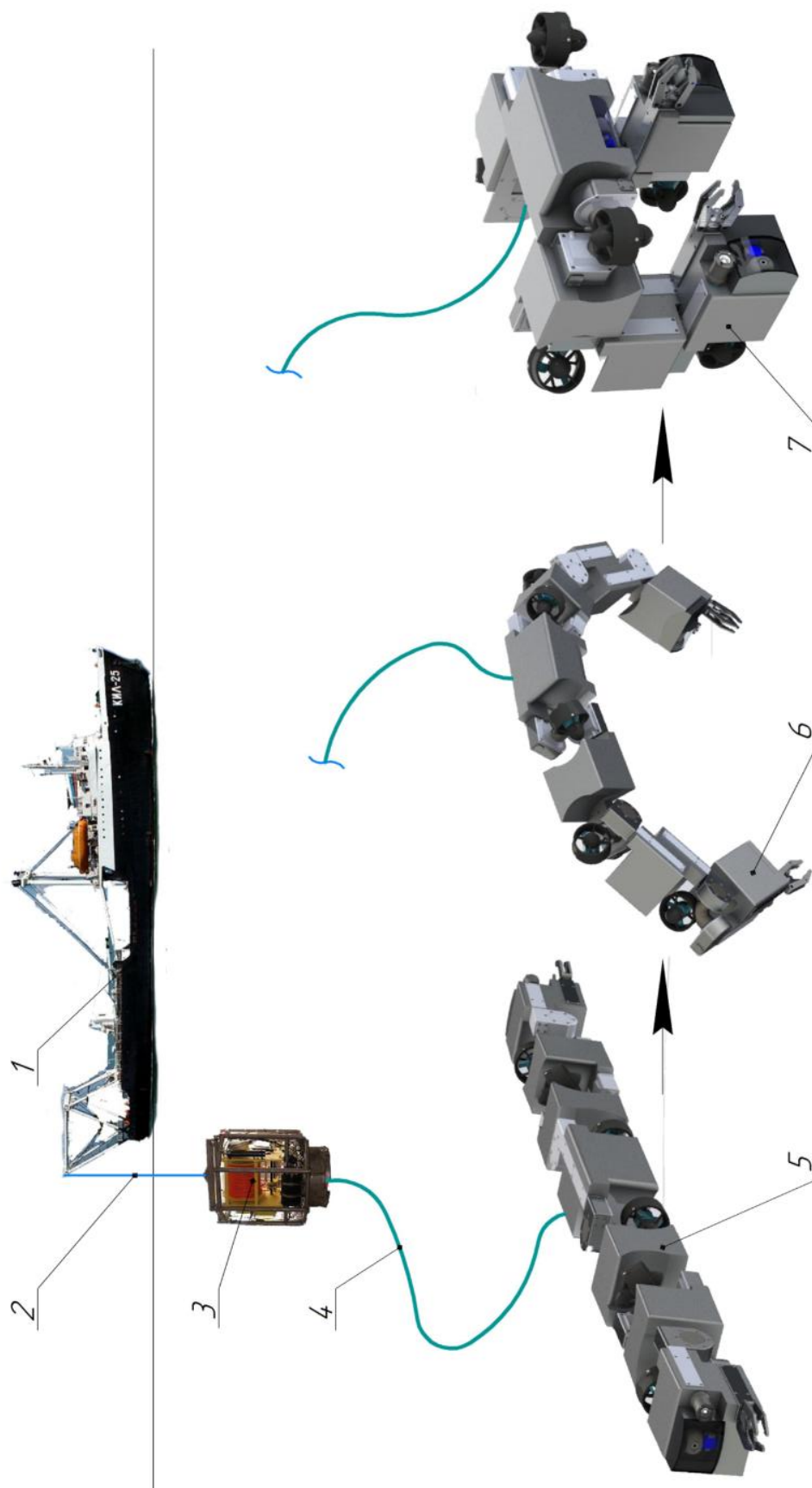
8 RENISHAW: Абсолютная энкодерная система с поворотным (угловым) кольцом, URL: <https://www.renishaw.com/ru/resolute-absolute-encoder-system-with-resa30-rotary-angle-ring--10939>

9 Орлов, П.И. Основы конструирования [Текст] / П.И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1977. – 623 с.

10 Ястребов, В.С. Системы и элементы глубоководной техники подводных исследований [Текст] / В. С. Ястребов, Г. П. Соболев, А. В. Смирнов. Ленингр.: Судостроение, 1981. – 153 с.

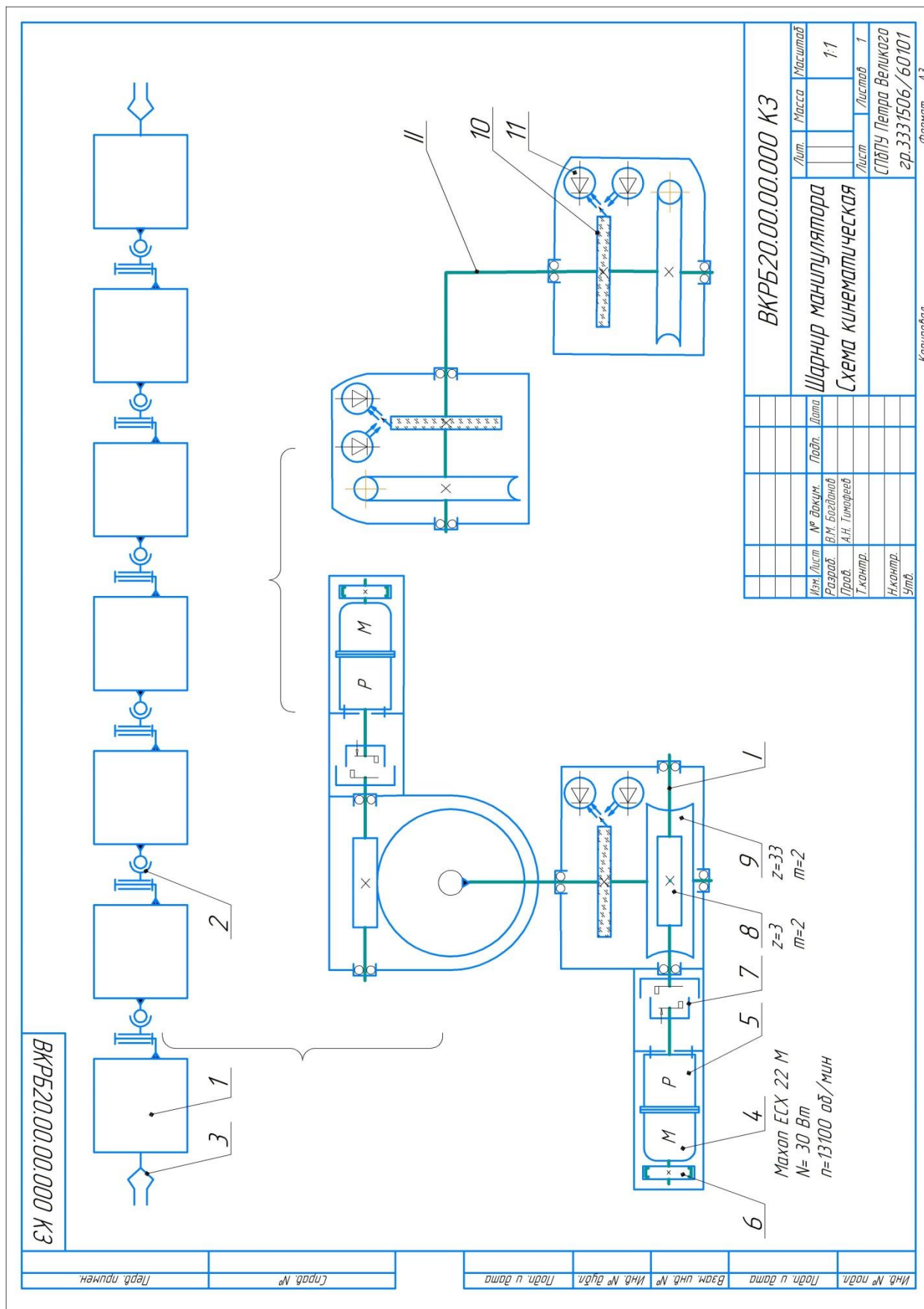
- 11 BlueRobotics: T200 Thruster, URL:  
<https://bluerobotics.com/store/thrusters/t100-t200-thrusters/t200-thruster/>
- 12 BlueRobotics: Camera Tilt System, URL:  
<https://bluerobotics.com/store/sensors-sonars-cameras/cameras/camera-tilt-mount/>
- 13 BlueRobotics: Lumen Subsea Light, URL:  
<https://bluerobotics.com/store/thrusters/lights/lumen-r2-rp/>
- 14 Аввакумов, М.В. Расчёт червячных передач [Текст]: учеб. пособие / М. В. Аввакумов, А. Б. Коновалов; ГТУРП. СПб., 2012. – 37 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А  
Принципиальная схема



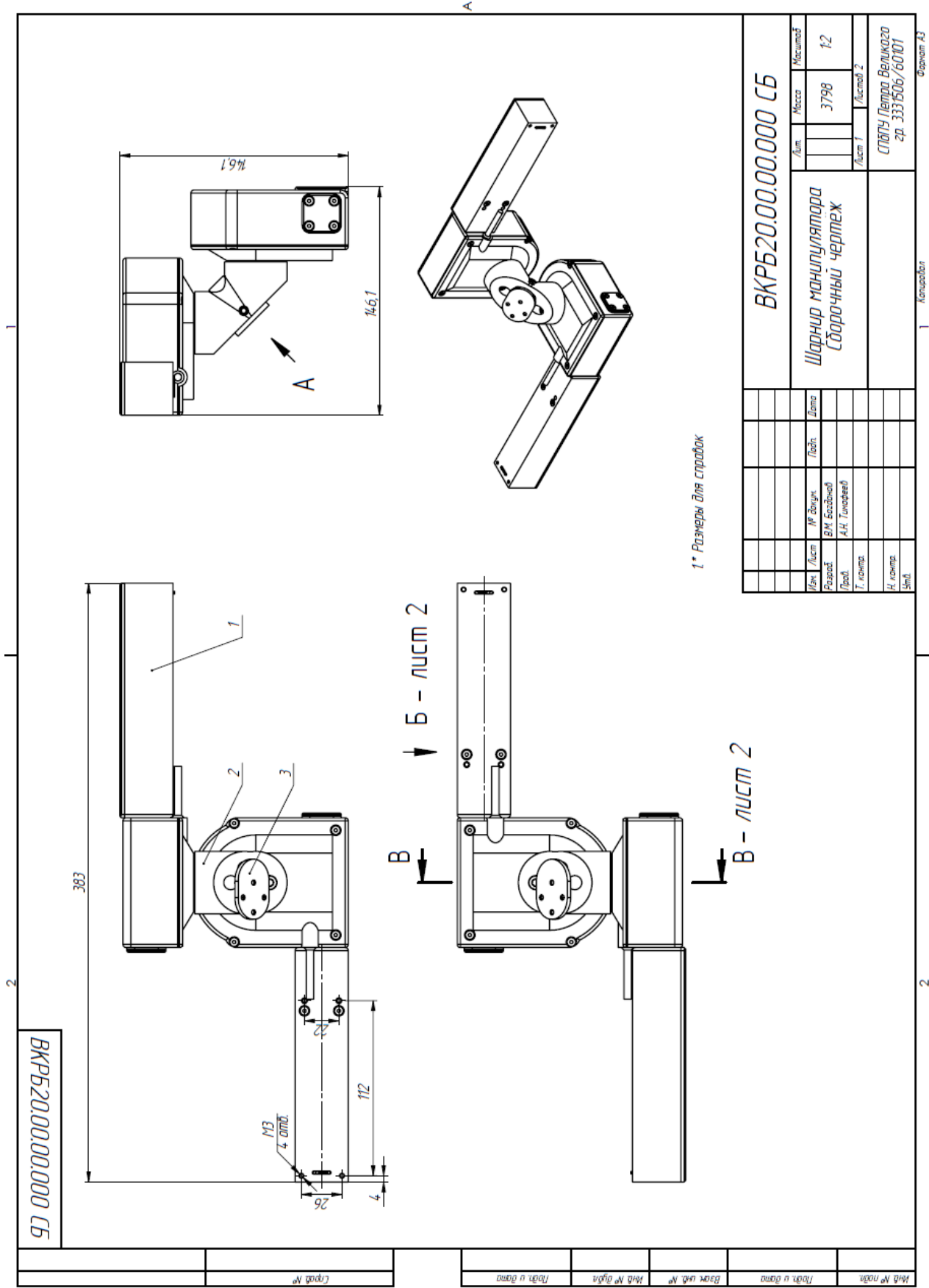
# ПРИЛОЖЕНИЕ Б

## Кинематическая схема



# ПРИЛОЖЕНИЕ В

## Сборочный чертёж шарнира



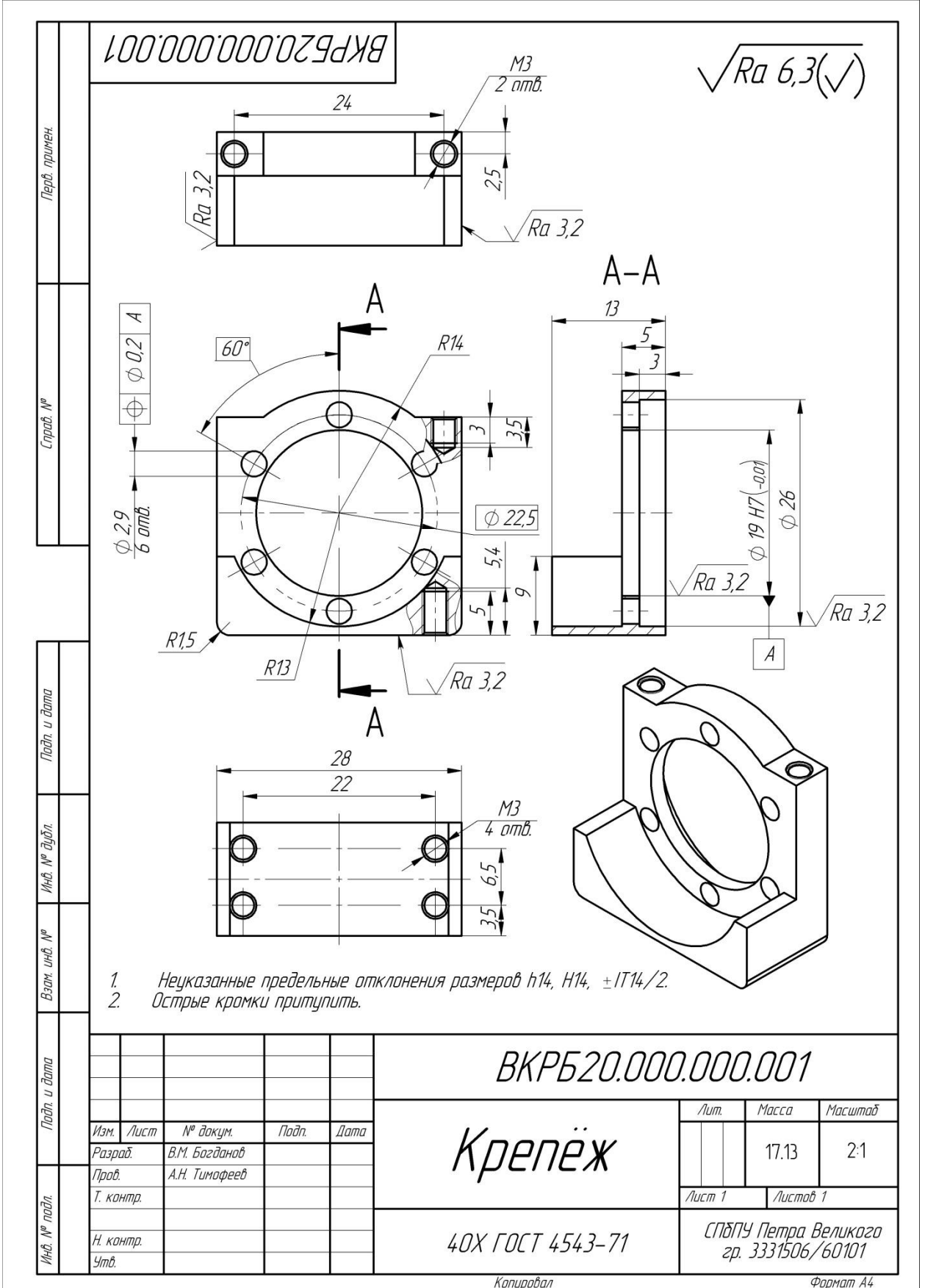






ПРИЛОЖЕНИЕ Д

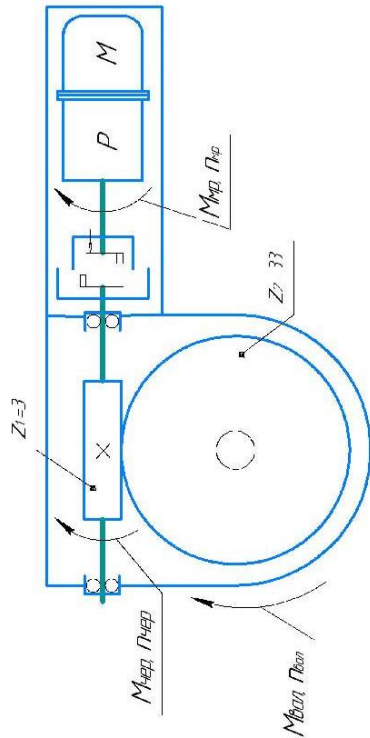
Чертёж детали



# Расчёт привода шарнира

Проверочный расчёт червячной передачи на прочность  
Исходные данные:

$v_s = 0,024 \text{ м/с}$  – скорость скольжения вилок червяка по зубьям колеса  
 $Z_0 = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  – для передач с вогнутым профилем вилок червяка (Z1)  
 $F_{t2} = 1515,2 \text{ Н}$  – окружная сила на червячном колесе  
 $d_2 = 66 \text{ мм}$  – делительный диаметр червячного колеса  
 $d_{w2} = 18,2 \text{ мм}$  – начальный диаметр червяка  
 $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$  – предел прочности материала  
 $b_2 = 10 \text{ мм}$  – ширина венца колеса  
 $m = 2$  – модуль передачи  
 $\gamma_w = 18^\circ 14' 45''$  – начальный угол подъема вилки червяка, углерод,  
 $\gamma_{t2} = 159$  – коэффициент формы зуба червячного колеса



Расчёт характеристик привода шарнира  
Исходные данные:

$M_{Mр} = 6,9 \text{ Нм}$  – максимальный момент мотор-редуктора  
 $n_{Mр} = 24 \text{ об/мин}$  – количество оборотов мотор-редуктора  
 $\eta_{Mр} = 0,98$  – КПД муфты  
 $\eta_{подш} = 0,99$  – КПД подшипников  
 $\eta_{чт} = 0,8$  – КПД червячной передачи

$M_{Mр} = M_{Mр} \times \eta_{Mр} \times (\eta_{подш})^2 = 6,9 \times 0,98 \times (0,99)^2 = 6,63 \text{ Нм}$   
 $n_{Mр} = 24 \text{ об/мин}$   
 $M_{Mпол} = M_{Mр} \times \eta_{чт} = 6,63 \times (1 \times 0,8) = 5,8,3 \text{ Нм}$   
 $n_{пол} = n_{Mр} / \eta_{чт} = 24 / 0,8 = 2,2 \text{ об/мин}$

Время поворота на  $130^\circ$   
 $t = (130 \times 60) / (\eta_{пол} \times 360) = (130 \times 60) / (2,2 \times 360) = 9,8 \text{ с}$

## ПРИЛОЖЕНИЕ Е Расчётный плакат

Проверочный расчёт на контактную прочность:  
 $[\sigma_H] = 300 - 25 \times v_s = 300 - 25 \times 0,024 = 299,4 \text{ МПа}$   
 $\sigma_H = Z_0 \times \sqrt{F_{t2} / (d_2 \times d_{w2})} = 275 \times \sqrt{1515,2 / (66 \times 18,2)} = 308,8 \text{ МПа}$   
 $\sigma_H = 308,8 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 299,4 \text{ МПа}$   
 Допускаемая перегрузка передачи не более 5 %  
 $\Delta \sigma_H = (\sigma_H - [\sigma_H]) / [\sigma_H] \times 100 = (308,8 - 299,4) / 299,4 \times 100 = 3,1 \%$

Проверочный расчёт зубьев на выносливость про изгибе:  
 $[\sigma_F] = 0,16 \times \sigma_B = 0,16 \times 600 = 96 \text{ МПа}$   
 $\sigma_F = \frac{0,7 \times F_{t2}}{b_2 \times m \times (\cos \gamma_w)} \times Y_{Fa} = \frac{0,7 \times 1515,2 \times 1}{10 \times 2 \times \cos(18^\circ 14' 45'')} \times 1,59 = 88,7 \text{ МПа}$   
 $\sigma_F = 88,7 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 96 \text{ МПа}$

## ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

### Характеристики червячной передачи

Таблица А.1 – Результаты расчёта червячной передачи, проведённого в приложении "Валы и механические передачи 2D" системы КОМПАС-3D.

Наименование и обозначение параметра		Червяк	Червячное колесо
Исходные данные			
Число витков (зубьев)	$Z_1, Z_2$	3	33
Модуль, мм	$m$	2	
Коэффициент диаметра червяка	$q$	7,1	
Вид червяка	—	ZT	
Исходный контур	—	ГОСТ 19036-94	
Угол профиля исходного контура	$\alpha_0$	22°00'00"	
Степень точности	—	7-C	7-C
Коэффициент смещения червяка	$x$	+1	
Направление линии витка	—	правое	
Определяемые параметры			
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	42,1 ± 0,045	
Передаточное число	$u$	11	
Делительный диаметр, мм	$d$	14,2	66
Начальный диаметр червяка, мм	$d_{w1}$	18,2	
Делительный угол подъема	$\gamma$	22°54'21"	
Начальный угол подъема	$\gamma_w$	18°14'45"	
Диаметр вершин, мм	$d_a$	18,2	74
Диаметр впадин, мм	$d_f$	9,4	64,8
Наибольший диаметр червячного колеса, мм	$d_{ae2}$	75,714	
Длина нарезанной части червяка, мм	$b_1$	37	
Ширина венца зубчатого колеса, мм	$b_2$	10	
Твердость поверхности червяка, HRC	—	45	
Материал венца червячного колеса	—	БрА10Ж4Н4Л ГОСТ 18175-78	
Крутящий момент на червячном колесе, Н*м	$T_{max}$	50	
Частота вращения червяка, об/мин	$n_{max}$	23,9	
Скорость скольжения, м/с	$v_s$	0,024	
Расчёт на контактную прочность			
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	388,744	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	400	
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$n_H$	1,029	
Расчёт на прочность при изгибе			
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	92,375	
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	160	
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$n_F$	1,732	