

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 11.11.2024 14:21:19
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d44607d0c91e1caab75e945af424854da56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра механики, мехатроники и робототехники

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
О.Г. Локтионова
« 8 » 2024 г.



СЕРВИСНЫЕ ЧЕЛОВЕКО-МАШИННЫЕ КОМПЛЕКСЫ МЕДИЦИНСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Методические указания по выполнению лабораторных работ
для студентов направления 15.04.06 Мехатроника и
робототехника

Курск 2024

УДК 621.(076.1)

Составители: Мальчиков А.В., Яцун А.С., Рукавицын А.Н.,
Политов Е.Н.

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *В.Я.Мищенко*

Сервисные человеко-машинные комплексы медицинского назначения: методические указания по выполнению лабораторных работ для студентов направления 15.04.06 Мехатроника и робототехника / Юго-Зап. гос. ун-т; сост. А.В. Мальчиков, А.С. Яцун, А.Н. Рукавицын, Е.Н. Политов Е.Н.; Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2024. 49 с.

Рассмотрены вопросы проектирования, настройки и эксплуатации человеко-машинных комплексов медицинского назначения. Приведены теоретические основы выполнения лабораторных работ, описание лабораторного оборудования и методика выполнения работ.

Предназначены для студентов направлений направления подготовки «Мехатроника и робототехника» всех форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать *8.11.24*. Формат 60x84 1/16

Усл.печ.л. 2,82 Уч.-изд.л. 2,72 Тираж 15 экз. Заказ .Бесплатно. *1249*

Юго-Западный государственный университет.

305040 Курск, ул. 50 лет Октября, 94

СОДЕРЖАНИЕ

1	Исследование электропривода медицинского человеко-машинного комплекса на базе бесколлекторного моментного электродвигателя	4
2	Определение кинематических характеристик циклоидального редуктора привода коленного шарнира медицинского реабилитационного комплекса «РЕНАВ»	16
3	Моделирование движения исполнительных звеньев медицинского реабилитационного экзоскелетного комплекса	28
4	Исследование управляемого движения исполнительных звеньев человеко-машинного комплекса медицинского назначения	42

1 ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА МЕДИЦИНСКОГО ЧЕЛОВЕКО-МАШИННОГО КОМПЛЕКСА НА БАЗЕ БЕСКОЛЛЕКТОРНОГО МОМЕНТНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Цель работы: освоить компоновку электропривода коленного сустава экзоскелетного комплекса и изучить основы разработки и настройки регуляторов системы автоматического управления привода.

Объект исследования: Электропривод коленного сустава медицинского реабилитационного экзоскелета нижних конечностей.

Аппаратные средства: виртуальная лаборатория на ЭВМ IBM PC, ESCON Studio 2.2.

Описание электропривода коленного сустава

Коленный шарнир экзоскелетного комплекса состоит бесколлекторного двигателя ЕС 90 flat (260W), планетарно-цевочного редуктора ПЦР-85А, магнитного абсолютного энкодера, кронштейнов, корпусов, крепежа.

Внешний вид коленного шарнира в разрезе представлено на рис.

1.

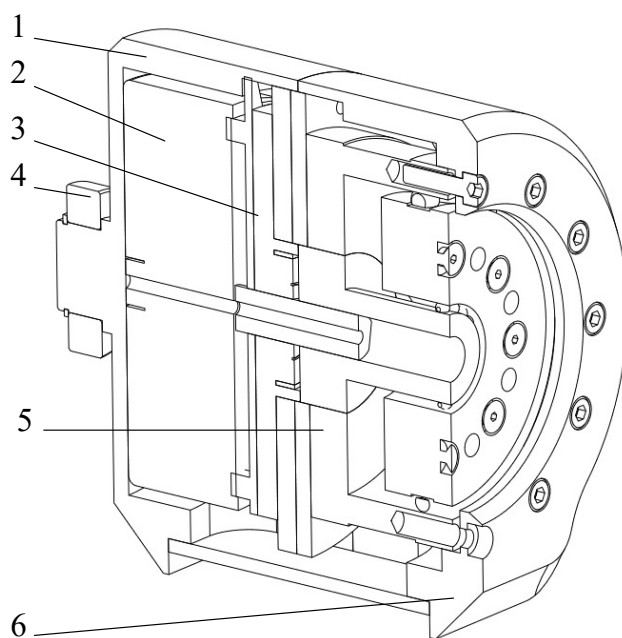


Рис. 1. Внешний вид коленного шарнира экзоскелетного комплекса

На данном рисунке: 1 – внутренняя часть корпуса привода; 2 – двигатель ЕС 90 flat; 3– переходный фланец; 4 – шариковый

подшипник 6904 (37x20x9) ; 5 – планетарно-цевочный редуктор ПЦР-85; 6 – внешняя часть корпуса привода.

Рассмотрим отдельно основные компоненты системы.

Электродвигатель

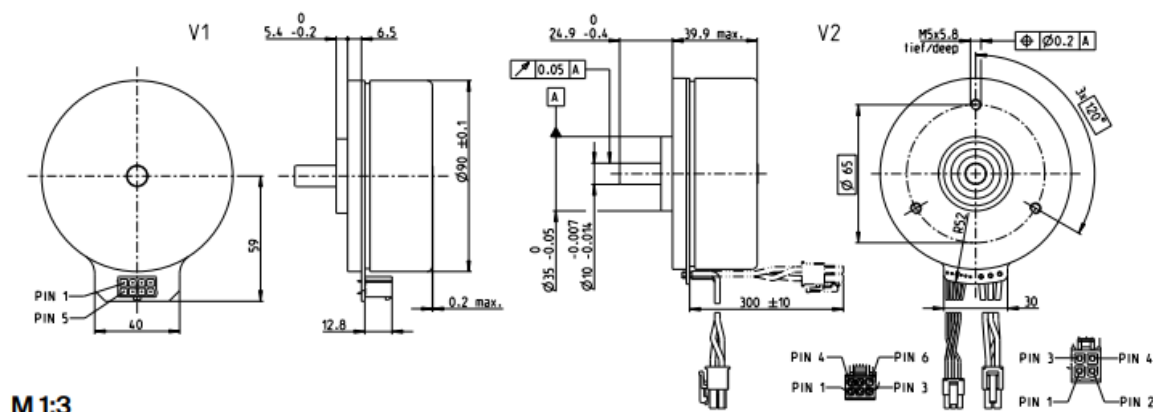


Рис. 2 Двигатель EC 90 flat (260W).

Технические характеристики показаны в табл. 1.

Табл. 1. Технические характеристики Maxon Motor EC90flat

Номинальное напряжение питания	30В
Скорость холостого хода, об/мин	2080
Ток холостого хода, мА	490
Номинальная скорость, об/мин	1780
Номинальный момент, (макс. постоянный крутящий момент) мНм	988
Номинальный ток	7.06 А
Пусковой момент	14,6Нм
Максимальный КПД	87%
Моментный коэффициент	136 мНм/А
Размеры (диаметр/высота)	90/40 мм
Масса	0.96 кг

Механической характеристикой двигателя, которая является важным критерием, называется зависимость частоты вращения ротора от момента на валу. От ее характера зависит пригодность двигателя для привода различных рабочих механизмов. На рис. 2 представлена механическая характеристика используемого двигателя.

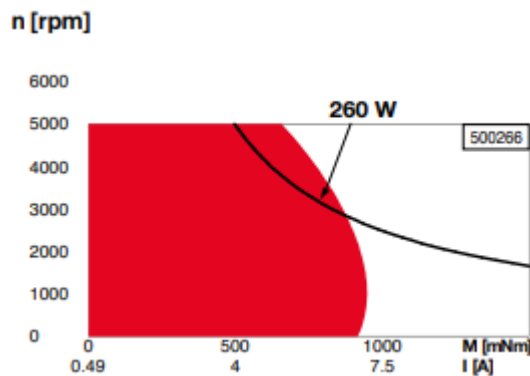


Рис. 2 Механическая характеристика

Двигатель оснащён датчиком Холла, который основан на принципе Холла (рис. 3). Этот принцип гласит, что когда проводник или полупроводник с током, текущим в одном направлении, вводится перпендикулярно магнитному полю, напряжение может измеряться под прямым углом к пути тока.

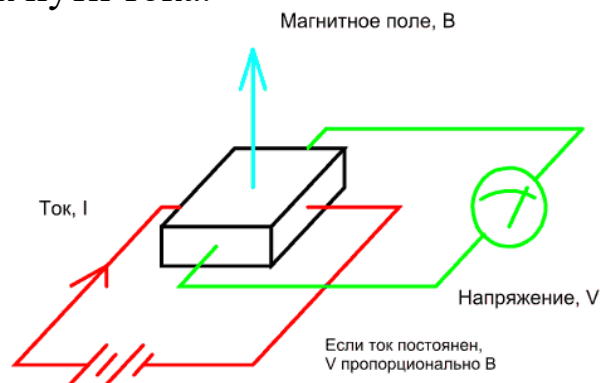


Рис. 3 Эффект Холла

Благодаря действию датчика положения на эффекте Холла происходит коммутация обмоток бесколлекторного двигателя постоянного тока, в результате чего осуществляется работа двигателя.

Редуктор

Для обеспечения требуемого момента и частоты вращения двигателя был подобран планетарно-цевочный редуктор ПЦР-85А

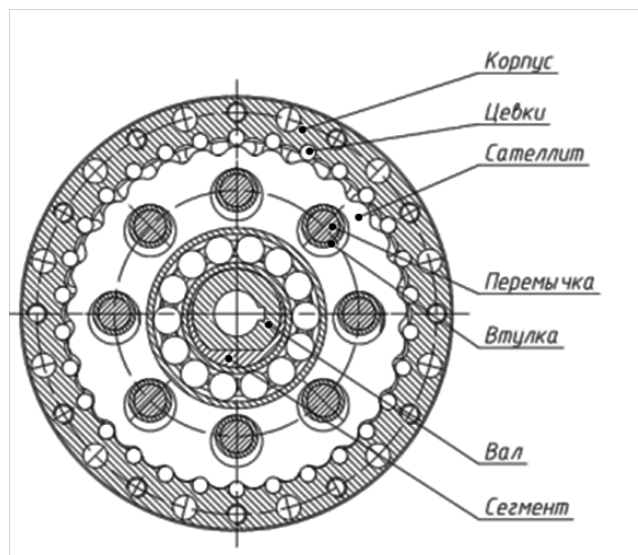


Рис. 4. Схема планетарно-цвечочного редуктора

Вращение входного эксцентрикового вала преобразуется в плоскопараллельное движение сателлитов, находящихся во взаимодействии с перемычками, при этом сателлиты, обкатываясь своими эпициклоидальными зубьями по цевкам корпуса, сообщают вращательное движение выходному фланцу. Сателлит имеет число зубьев на единицу меньше, чем число зубьев-роликов, при этом передаточное число редуктора равно числу зубьев сателлита.

Для привода коленного шарнира выберем ПЦР-85 с передаточным отношением 95:1. Технические характеристики редуктора показаны в табл. 3.

Табл. 2. Технические характеристики ПЦР 85-95

Передаточное отношение	95
Номинальный крутящий момент	85Нм
Номинальная входная частота	2000 об/мин
Максимальный КПД	0.85
Максимальный крутящий момент	160 Нм
Размеры (диаметр/высота)	85/38 мм
Масса	1.25 кг

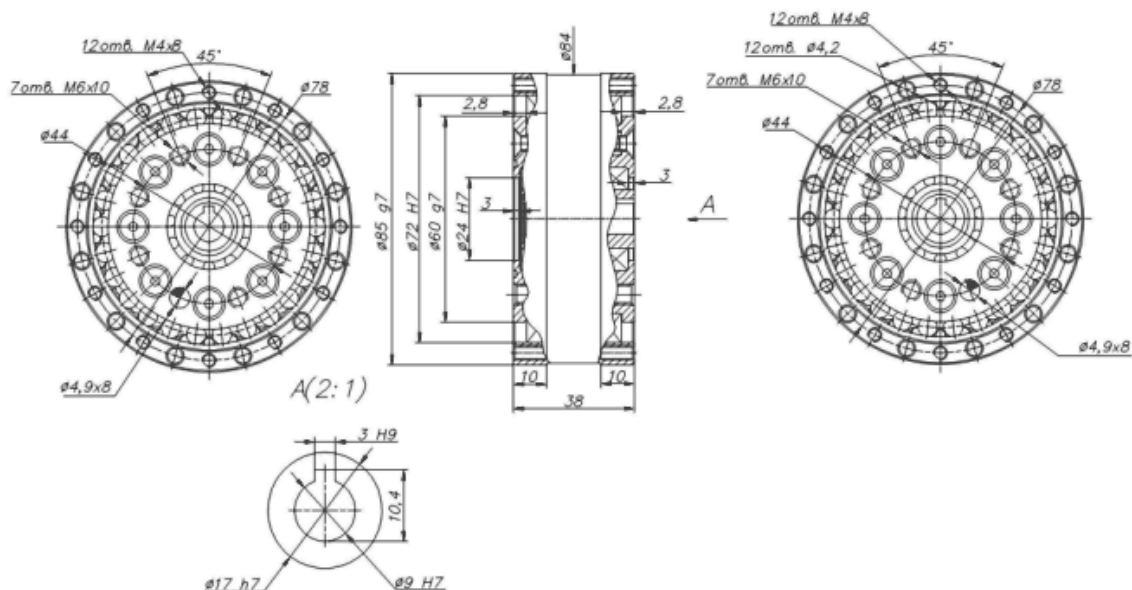


Рис. 5 Габаритно-присоединительные размеры ПЦР 85-95А

Для сопряжения двигателя ЕС 90 flat и редуктора ПЦР 85-95А используется переходный фланец. Внешний вид редуктора с переходным фланцем показан на рис. 6.

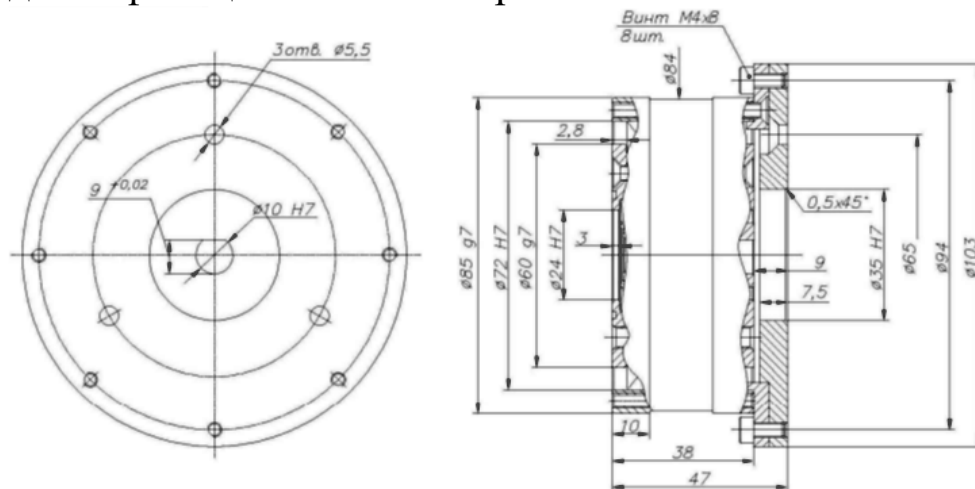


Рис. 6 Сборочный чертеж редуктора и переходного фланца

Драйвер двигателя

Для управления подобранного бесколлекторного двигателя выбран драйвер ESCON 50/8 (Рис. 7).

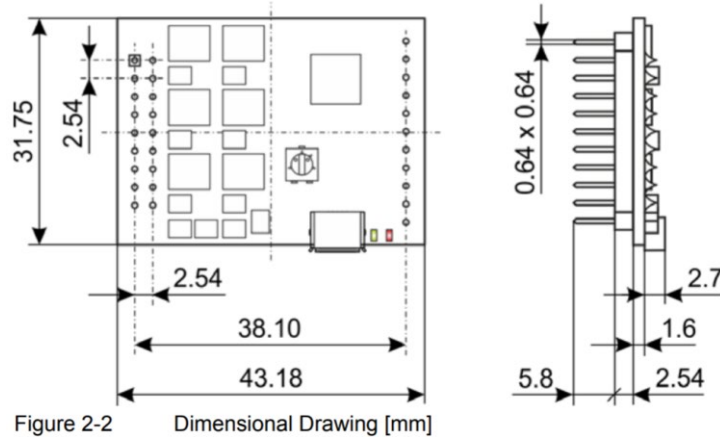
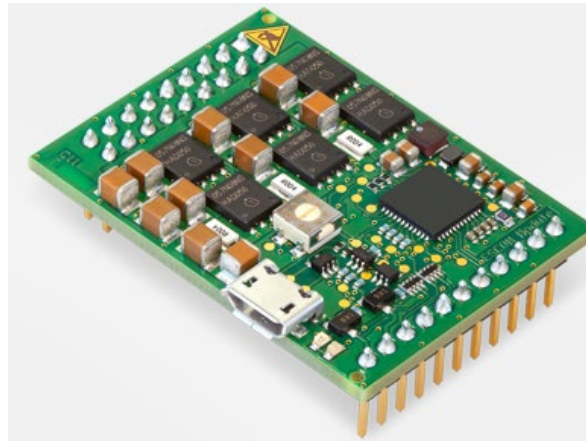


Figure 2-2 Dimensional Drawing [mm]

Рис. 7 Драйвер Модуль ESCON 50/8, 4-Q Servocontroller для моторов DC / EC, 8/15 А, 10 до 50 VDC

В табл. 3 представлены технические характеристики драйвера ESCON 50/8

Табл. 3. Технические характеристики драйвера ESCON 50/8

Рабочее напряжение V_{cc} (мин.)	10 В
Рабочее напряжение V_{cc} (макс.)	50 В
Макс. напряжение тока выхода (фактор * V_{cc})	0.98
Макс. выходной ток I_{max}	30 А
Макс. время максимального выходного тока I_{max}	5 с
Непрерывный выходной ток $I_{Продолжение}$	8 А
ШИМ тактовая частота силового каскада	50 кГц
Макс. эффективность	98 %
Макс. скорость (DC)	100000 об / мин
Макс. коммутация блока	100000 об / мин

скорости (ЕС; 1 пара полюса)	
Сигналы датчика Холла	Н1, Н2, Н3
Сигналы шифратора	А, А, Б, Б\
Макс. частота входного сигнала шифратора	6.25 МГц
Цифровой вход	2
Аналоговый вход	2
Разрешение, диапазон, схема	12-бит, -10...+10В, дифференциал
Потенциометры	1
Цифровой выход	2
Аналоговый выход	2
Разрешение, дальность действия	12-бит, -4...+4В
Функциональные возможности аналоговых выходов	настоящий монитор, монитор скорости, температура, фиксированное значение
Напряжение питания датчика Холла	+5 В постоянного тока, макс. 30 мА
Напряжение питания энкодера	+5 В постоянного тока, макс. 70 мА
Вспомогательное выходное напряжение	+5 В постоянного тока, макс. 10 мА
USB 2.0 (полная скорость)	ДА
Рабочая температура (мин.)	-30 °С
Рабочая температура (макс)	45 °С
Расширенный диапазон	+45... + 75°С, Снижение: -0.167А/°С
Температура-хранение (min.)	-40 °С
Температура хранения (макс.)	85 °С
Влажность (без конденсации) (мин.)	5 %
Влажность (без конденсации) (макс.)	90 %
Вес	12 гр
Размер (длина)	43,2 мм
Размер (ширина)	31,8 мм
Размер (высота)	12,7 мм

Ход работы

Настройка драйвера с помощью ESCON Studio 2.2

Для настройки выбранного драйвера ESCON 50/8 воспользуемся программой ESCON Studio 2.2. Управление будет осуществляться по скорости (рис. 8).

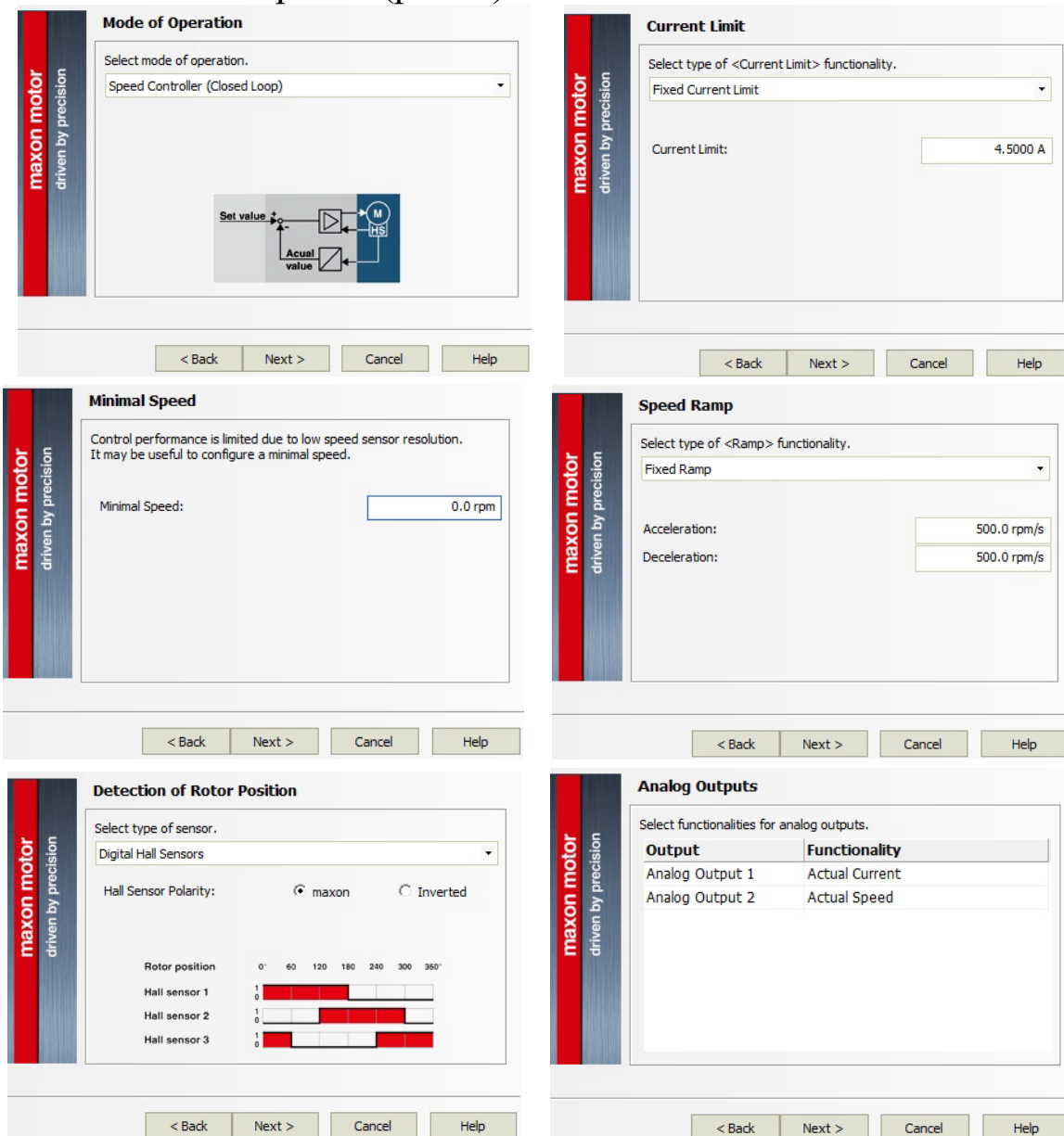


Рис. 8. Окна настройки драйвера: а) Режим управления (по скорости); б) предельное значение тока; в) минимальное значение скорости; г) изменение скорости; д) определение положение ротора датчиком Холла; е) настройка аналоговых выходов.

Завершив первоначальную настройку и задание параметров, запустим программу и получим результат автонастройки

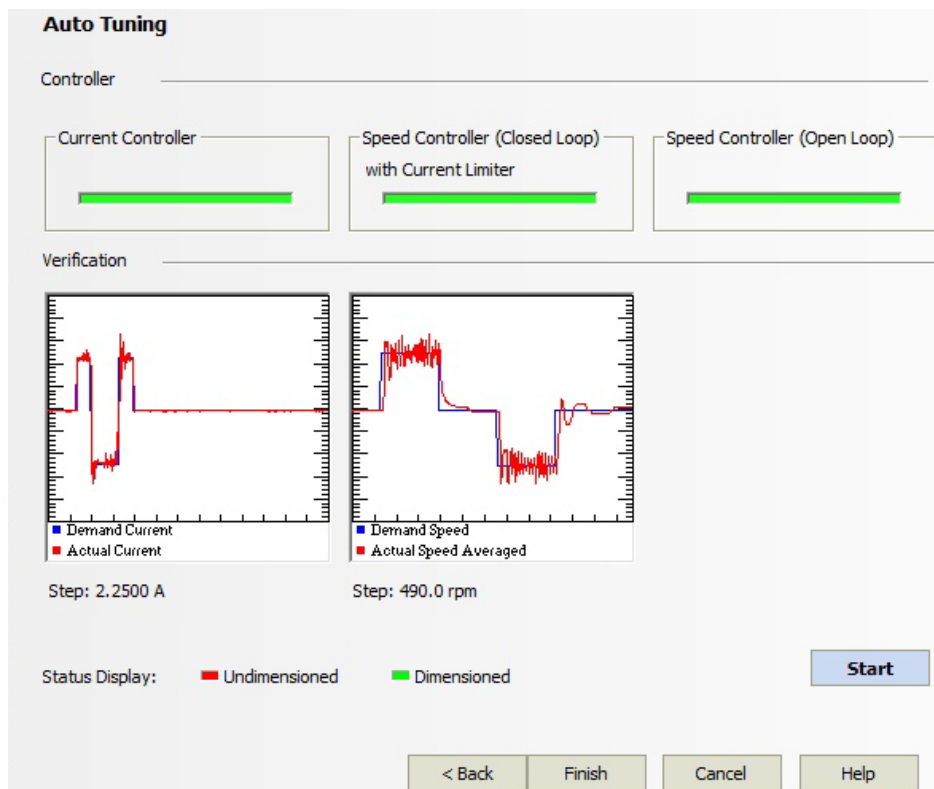


Рис. 9 Окно автонастройки коэффициентов регулятора

Программирование движений

Для реализации управляемого движения используются arduino-совместимый контроллер. Для управления двигателем, включение/выключение, реверсирование направления, вывод данных в ком порт был разработан программный код, посредством использования которого, будет реализовано управление. Ниже представлен листинг программы:

```

intrevers = 5;
int breaker = 3;
float Current, Speed, temp1, temp2;
int main_switch;
float a = 0;
float b = 5;

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  pinMode(breaker, OUTPUT);

```

```

pinMode(revers, OUTPUT);}
void loop() {
main_switch = analogRead(A2);

if (main_switch >= 0 && main_switch <= 100) {
digitalWrite(breaker, LOW);
digitalWrite(revers, LOW);
}
if (main_switch >= 461 && main_switch <= 561) {
digitalWrite(breaker, HIGH);
digitalWrite(revers, LOW);
}
if (main_switch >= 923 && main_switch <= 1023) {
digitalWrite(breaker, HIGH);
digitalWrite(revers, HIGH);
}

Current = analogRead(A0); // analogoutput1 current
Speed = analogRead(A1); // analogoutput2 speed
Current = map(Current, 0, 818, a, b);
Speed = map(Speed, 0, 705, 0, 3000);

Serial.print("Motor speed: ");
Serial.print(Speed);
Serial.print(" rpm");
Serial.print(" | ");
Serial.print("Motor current: ");
Serial.print(Current);
Serial.print(" A");
Serial.print(" | ");
Serial.print("Actuator speed: ");
Serial.print(Speed/113);
Serial.print(" rpm");
Serial.print(" | ");
Serial.print("Actuator moment: ");
Serial.print(Current * 4.2375);
Serial.println(" N*m");//delay(100);
}

```

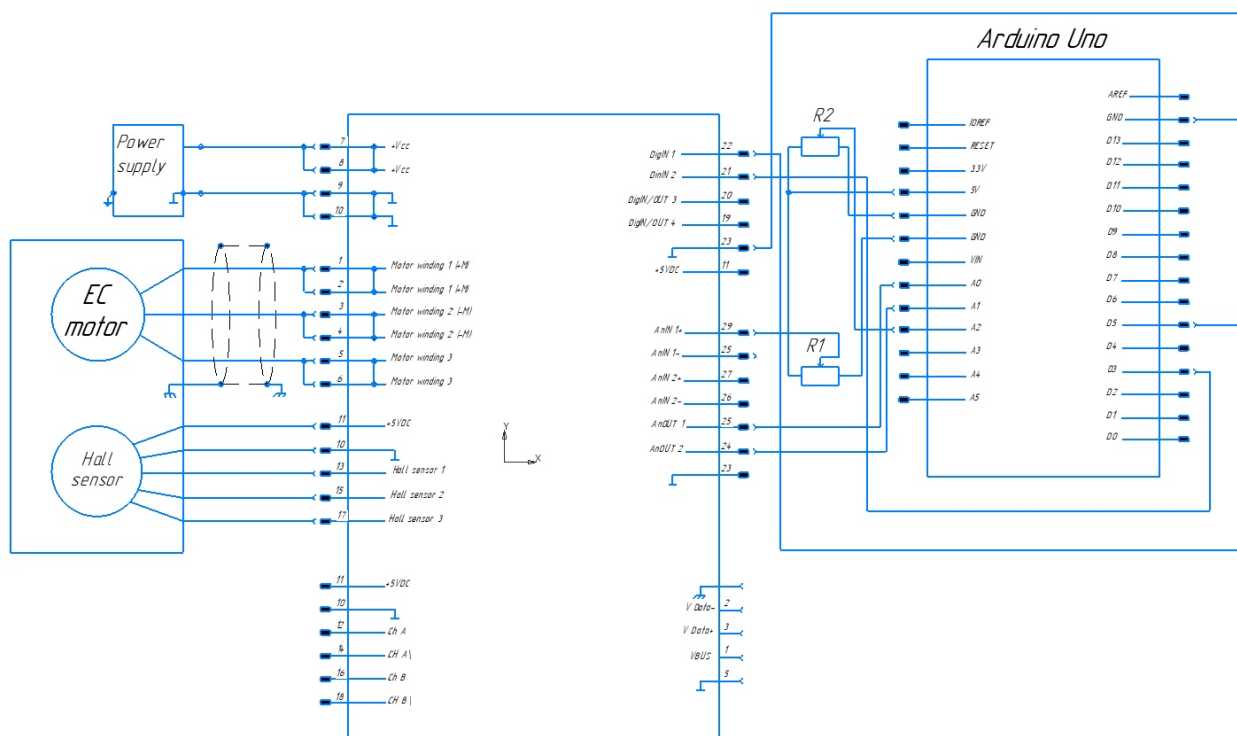


Рис. 10. Принципиальная электрическая схема САУ привода

Представленный код, позволяет реализовывать управление частотой вращения на основании показаний аналогового потенциометра подключенного к выводу A2, микроконтроллера.

Задание на лабораторную работу

1. Изучить настоящее МУ, подготовить стенд, ПК, запустить указанной ПО.
2. Осуществить подключение стенда к ПК, согласно указанным в МУ схемам.
3. Настроить контроллер двигателя с помощью ПО ESCON Studio 2.2.
4. Загрузить исполняемый код в плату Arduino
5. Осуществить пуск и регулирование частоты вращения двигателя в указанном диапазоне.
6. Занести в отчет о лабораторной работе, показания текущей скорости, тока, и крутящего момента для различных положений потенциометра.

Вопросы для защиты лабораторных работ

1. Из каких составных частей состоит коленный шарнир экзоскелета?
2. Какой тип двигателя используется в шарнире медицинского робота?
3. Какой тип редуктора используется в шарнире медицинского робота?
4. Какой драйвер используется в приводе медицинского экзоскелета?
5. Как называется ПО для настройки параметров драйвера?
6. Каким образом осуществляется задание желаемых параметров движения привода?
7. Какие регуляторы могут быть реализованы на базе представленной в л.р. компонентной базы?

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛОИДАЛЬНОГО РЕДУКТОРА ПРИВОДА КОЛЕННОГО ШАРНИРА МЕДИЦИНСКОГО РЕАБИЛИТАЦИОННОГО КОМПЛЕКСА «РЕНАВ»

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: кинематический анализ работы циклоидального (планетарно-цевочные) редуктора графо-аналитическим методом.

ОБЪЕКТЫ выполнения работы – циклоидальный редуктор коленного шарнира экзоскелетного комплекса.

1. Общие сведения

Циклоидой называют плоскую кривую, описываемую точкой, отстоящей на фиксированном расстоянии от центра круга, катящегося без скольжения по направляющей в виде прямой или окружности. Если направляющая является окружностью и круг катится по ней снаружи, то кривую называют эпициклоидой. Если же круг катится внутри направляющей окружности, то кривую называют гипоциклоидой.

Зубчатую передачу, в которой зацепление осуществляется посредством цевок и зубьев с циклоидальным профилем, называют цевочной или циклоидной. Она может быть как с внешним, так и с внутренним зацеплением.

Главными компонентами планетарно-цевочной передачи являются быстроходный вал с эксцентриками, внутренний фланцевый тихоходный вал, циклоидальные диски и корпус редуктора. Данная передача имеет множество контактных точек, обеспечивающих одновременное распределение рабочей нагрузки примерно на половину всех зубьев, поэтому она может выдерживать мгновенную пиковую ударную нагрузку, которая в 5 раз превышает расчётный крутящий момент.

Идея создания этих редукторов не нова. В российской научной литературе подробно описаны все теоретические аспекты её реализации, а попытки практического воплощения были предприняты в бывшем СССР ещё в 50 — 70-х годах прошлого столетия. Однако, они оказались безуспешными, так как технические методы производства того времени не позволяли добиваться требуемой точности изготовления компонентов планетарно-цевочных передач. И лишь сейчас, когда на рынке появилось принципиально новое

технологическое оборудование, пригодное для изготовления таких передач, задача создания и производства этих перспективных редукторов вновь обрела свои реальные очертания, а её решение перешло в практическую плоскость.

Работа редуктора основывается на оригинально простом принципе. Вращающийся эксцентрик прокатывает циклоидальные диски по внутренней периферии стационарного зубчатого венца. Результирующее действие оказывается подобным действию перекачивания диска по внутреннему зубчатому венцу. Циклоидальный диск движется по часовой стрелке в корпусе зубчатого венца и при этом медленно вращается вокруг своей оси против часовой стрелки. В этой системе циклоидальный профиль диска постепенно входит в зацепление с роликами неподвижного внутреннего зубчатого венца, чтобы произвести обратное вращение на малой скорости. За каждый полный оборот быстроходного вала циклоидальный диск поворачивается на один шаг циклоидального зубчатого зацепления в противоположном направлении.

Обычно на диске имеется на один циклоидальный зуб меньше, чем роликов в неподвижном корпусе зубчатого венца, что определяет передаточное отношение редуктора, численно равное количеству циклоидальных зубьев на диске. Замедленное вращение циклоидальных дисков передаётся на тихоходный вал редуктора с помощью приводных пальцев, которые входят в зацепление с отверстиями, расположенными симметрично вокруг оси каждого диска. Система из двух циклоидальных дисков, используемая совместно со сдвоенным эксцентриковым кулачком, увеличивает способность редуктора выдерживать перегрузки, обеспечивает исключительно плавную передачу вращения и отсутствие вибрации. Низкие потери на трение и распределённый силовой поток обеспечивают высокую износоустойчивость, надёжность и прочность конструкции этих редукторов.

Конструкции планетарно-цевочных редукторов обладают существенными технико-эксплуатационными преимуществами, что предопределяет её широкое применение в оборудовании большинства энергоёмких и ответственных производств, поскольку по показателям надёжности, долговечности и компактности они во много раз превосходят другие известные образцы редукторов как российского, так и зарубежного производства.

Также существуют мультипликаторы и прецизионные передачи для точного позиционирования с цевочным зацеплением. Применение таких передач перспективно и для транспортного машиностроения.

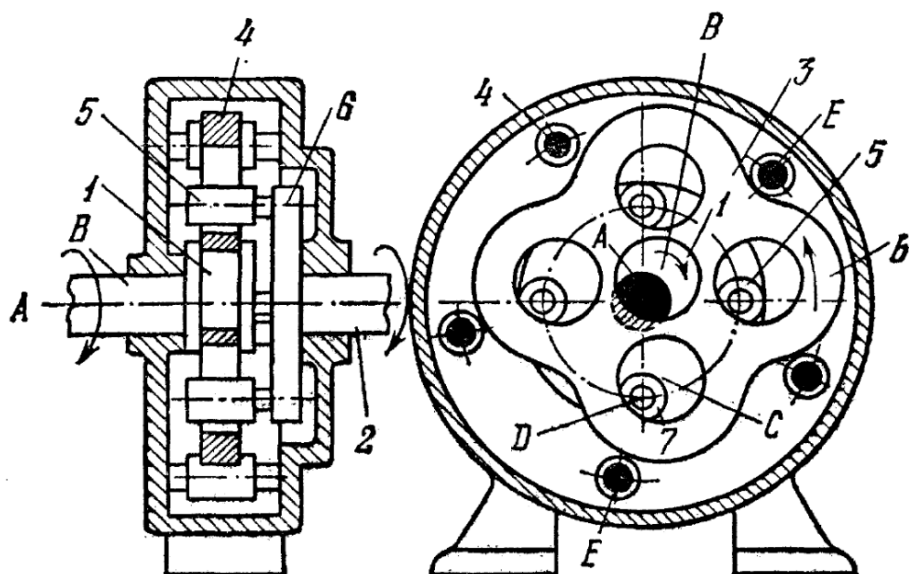


Рис. 1 Циклоидно-цевочный планетарный механизм

Конструктивная схема циклоидального редуктора представлена на рис. 1. Круглый эксцентрик 1 с осью B вращается вокруг неподвижной оси A. Шайба 3, охватывающая эксцентрик 1, имеет зубья b, входящие в зацепление с круглыми цевками 4, вращающимися вокруг неподвижных осей E. Шайба 6 жёстко связана с валом 2, вращающимся вокруг оси A, и имеет цевки 7, вращающиеся вокруг осей D шайбы 6 и перекатывающиеся по внутренней стороне круглых отверстий, с центром в точке C шайбы 3. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $AB=DC$ и $BC=AD$, т.е. фигура ABCD является параллелограммом. При вращении эксцентрика 1 вокруг оси A шайба 3 входит в зацепление с цевками 4 и тем самым приводит во вращение вал 2.

Передаточное отношение механизма:

$$u_{21} = \frac{Z_4 - Z_3}{Z_3},$$

где Z_4 – число цевок 4;
 Z_3 – число зубьев шайбы 3.

К достоинствам планетарно-цевочных передач относятся

- способность воспринимать значительные кратковременные перегрузки (до 500 % по отношению к номинальной нагрузке);
- широкий диапазон передаточных чисел в одной ступени (3...191);
- высокая надежность и повышенный ресурс (до 50 000 ч);
- компактность при высокой нагрузочной способности (удельная материалоемкость — отношение массы редуктора к вращающему моменту выходного вала — составляет 0,02...0,05 кг/(Н·м);
- высокий КПД (в зависимости от конструкции 0,80...0,97);
- повышенная крутильная жесткость с минимальным гистерезисом;
- высокая точность позиционирования в прецизионных передачах;
- малый момент инерции (снижение инерционных нагрузок при изменении частоты вращения);
- плавность хода, низкий уровень шума;
- высокая кинематическая точность;
- минимальные требования к техническому обслуживанию.

К недостаткам относится высокая стоимость изготовления планетарноцевочной передачи по сравнению со стоимостью передач других типов, обусловленная большими нагрузками подшипников сателлитов и повышенными требованиями к точности изготовления деталей.

2 Геометрические параметры циклоидной передачи

При внутреннем циклоидно-цевочном зацеплении профиль зубьев меньшего колеса (сателлита, рис. 2) определяется как расположенная на расстоянии $D_{цев}/2$ эквидистанта 1 к укороченной эпициклоиде 3, формирующейся при обкатке ролика радиусом r_{op} по окружности 2, радиус которой равен $R_{ок}$ (расстояние от центра ролика до точки, формирующей укороченную эпициклоиду, равно r_u). Полная эпициклоида 4 показана на рис. 2б. Параметры циклоидального профиля связаны между собой зависимостями:

$$r_{op} = \frac{R_{OK}}{Z_K},$$

где Z_K – число зубьев колеса;

$$r_{OK} = \frac{Z_K}{Z_{Ц}} \cdot R_{Ц}$$

где $Z_{Ц}$ – количество цевок, расположенных по окружности радиуса $R_{Ц}$.

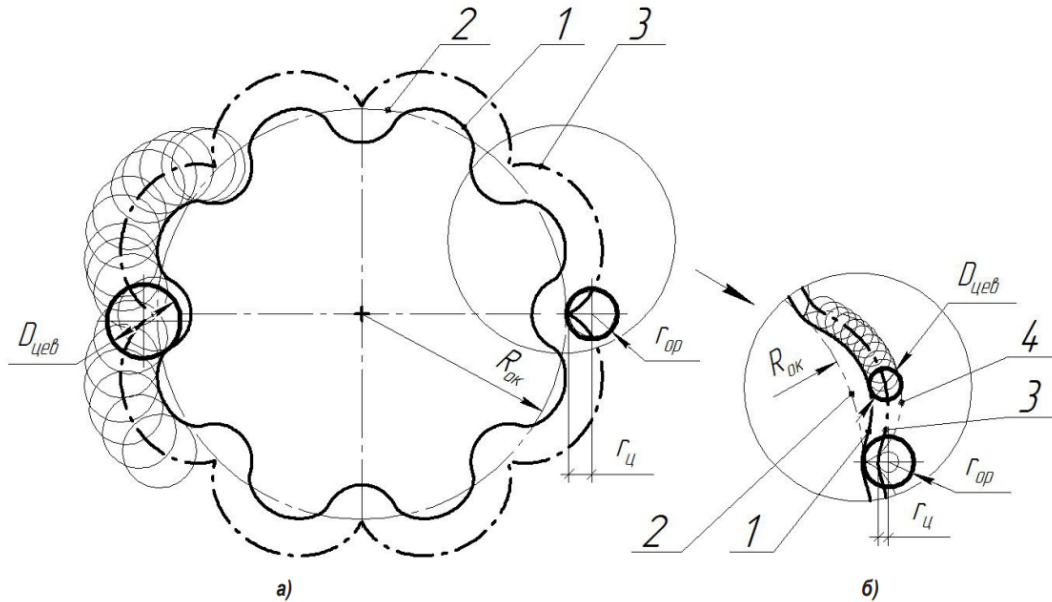


Рис. 2. Схема образования профиля циклоидального колеса

Введём обозначения:

$$a = \frac{r_{Ц}}{r_{op}}.$$

$$u = \frac{Z_{Ц} - Z_K}{Z_K}.$$

Тогда параметрические уравнения укороченной эпициклоиды, образующей траекторию перемещения центра цевки относительно колеса, примут вид:

$$\begin{aligned} x(t) &= R_{OK} \cdot [(1-b)\cos bt - ab\cos(1+b)t]; \\ y(t) &= R_{OK} [(1-b)\sin bt - ab\sin(1+b)t]. \end{aligned} \quad (1)$$

Профиль колеса формируется как внутренняя эквидистанта к укороченной эпициклоиде на основании формул:

$$x_{m,rd}(t) = x(t) - \frac{\left(\frac{D_{цев}}{2}\right) \cdot y'(t)}{\sqrt{(x'(t))^2 + (y'(t))^2}},$$

$$y_{mrd}(t) = y(t) + \frac{\left(\frac{D_{цвб}}{2}\right) \cdot x'(t)}{\sqrt{(x'(t))^2 + (y'(t))^2}}. \quad (2)$$

Производные $y'(t), x'(t)$:

$$x'(t) = R_{OK} \cdot [(1-b)b(-\sin bt) - ab(1+b)(-\sin(1+b)t)];$$

$$y'(t) = R_{OK} \cdot [(1+b)b \cos bt - ab(1+b) \cos(1+b)t].$$

3. Кинематический анализ циклоидно-цевочного планетарного механизма

Механическая передача (рис. 3) представляет собой двухступенчатую планетарную передачу. Быстроходная ступень ag – это зубчатая планетарная пара.

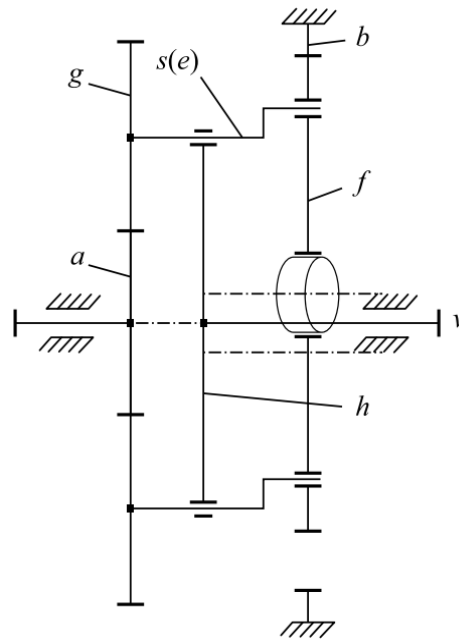


Рис. 3. Схема циклоидно-цевочной планетарной передачи

В тихоходную циклоидно-цевочную ступень bf входит циклоидальный сателлит f и корончатое колесо b , в котором установлены цевки. Центральное колесо a зацепляется с сателлитами g , консольно закрепленными на эксцентриковых валах s (с эксцентриситетом e); эти валы вращаются в опорах, размещенных в водиле h цевочной передачи и циклоидальном сателлите f . Эксцентриковые валы $s(e)$ образуют механизм параллельных кривошипов. Вращение эксцентриковых валов (по сути кривошипов) заставляет циклоидальный сателлит f , совершающий плоскопараллельное движение, обкатываться эпициклоидальными

зубьями по цевкам корончатого колеса b . При этом сообщается вращательное движение водилу h . Водило является выходным звеном (выходной вал ν). Число зубьев циклоидального сателлита f на единицу меньше числа цевок: $z_b - z_f = 1$.

В планетарно-цевочных передачах в основном применяется внецентроидное зацепление с коэффициентом удлинения эпициклоиды $\lambda_b = \frac{r_b}{r_{wb}} > 1$.

В этом случае полюс зацепления начальных окружностей (центроид) b_w и f_w звеньев b и f располагается на линии центров $O_f O_b$ в точке P_2 (рис. 4). Получим формулу передаточного отношения такого механизма графоаналитическим методом. На рис. 4 найдены линейные скорости характерных точек при заданном направлении вращения входного звена a .

Радиусы: $r_b = r_{wb} \lambda_b$ и $r_{ga} = r_{wb} - e$.

В полюсе зацепления P_1 колёс a и g скорость $V_{P1} = \omega_a r_a$. Скорость точки O_g водила $V_{Og} = \omega_h r_h = \omega_h (r_a + r_g)$.

Для определения линейных скоростей, входящих в формулу передаточного отношения механизма:

$$i_{ah}^d = \frac{\omega_a}{\omega_h} = \frac{V_{P1} \cdot (r_a + r_b)}{V_{Og} \cdot r_a}. \quad (3)$$

Учтём (см. рис. 4), что угловые скорости водила h и сателлита f равны, поэтому:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{V_{Ogb}}{r_h} = \frac{V_A}{\Delta + e}.$$

Концы векторов абсолютных скоростей точек A , Og , P_1 лежат на одной прямой, угол наклона которой равен

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{V_{P1} - V_{Og}}{r_g} = \frac{V_{Og} - V_A}{e}.$$

В результате подстановки в (3) найденных выражений для скоростей V_{P1} и V_{Og} и учитывая, что $\Delta = r_h - r_{wb} = r_h - \frac{e z_b}{z_b - z_f}$, после некоторых преобразований получаем:

$$i_{ah}^b = 1 + \frac{z_g z_b}{z_a (z_b - z_f)}. \quad (4)$$

Угловая скорость центрального колеса относительно водила

$$\omega_a^h = \omega_a^b - \omega_h^b = \omega_a^b - \frac{\omega_a^b}{1 + u_{ag} z_b} = \omega_a^b \frac{u_{ag} z_b}{1 + u_{ag} z_b}. \quad (8)$$

Подставляя (8) в (7), получаем скорость сателлитов быстроходной ступени при известной скорости входного вала

$$\omega_g^b = -\omega_a^b \frac{z_{b-1}}{1 + u_{ag} z_b}. \quad (9)$$

При расчёте подшипников сателлитов необходимо иметь угловую скорость сателлита относительно водила. Используя понятие передаточного отношения для внешнего зацепления зубчатой передачи, равного по модулю передаточному числу, и с учетом (8), получим

$$\omega_g^b = \frac{\omega_a^h}{-u_{ag}} = -\omega_a^h \frac{z_b}{1 + u_{ag} z_b}. \quad (10)$$

Сателлиты g закреплены на эксцентриковых валах $s(e)$ (см. рис. 3), поэтому угловая скорость вращения валов $s(e)$ совпадает с угловой скоростью сателлитов g быстроходной ступени:

$$\omega_s^b = \omega_g^b, \quad \omega_s^h = \omega_g^h.$$

Циклоидальный сателлит f второй ступени в механизме параллельных кривошипов является шатуном. При неподвижном водиле, его угловая скорость равна нулю $\omega_f^y = 0$. При неподвижном цевочном колесе b скорость циклоидального сателлита f равна скорости вращения выходного вала – водила h :

$$\omega_f^b = \omega_h^b = \frac{\omega_a^b}{1 + u_{ag} z_b}. \quad (11)$$

4. Порядок выполнения работы

4.1. Для заданной модели циклоидального редуктора (см. приложение), соблюдая указанные на чертеже размеры провести построение кинематической схемы механизма и обозначить все его звенья (см. рис. 3)

4.2 Определить по чертежу размеры всех звеньев редуктора ПЦР-А47, полученные значения занести в таблицу 1.

Таблица 1 – Геометрические параметры звеньев циклоидального редуктора

Звенья механизма	обозначени е	Размеры, мм
1. Быстроходная ступень: - центральное колесо - циклоидальный сателлит	a g	
2. Тихоходная циклоидально-цевочная ступень: - циклоидальный сателлит - корончатое колесо	f b	
3. Эксцентриковый вал: - эксцентриситет	e	
4. Водило	h	

4.3. Определить передаточное отношение редуктора ПЦР-А47 аналитическим путем.

4.4. Используя размеры звеньев редуктора ПЦР-А47 (см. табл.1) провести построение его кинематической схемы в выбранном масштабе.

4.5. Построить картину линейных скоростей точек и план угловых скоростей звеньев циклоидального редуктора (см. рис. 4) и определить его передаточное отношение.

4.6. Сравнить результаты графических построений и аналитических расчетов, представив их в таблице 2. Сравнить результаты графических и аналитических определений передаточного отношения.

Таблица 2- Результаты исследования

Графические результаты	Аналитические результаты	Расхождения
$U =$	$U =$	$\varepsilon = \frac{u_{ан} - u_{зр}}{u_{ан}} \cdot 100\% =$

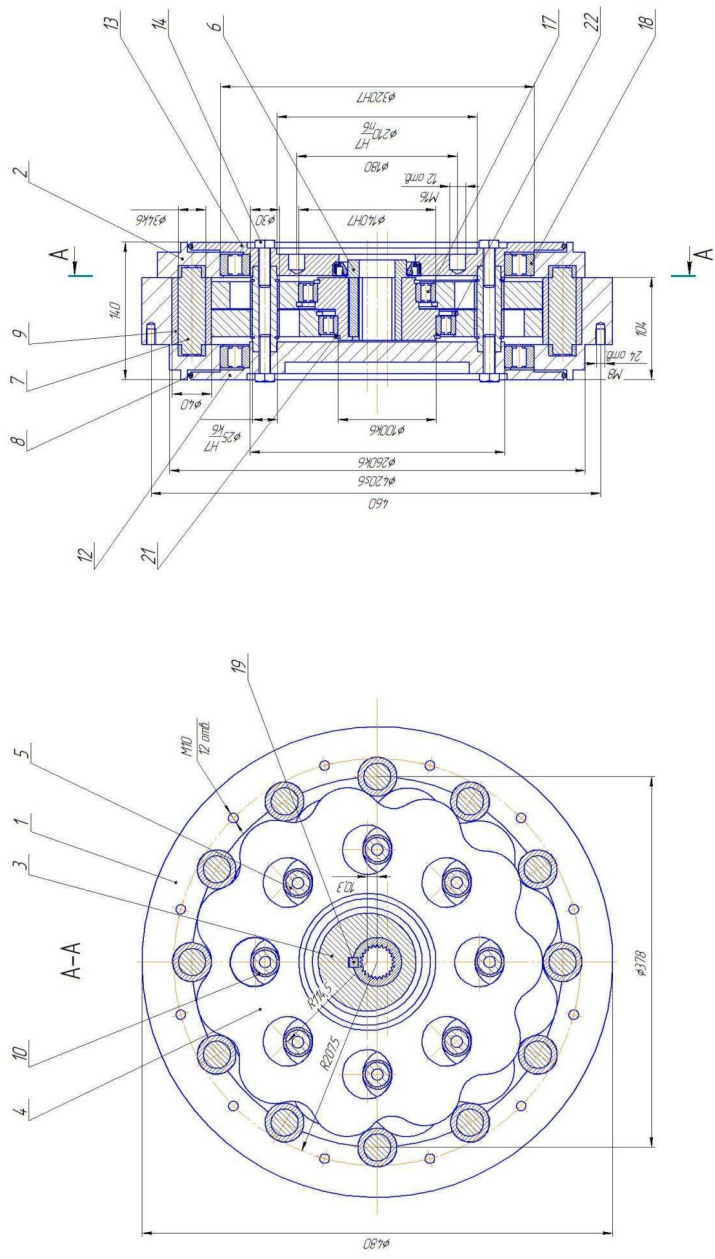
4.7. Проверить экспериментально передаточное отношение. Для этого сосчитать число оборотов ведущего звена, необходимое для поворота ведомого на 360° . Передаточное отношение будет равно:

$$U_{IH} = \omega_a / \omega_H .$$

4.8. Сделать вывод по работе.

5. Контрольные вопросы

1. Объясните достоинства планетарных механизмов.
2. Каким условиям должны удовлетворять числа зубьев планетарных механизмов?
3. Как составляется выражение для определения передаточного отношения планетарного механизма?
4. По каким формулам проверяется условие сборки и соседства сателлитов?
5. Как графически определяется передаточное отношение планетарного механизма?
6. Как по картине линейных скоростей определяется направление вращения ведомого звена планетарного механизма?
7. Как определить передаточное отношение передачи с неподвижными осями аналитически?
8. Как определить знак передаточного отношения по картине угловых скоростей?
9. Как определить положение мгновенного центра скоростей сателлита (блока сателлитов)?
10. Как определить масштабный коэффициент угловых скоростей?



Темничеке харажарына
 Термалык шымше
 Ц-42
 Жасалган
 2-13-111

Темничеке префильтра
 1. Период сборки: сталь, поверхность корпуса стальной
 Листы 24, 100, 1750-87

№ п/п	№ документа	Исполнитель	Проверенный	Дата
1	Ц-42	Жасалган	2-13-111	2012
Циклоид редуктор				
№ п/п	№ документа	Исполнитель	Проверенный	Дата
1	Ц-42	Жасалган	2-13-111	2012

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЗВЕНЬЕВ МЕДИЦИНСКОГО РЕАБИЛИТАЦИОННОГО ЭКЗОСКЕЛЕТНОГО КОМПЛЕКСА

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: разработка математической модели экзоскелетного комплекса для обеспечения функционирования устройства управления движением исполнительных звеньев реабилитационной человеко-машинной системы.

ОБЪЕКТЫ выполнения работы – экзоскелетный реабилитационный комплекс «REHAB».

1. Общие сведения

Рассматриваемый экзоскелет нижних конечностей состоит из следующих основных элементов (рис. 1): 1 — корсет, обеспечивающий фиксацию пациента в экзоскелете; 2 — бедра, устанавливаемые на корсете с помощью двух двухкоординатных шарниров, при этом одна из осей снабжена электроприводом; 3 — голени, закрепляемые на бедрах с помощью активного шарнира вращательного типа; 4 — стопы, присоединенные к голени с помощью трехкоординатного шарнира, причем две степени подвижности снабжены электроприводами вращательного движения; 5 — ремни для фиксации спины. Все шарниры снабжены датчиками угла поворота, а стопы дополнительно содержат датчики давления, определяющие величину воздействия стопы на опорную поверхность. Все электроприводы имеют датчики тока, что позволяет контролировать величину моментов, создаваемых этими приводами. Общий вид экзоскелета изображен на рис. 1. Человеко-машинное взаимодействие реализовано с помощью системы специальных устройств, обеспечивающих движение конечностей человека синхронно перемещениям звеньев экзоскелета. Фиксация спины пользователя осуществляется при помощи ремней фиксации спины и пояса. Лопатки человека прижимаются к спине устройства ремнями фиксации груди, а поясничный отдел спины пользователя — ремнем фиксации пояса. На схеме ремни фиксации не показаны.

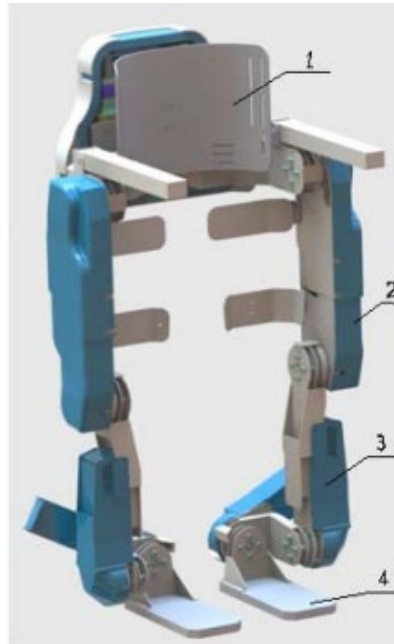


Рис. 1. Общий вид экзоскелета

Ремни фиксации бедер связывают воедино бедренные части человека и экзоскелета и позволяют перемещать бедро пользователя при движении устройства. Ремни фиксации голеностопного сустава не дают перемещаться голени человека отдельно от экзоскелета. Стопа пользователя крепится к стопе устройства при помощи ремней фиксации стопы. Длина ремней регулируется в широком диапазоне для обеспечения комфортного расположения в экзоскелете людей различной комплекции.

При разработке математической модели экзоскелета с расположенным в нем человеком будем считать, что сагиттальная плоскость делит тело (и только тело) на две равные части, причем позвоночник не деформируется, вращения головой исключаются, а положение верхних и нижних конечностей не обязательно симметричное. Система координат сагиттальной плоскости всегда совпадает с системой координат 4-го звена и движется вместе с ней. Фронтальная плоскость всегда перпендикулярна сагиттальной в подвижном и неподвижном состояниях. На рис. 2 представлена схема одиннадцатизвенного механизма для моделирования поведения системы «человек-экзоскелет» при ходьбе. Предположим, что масса человека распределена по одиннадцати звеньям и человеческие движения совместимы с движениями экзоскелета по траектории. Здесь обозначены: 1 – правая стопа, 2 – правая голень, 3 – правое бедро, 4 – корпус человека (включая голову и руки), 5 – левое бедро,

6 – левая голень, 7 – левая стопа. Звенья 8-11 являются связующими элементами, и при проекции на разные плоскости будем привязывать их к другим звеньям. Все звенья соединены цилиндрическими однокоординатными шарнирами. Все звенья имеют длины l_i и массы m_i соответственно, центры масс C_i совпадают с центрами симметрии звеньев $i=1...11$.

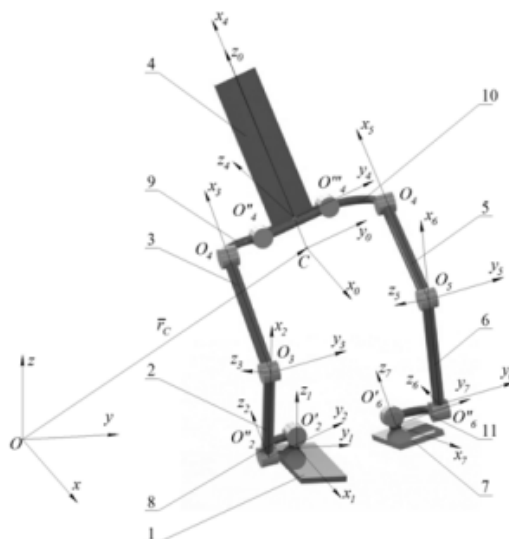


Рис. 2 Схема обозначения звеньев системы «человек-экзоскелет»

Введем нумерацию звеньев при проекциях механизма в сагиттальной и фронтальной плоскостях. При проекции системы в сагиттальной плоскости звенья 9 и 10 будут относиться к звену 4 (корпус тела), звено 8 к звену 1 (правая стопа), а 11 к звену 7 (левая стопа). Во фронтальной плоскости звено 9 относится к 3, 10 к звену 5, 11 к звену 6, а 8 к звену 2. Тогда в сагиттальной и фронтальной плоскостях можно рассматривать систему человек-экзоскелет в виде семизвенного механизма.

2 Моделирование биомехатронной реабилитационной системы для вертикализации пациента

Численное моделирование и анализ поведения биомехатронной реабилитационной системы для вертикализации пациента при переходе из положения «сидя» в положение «стоя» необходимы для определения параметров управляемого движения четырехзвенного механизма с активными тазобедренным, коленным и голеностопным суставами (шарнирами). Моделирование проводилось в два этапа: на первом – определялись динамические параметры движения звеньев и

характеристики управляемых приводов шарниров в режиме вставания. На втором – к полученной модели добавлялась реальная геометрия приводов и соединительных элементов конструкции.

Для разработки математической модели движения рассматриваемого биомехатронного аппарата, последний рассматривался как механическая многзвенная система, состоящая из четырех твердых звеньев, связанных между собой вращательными шарнирами (см. рис.3а).

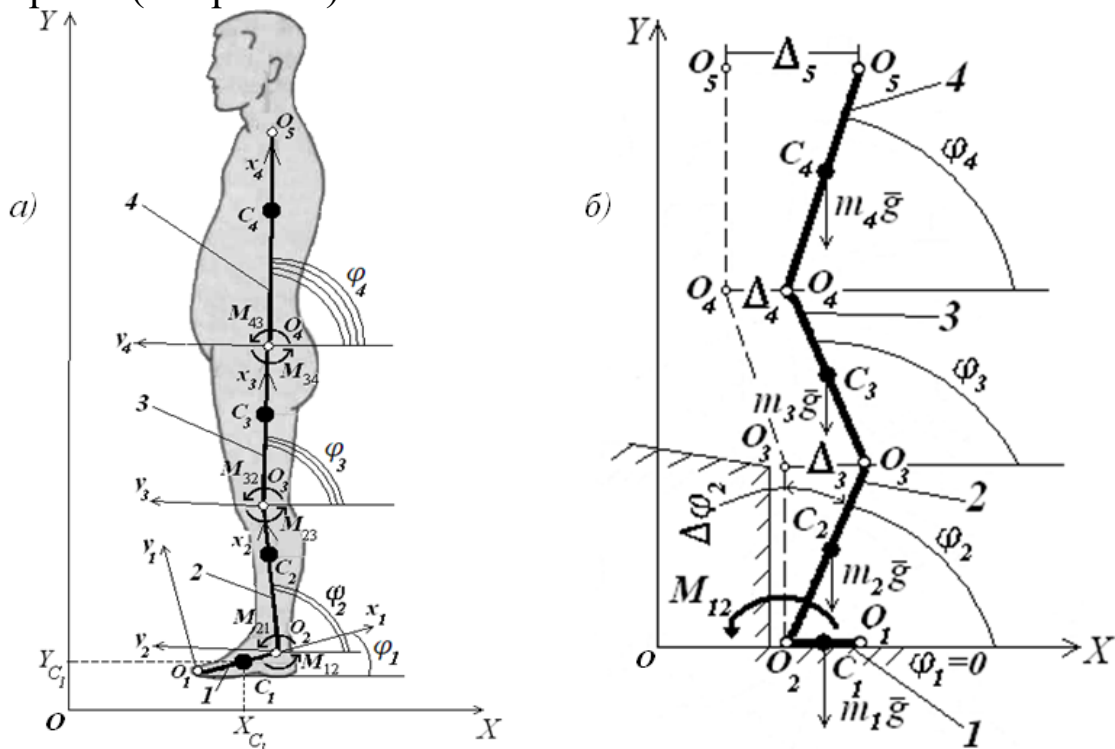


Рис. 3 Расчетная схема реабилитационного устройства

Для численного описания движения рассматриваемой системы тел в режиме вертикализации, она представлялась в виде кинематической цепи, состоящей из звеньев 1 - 4. При этом принимались следующие допущения:

- 1) все звенья системы - абсолютно твердые недеформируемые тела;
- 2) каждое из звеньев представляет собой стержень длиной l_i и массой m_i , сосредоточенной в центре симметрии звена C_i ;
- 3) в качестве положительного направления отсчёта поворота звеньев принималось направление против хода часовой стрелки.

Для удобства описания кинематики многзвенного механизма вводилось четыре относительные системы координат $O_i x_i y_i$, ориентация которых относительно абсолютной системы координат OXY , определялась углами φ_i ($i=1, \dots, 4$).

Движение каждого звена аппарата описывается тремя обобщенными координатами $x_{Ci}, y_{Ci}, \varphi_i$, где x_{Ci}, y_{Ci} - координаты центра масс i -го звена, φ_i - угол поворота i -го звена по отношению к горизонтальной оси.

Определим радиус-векторы основных точек звеньев устройства в абсолютной системе координат с использованием матриц поворота $T_{i,i-1}$, обеспечивающих перевод координат, определенных в системах $O_i x_i y_i$, в системы $O_{i-1} x_{i-1} y_{i-1}$.

Абсолютные радиус-векторы точек C_1 и O_2 вычисляются по формулам:

$$\vec{r}_{C1} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1C1} = \vec{r}_{C1} + T_{10} \vec{\rho}_{O1C1}^{(1)}, \quad \vec{r}_{O2} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1O2} = \vec{r}_{O1} + T_{10} \vec{\rho}_{O1O2}^{(1)},$$

- где $\vec{r}_{O1C1}, \vec{r}_{O1O2}$ - относительные радиус-векторы точек C_1 и O_2 в системе координат Oxy ,

- $\vec{\rho}_{O1C1}^{(1)} = \left(\frac{l_1}{2} 0\right)^T, \vec{\rho}_{O1O2}^{(1)} = (l_1 0)^T$ - относительные радиус-векторы тех же точек в системе координат $O_1 x_1 y_1$.

Преобразовав записанные выражение, найдем радиус-вектор точки C_1

$$\vec{r}_{C1} = \begin{pmatrix} x_{O1} + \frac{l_1}{2} \cos \varphi_1 \\ y_{O1} + \frac{l_1}{2} \sin \varphi_1 \end{pmatrix}, \quad \text{точки } O_2 \quad \vec{r}_{O2} = \begin{pmatrix} x_{O1} + l_1 \cos \varphi_1 \\ y_{O1} + l_1 \sin \varphi_1 \end{pmatrix}.$$

Для нахождения радиус-векторов точек C_2 и O_3 справедливы формулы:

$$\vec{r}_{C2} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1C2} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1O2} + \vec{r}_{O2C2}, \quad \vec{r}_{O3} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1O3} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1O2} + \vec{r}_{O2O3}.$$

Радиус-векторы $\vec{r}_{O2C2}, \vec{r}_{O2O3}$ относительно точки O_2 в абсолютной системе координат имеют вид:

$$\vec{r}_{O2C2} = T_{10} \vec{\rho}_{O2C2}^{(1)} = T_{10} T_{21} \vec{\rho}_{O2C2}^{(2)}, \quad \vec{r}_{O2O3} = T_{10} \vec{\rho}_{O2O3}^{(1)} = T_{10} T_{21} \vec{\rho}_{O2O3}^{(2)},$$

- где $\vec{\rho}_{O2C2}^{(1)}, \vec{\rho}_{O2C2}^{(2)} = \left(\frac{l_1}{2} 0\right)^T$ - радиус-векторы точки C_2 относительно точки O_2 в системах $O_1 x_1 y_1$ и $O_2 x_2 y_2$,

- $\vec{\rho}_{O2O3}^{(1)}, \vec{\rho}_{O2O3}^{(2)} = (l_2 0)^T$ - радиус-векторы точки O_3 относительно точки O_2 в системах $O_1 x_1 y_1$ и $O_2 x_2 y_2$.

Тогда радиус-вектор центра масс звена 2 можно записать следующим образом:

$$\vec{r}_{C2} = \vec{r}_{O1} + T_{10}\vec{\rho}_{O1O2}^{(1)} + T_{10}T_{21}\vec{\rho}_{O2C2}^{(2)}, \quad \vec{r}_{C2} = \begin{pmatrix} x_{O1} + l_1 \cos \varphi_1 + \frac{l_2}{2} \cos \varphi_2 \\ y_{O1} + l_1 \sin \varphi_1 + \frac{l_2}{2} \sin \varphi_2 \end{pmatrix}.$$

Радиус-вектор точки O_3 примет вид

$$\vec{r}_{O3} = \vec{r}_{O1} + T_{10}\vec{\rho}_{O1O2}^{(1)} + T_{10}T_{21}\vec{\rho}_{O2O3}^{(2)}, \quad \vec{r}_{O3} = \begin{pmatrix} x_{O1} + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 \\ y_{O1} + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 \end{pmatrix}.$$

Радиус-векторы точек C_3 и O_4 равны векторным суммам радиус-вектора точки O_1 и относительных радиус-векторов \vec{r}_{O1C3} и \vec{r}_{O1O4} соответственно, определенных в абсолютной системе координат:

$$\vec{r}_{C3} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1C3} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1O2} + \vec{r}_{O2O3} + \vec{r}_{O3C3} \quad \text{и}$$

$$\vec{r}_{O4} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1O4} = \vec{r}_{O1} + \vec{r}_{O1O2} + \vec{r}_{O2O3} + \vec{r}_{O3O4},$$

$$\text{- где } \vec{r}_{O3C3} = T_{10}\vec{\rho}_{O3C3}^{(1)} = T_{10}T_{21}\vec{\rho}_{O3C3}^{(2)} = T_{10}T_{21}T_{32}\vec{\rho}_{O3C3}^{(3)},$$

$$\vec{r}_{O3O4} = T_{10}\vec{\rho}_{O3O4}^{(1)} = T_{10}T_{21}\vec{\rho}_{O3O4}^{(2)} = T_{10}T_{21}T_{32}\vec{\rho}_{O3O4}^{(3)},$$

- где $\vec{\rho}_{O3C3}^{(1)}$, $\vec{\rho}_{O3C3}^{(2)}$, $\vec{\rho}_{O3C3}^{(3)}$, $\vec{\rho}_{O3O4}^{(1)}$, $\vec{\rho}_{O3O4}^{(2)}$, $\vec{\rho}_{O3O4}^{(3)}$ - относительные радиус-векторы точек C_3 и O_4 в системах $O_1x_1y_1$, $O_2x_2y_2$, $O_3x_3y_3$.

Система дифференциальных уравнений движения устройства записывается с использованием уравнений Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_n} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_n} = Q_n,$$

- где T – кинетическая энергия системы,

q_n – обобщенная координата,

Q_n – обобщенная сила по координате q_n .

Для определения кинетической энергии рассматриваемой системы, которая находится как сумма кинетических энергий всех тел системы, воспользуемся формулами для плоского движения

$$T_i = m_i \frac{\dot{x}_{Ci}^2 + \dot{y}_{Ci}^2}{2} + \frac{I_{Ci}\dot{\phi}_i^2}{2},$$

- где $I_{Ci} = \frac{m_i l_i^2}{12}$ - центральные моменты инерции звеньев,

\dot{x}_{Ci} , \dot{y}_{Ci} - проекции скоростей центров масс звеньев на оси абсолютной системы координат.

После соответствующих преобразований система дифференциальных уравнений, описывающая движение четырехзвенного механизма имеет вид:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & \ddot{x}_{C1} \sum_{i=1}^4 m_i - \ddot{\varphi}_1 (m_2 + m_3 + m_4) \frac{l_1}{2} \sin \varphi_1 - \ddot{\varphi}_2 (m_2 + 2m_3 + 2m_4) \frac{l_2}{2} \sin \varphi_2 - \ddot{\varphi}_3 (m_3 + m_4) \frac{l_3}{2} \sin \varphi_3 - \dot{\varphi}_1^2 (m_2 + m_3 + m_4) \frac{l_1}{2} \cos \varphi_1 - \\
 & - \dot{\varphi}_2^2 (m_2 + 2m_3 + 2m_4) \frac{l_2}{2} \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_3^2 (m_3 + 2m_4) \frac{l_3}{2} \cos \varphi_3 - m_4 \frac{l_4}{2} \ddot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 - m_4 \frac{l_4}{2} \dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4 = Q_1, \\
 & \ddot{y}_{C1} \sum_{i=1}^4 m_i + \ddot{\varphi}_1 (m_2 + m_3 + m_4) \frac{l_1}{2} \cos \varphi_1 + \ddot{\varphi}_2 (m_2 + 2m_3 + 2m_4) \frac{l_2}{2} \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_3 (m_3 + m_4) \frac{l_3}{2} \cos \varphi_3 - \dot{\varphi}_1^2 (m_2 + m_3 + m_4) \frac{l_1}{2} \sin \varphi_1 - \\
 & - \dot{\varphi}_2^2 (m_2 + 2m_3 + 2m_4) \frac{l_2}{2} \sin \varphi_2 - \dot{\varphi}_3^2 (m_3 + 2m_4) \frac{l_3}{2} \sin \varphi_3 + m_4 \frac{l_4}{2} \ddot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 - m_4 \frac{l_4}{2} \dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 = Q_2, \\
 & \ddot{x}_{C1} (m_2 + m_3 + m_4) \frac{l_1}{2} \sin \varphi_1 + \ddot{y}_{C1} (m_2 + m_3 + m_4) \frac{l_1}{2} \cos \varphi_1 + \ddot{\varphi}_1 \left[I_{C1} (m_2 + m_3 + m_4) \frac{l_1^2}{4} \right] + \ddot{\varphi}_1 \left(\frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 \right) \frac{l_1 l_2}{2} \cos(\varphi_2 - \varphi_1) + \\
 & + \ddot{\varphi}_3 \left(\frac{m_3}{2} + m_4 \right) \frac{l_1 l_3}{2} \cos(\varphi_3 - \varphi_1) + \ddot{\varphi}_4 \frac{m_4}{2} \frac{l_1 l_4}{4} \cos(\varphi_4 - \varphi_1) + \dot{\varphi}_2^2 \left(\frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 \right) \frac{l_1 l_2}{2} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + \\
 & + \dot{\varphi}_3^2 \left(\frac{m_3}{2} + m_4 \right) \frac{l_1 l_3}{2} \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + \dot{\varphi}_4^2 m_4 \frac{l_1 l_4}{4} \sin(\varphi_1 - \varphi_4) = Q_3, \\
 & - \ddot{x}_{C1} (m_2 + 2m_3 + 2m_4) \frac{l_2}{2} \sin \varphi_2 + \ddot{y}_{C1} (m_2 + 2m_3 + 2m_4) \frac{l_2}{2} \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_1 \left(\frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 \right) \frac{l_1 l_2}{2} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + \\
 & + \ddot{\varphi}_2 \left[I_{C2} + l_2^2 \left(\frac{m_2}{4} + m_3 + m_4 \right) \right] + \ddot{\varphi}_3 (m_3 + 2m_4) \frac{l_2 l_3}{2} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + \ddot{\varphi}_4 m_4 \frac{l_2 l_4}{2} \cos(\varphi_4 - \varphi_2) + \\
 & + \dot{\varphi}_1^2 \left(\frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 \right) \frac{l_1 l_3}{2} \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + \dot{\varphi}_3^2 (m_3 + 2m_4) \frac{l_2 l_3}{2} \sin(\varphi_2 - \varphi_3) + \dot{\varphi}_4^2 m_4 \frac{l_2 l_4}{2} \sin(\varphi_2 - \varphi_4) = Q_4, \\
 & - \ddot{x}_{C1} (m_3 + 2m_4) \frac{l_3}{2} \sin \varphi_3 + \ddot{y}_{C1} (m_3 + 2m_4) \frac{l_3}{2} \cos \varphi_3 + \ddot{\varphi}_1 (m_3 + 2m_4) \frac{l_1 l_3}{4} \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + \ddot{\varphi}_2 (m_3 + 2m_4) \frac{l_2 l_3}{2} \cos(\varphi_2 - \varphi_3) + \\
 & + \ddot{\varphi}_3 \left(I_{C3} + m_3 \frac{l_3^2}{4} + m_4 l_3^2 \right) + \ddot{\varphi}_4 m_4 \frac{l_3 l_4}{2} \cos(\varphi_4 - \varphi_3) + \dot{\varphi}_1^2 (m_3 + 2m_4) \frac{l_1 l_3}{4} \sin(\varphi_3 - \varphi_1) + \dot{\varphi}_2^2 (m_3 + 2m_4) \frac{l_2 l_3}{2} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + \\
 & + \dot{\varphi}_4^2 m_4 \frac{l_3 l_4}{2} \sin(\varphi_3 - \varphi_4) = Q_5, \\
 & - \ddot{x}_{C1} m_4 \frac{l_4}{2} \sin \varphi_4 + \ddot{y}_{C1} m_4 \frac{l_4}{2} \cos \varphi_4 + \ddot{\varphi}_1 m_4 \frac{l_1 l_4}{4} \cos(\varphi_1 - \varphi_4) + \ddot{\varphi}_2 m_4 \frac{l_2 l_4}{2} \cos(\varphi_2 - \varphi_4) + \ddot{\varphi}_3 m_4 \frac{l_3 l_4}{2} \cos(\varphi_3 - \varphi_4) + \\
 & + \ddot{\varphi}_4 m_4 \frac{l_4^2}{4} + \dot{\varphi}_1^2 m_4 \frac{l_1 l_4}{4} \sin(\varphi_4 - \varphi_1) + \dot{\varphi}_2^2 m_4 \frac{l_2 l_4}{2} \sin(\varphi_4 - \varphi_2) + \dot{\varphi}_3^2 m_4 \frac{l_3 l_4}{2} \sin(\varphi_4 - \varphi_3) = Q_6
 \end{aligned} \right.$$

Для определения обобщенных сил применялся принцип возможных перемещений (см. рис.3б). В начальный момент времени реабилитационное устройство расположено на пациенте в положении «сидя», координаты X_{C1} , Y_{C2} , φ_1 заданы, а между звеньями устройства имеются некоторые относительные углы. Далее происходит поворот четвертого звена, по ходу часовой стрелки, под действием соответствующего момента M_{43} (прямое включение привода). При достижении некоторого численного значения абсолютного угла φ_4^* ,

происходит переход на следующий этап - «распрямление и отрыв третьего и четвертого звеньев от опорной поверхности». В шарнире O_4 направление крутящего момента M_{43} меняется на противоположное (обратное включение привода), в шарнире O_3 начинает действовать крутящий момент M_{32} , происходит вращение звена 3 по ходу часовой стрелки, в шарнире O_2 , соединяющем звенья 1 и 2 действует крутящий момент M_{12} , направленный против хода часовой стрелки.

3. Моделирование рабочих движений звеньев реабилитационного устройства

Для изучения процесса перевода пациента из положения «сидя» в положение «стоя», проводились теоретические и экспериментальные (см. рис. 2) исследования, позволяющие определить объемы движения нижних конечностей человека в различных суставах в режиме вставания с сиденья кресла, для последующей реализации в конструкции реабилитационного устройства.

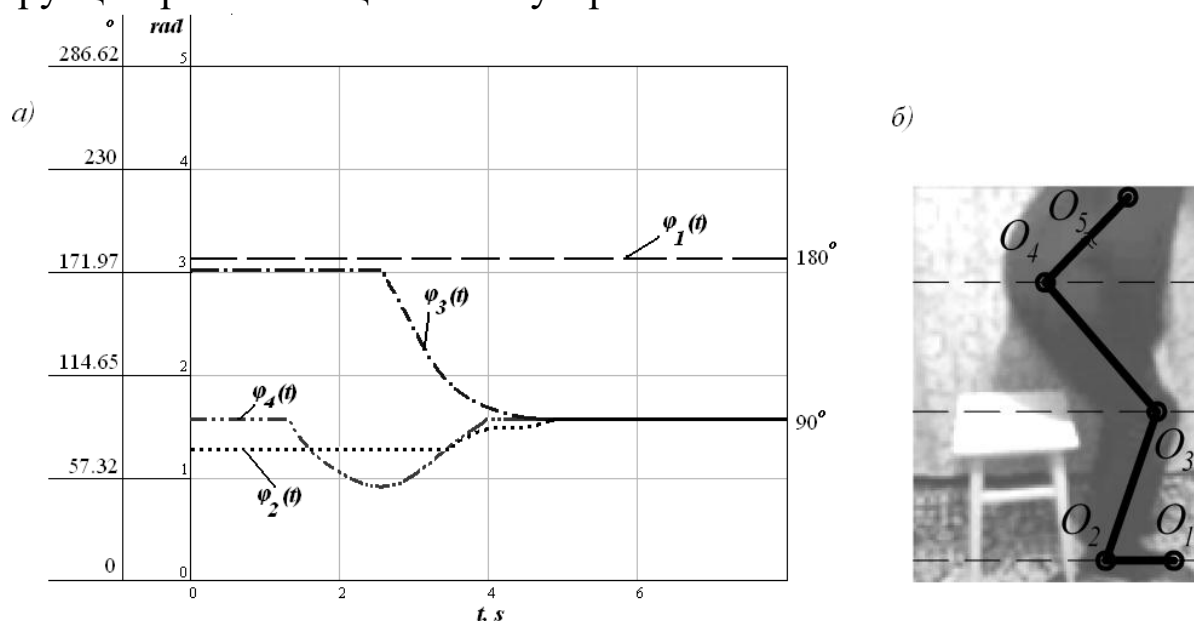


Рис. 4. Экспериментальное исследование объема движений (углов поворота) звеньев в режиме вставания:

1 – стопы O_1O_2 - $\varphi_1(t)$, 2 – голени O_2O_3 - $\varphi_2(t)$, 3 – бедра O_3O_4 - $\varphi_3(t)$,
4 – туловища (корпуса) O_4O_5 - $\varphi_4(t)$

Расчетная модель многозвеного биомехатронного механотерапевтического устройства для реабилитации нижних конечностей человека создана на основе твердотельных моделей,

разработанных в *CAD*-системе. В соответствии с поставленной задачей в расчете использовались только кинематические параметры многозвенной системы, участвующие в работе соответствующего цикла. Реабилитационное устройство представляет собой «двуногий» механизм, приводимый в движение активными шарнирами с линейными актюаторами (см. рис. 5). «Ноги» устройства состоят из трех подвижных звеньев (стопа, бедро, голень), последовательно соединённых между собой, а также с корпусом устройства вращательными кинематическими парами. Контакт с опорной поверхностью, осуществляется через поверхности стоп. Устройство оснащено четырьмя линейными приводами, один из которых шарнирно закреплён с корпусом устройства, два крепятся на бедре, и один установлен на голени. Шток каждого привода шарнирно соединен со звеньями реабилитационного устройства.

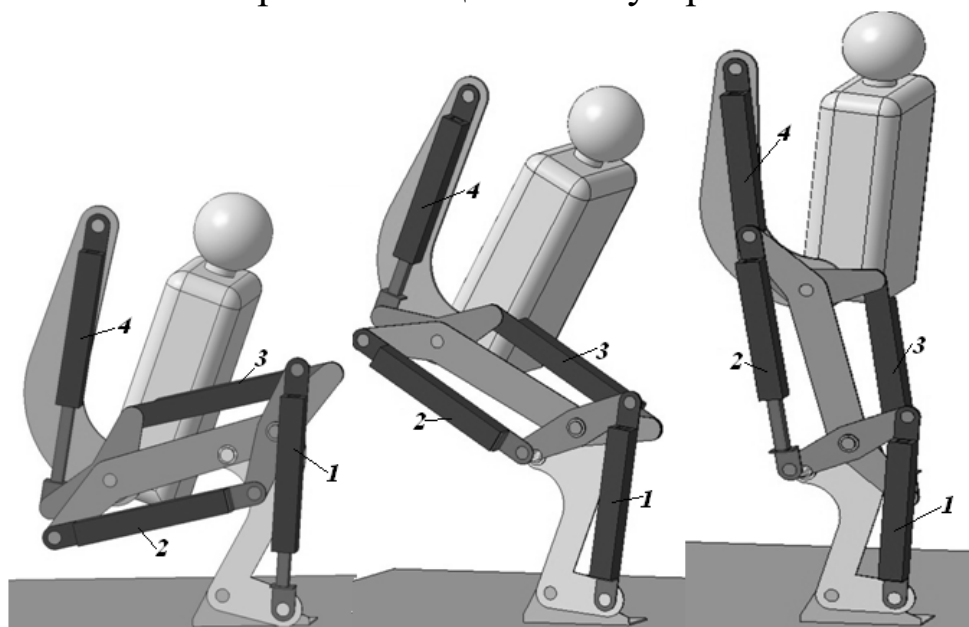


Рис. 5. Этапы функционирования (трехмерная модель) реабилитационного устройства в режиме вставания: 1- привод голеностопного шарнира, 2- нижний привод коленного шарнира, 3 – верхний привод коленного шарнира, 4 – привод тазобедренного шарнира

Задаваемые конструктивные параметры реабилитационного устройства аналогичны усредненным антропометрическим данным человека-пациента, а именно: длина звена голени $l_2=0,4$ м, бедра $l_3=0,4$ м и корпуса $l_2=0,5$ м. В качестве базовой для крепления линейных приводов (актюаторами) шарниров реабилитационного устройства была выбрана схема с двуплечим рычагом, обеспечивающая одновременно заданную моментную и угловую

характеристики. Значения развиваемых моментов активных тазобедренного, коленного и голеностопного суставов реабилитационного устройства при абсолютном удлинении приводов представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Значения развиваемых моментов в суставах

	Наклон корпуса вперед на угол 30^0	Наклон вперед корпуса на угол 20^0	Наклон вперед корпуса на угол 10^0	Вертикальное положение корпуса
Голеностопный сустав Н·м/ мм	189/0	189/0	189/0	189/0
Тазобедренный сустав Н·м/ мм	169/ 100	157/ 150	132/ 200	166/ 50
Коленный сустав				
Верхний привод Н·м/ мм	170 / 100	162/ 150	140 / 200	163/50
Нижний привод Н·м/ мм	132/ 200	132/200	132/200	132/ 200

Во время осуществления режима вставания, учитывая экспериментальные данные, итоговые аналитические функции изменения абсолютных углов наклона голени F_g , бедра F_b и корпуса F_k имеют следующий вид:

$$F_g = \begin{cases} \frac{7\pi}{18}(t \geq 0) \wedge (t < 3.36) \\ B2(t)(t \geq 3.36) \wedge (t < 5) \\ \frac{\pi}{2}(t \geq 5) \wedge (t \leq 10) \end{cases}, \quad F_b = \begin{cases} \frac{173\pi}{180}(t \geq 0) \wedge (t < 2.68) \\ B3(t)(t \geq 2.368 \wedge (t < 5) \\ \frac{\pi}{2}(t \geq 5) \wedge (t \leq 10) \end{cases}, \quad F_k = \begin{cases} \frac{\pi}{2}(t \geq 0) \wedge (t < 1.31) \\ B4(t)(t \geq 1.31) \wedge (t < 4.1) \\ \frac{\pi}{2}(t \geq 4.1) \wedge (t \leq 10) \end{cases},$$

- где $B2$, $B3$ и $B4$ – программные аналитические функции изменения абсолютных угла наклона голени, бедра и корпуса соответственно.

Выбранные параметры расчетной модели позволили получить физически и численно корректные результаты на обоих этапах моделирования. Результаты численного моделирования динамических процессов, протекающих при работе реабилитационного устройства, представлены в виде графиков

полученных с помощью программно-вычислительного комплекса, разработанного в среде Mathcad. Такое представление результатов является наиболее информативным и дает возможность визуально оценить изменение динамических параметров устройства. На рис. 6а представлены промежуточные положения звеньев плоского механизма при осуществлении вертикализации пациента. Анализ приведенных диаграмм позволяет выявить следующие этапы движения: этап 1 - непосредственное начало фазы движения, происходит наклон корпуса вперед ($90^\circ < \varphi_4 < 50^\circ, \varphi_3 = Const = 173^\circ$) для переноса центра тяжести, угол наклона голени также уменьшается на небольшое значение ($70^\circ < \varphi_4 < 66^\circ$), что вызвано движением корпуса; этап 2 - непосредственно отрыва корпуса от опорной поверхности и постепенный переход тела в вертикальное положение; этап 3 - вертикальное стояние, все углы, за исключением угла стопы, равны 90° . При осуществлении движения центр масс системы постоянно перемещается по некоторой сложной траектории. Поэтому с механической точки зрения движение звеньев данного биомехатронного реабилитационного устройства можно рассматриваться как следствие изменения условий равновесия внутри поля сил, в котором находится система, что вызывает перераспределение напряжений мышечных групп. Непроизвольное движение может изменить соотношение сил, как в сторону равновесия, так и от него.

Дополнительное использование силы мышц пациента, особенно в случае произвольных движений, может нарушить равновесие представленной системы, что ограничивает возможности разработанного устройства для осуществления ходьбы с динамической устойчивостью.

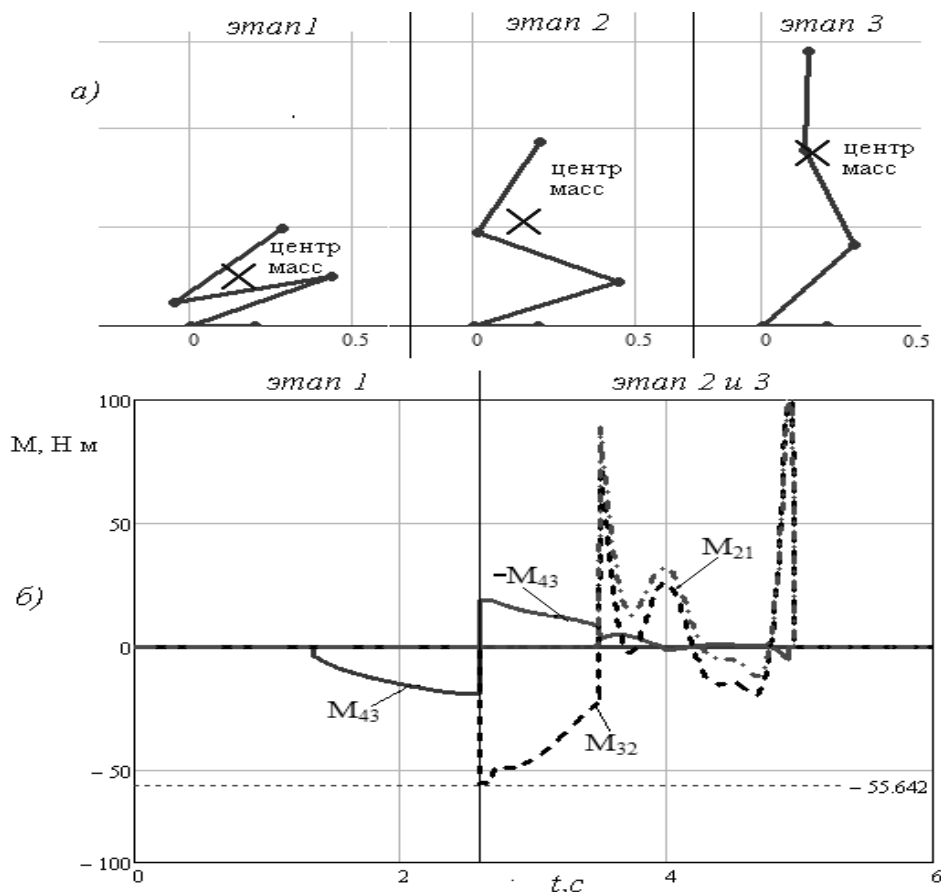


Рис. 6. Результаты моделирования движения звеньев реабилитационного устройства: а) - промежуточные положения звеньев плоского механизма при осуществлении вертикализации пациента, б) – диаграммы изменения управляющих моментов в шарнирах

На рис. 6б приведены диаграммы изменения управляющих моментов, возникающих в электроприводах активных шарниров во времени для пассивного режима реабилитации, когда пациент мышцы нижних конечностей пациента не задействованы в процессе вставания. Пиковые значения моментов, коленного ($M_{32}=55.6 \text{ Н}\cdot\text{м}$) и тазобедренного ($M_{43}=24 \text{ Н}\cdot\text{м}$) суставов наблюдаются при переходе с этапа 1 на этап 2, а голеностопного ($M_{21}=100 \text{ Н}\cdot\text{м}$) – в конце этапа 2, когда практически полностью происходит вертикализация пациента. Это объясняется необходимостью переноса центра масс системы для осуществления движения.

4. Порядок выполнения работы

1. Для заданного варианта конструкции реабилитационного устройства на базе пространственного манипулятора провести разработку расчетной схемы.

2. Используя уравнения Лагранжа II рода провести разработку системы дифференциальных уравнений, описывающих движение подвижных звеньев реабилитационного устройства. Для определения обобщенных сил воспользоваться принципом возможных перемещений.

3. Провести аналитическое исследование функционирования работы реабилитационного устройства, воспользовавшись любым пакетом прикладных программ среды MathCad. Построить графики промежуточных положений звеньев плоского механизма при осуществлении самостоятельно выбранных реабилитационных движений.

4. Сформулировать выводы по работе.

5. Контрольные вопросы

1. Назначение и области применения манипуляторов в медицине.

2. Классификационные признаки и системы классификации медицинских роботов.

3. Исполнительные устройства медицинских роботов. Кинематика многозвенных манипуляционных механизмов.

4. Понятие степеней подвижности. Основные системы координат.

5. Понятие человеко-машинной системы. Способы размещения роботов в рабочей зоне.

6. Виды конструктивного исполнения манипуляционных механизмов для медицины.

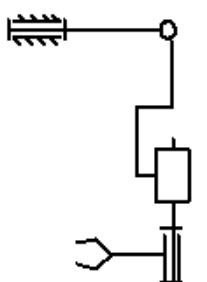
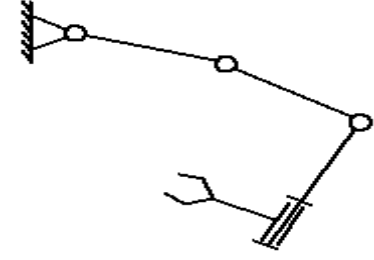
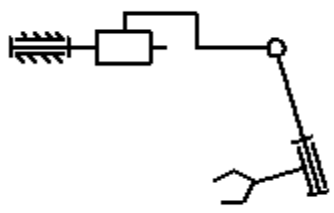
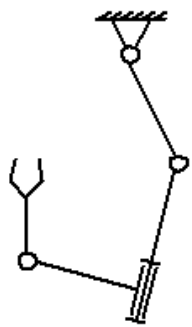
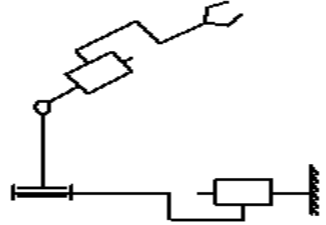
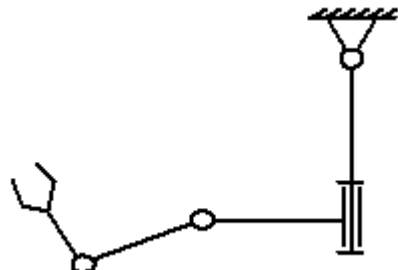
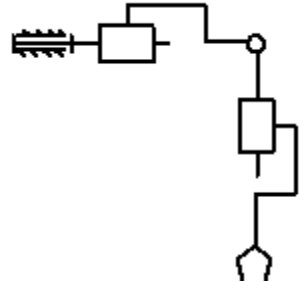
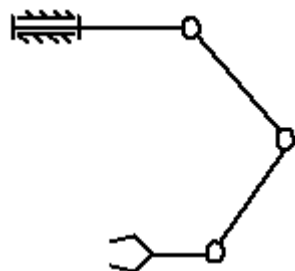
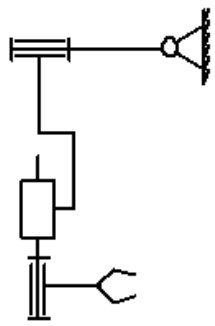
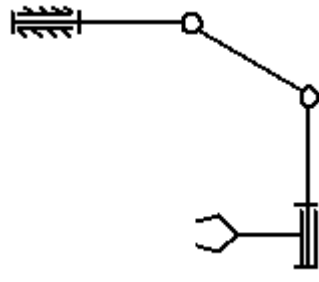
7. Особенности размещения приводов по кинематической схеме и виды механических передач.

8. Модульный принцип построения роботов.

9. Типы исполнительных приводов. Динамические параметры движения.

10. Точностные характеристики роботов. Понятие абсолютной и относительной точности работы робота.

Приложение

			
			
			
			
	0		

4 ИССЛЕДОВАНИЕ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЗВЕНЬЕВ ЧЕЛОВЕКО-МАШИННОГО КОМПЛЕКСА МЕДИЦИНСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

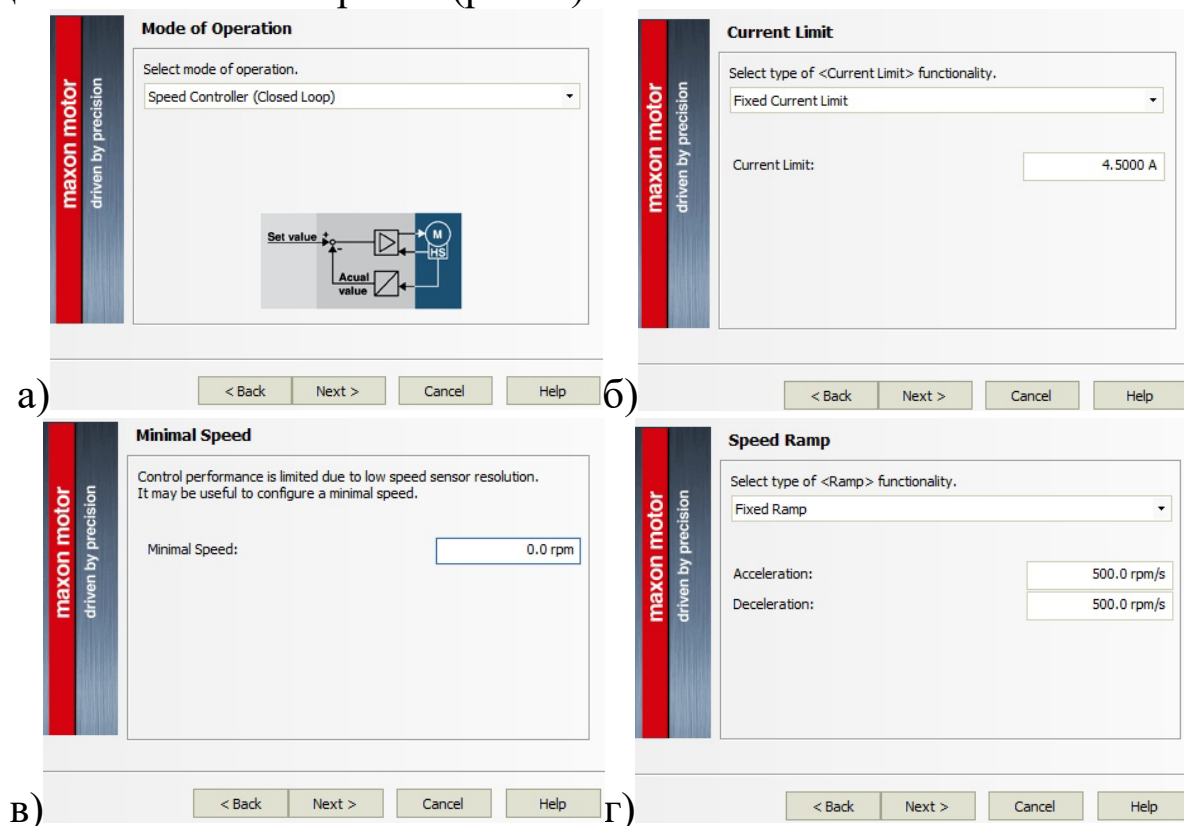
Цель работы: освоить методы задания траекторий движения исполнительных звеньев коленного сустава экзоскелетного комплекса и изучить основы разработки и настройки регуляторов системы автоматического управления привода.

Объект исследования: Электропривод коленного сустава медицинского реабилитационного экзоскелета нижних конечностей.

Аппаратные средства: виртуальная лаборатория на ЭВМ IBM PC, ESCON Studio 2.2.

Описание настройки драйвера с помощью ESCON Studio

Для настройки выбранного драйвера ESCON 50/8 воспользуемся программой ESCON Studio 2.2. Управление будет осуществляться по скорости (рис. 1).



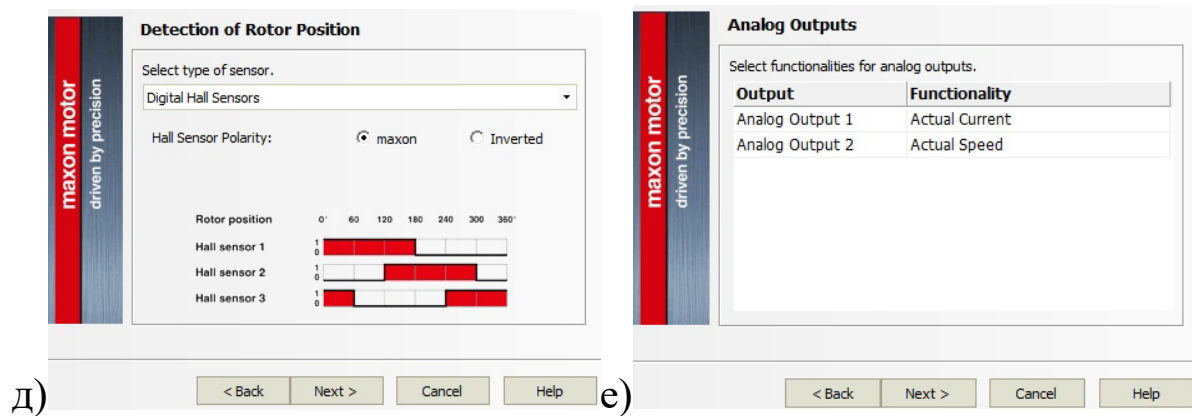


Рис. 1. Окна настройки драйвера: а) Режим управления (по скорости); б) предельное значение тока; в) минимальное значение скорости; г) изменение скорости; д) определение положение ротора датчиком Холла; е) настройка аналоговых выходов.

Завершив первоначальную настройку и задание параметров, запустим программу и получим результат автонастройки коэффициентов регулятора, представленный на рис. 2. в виде графиков.

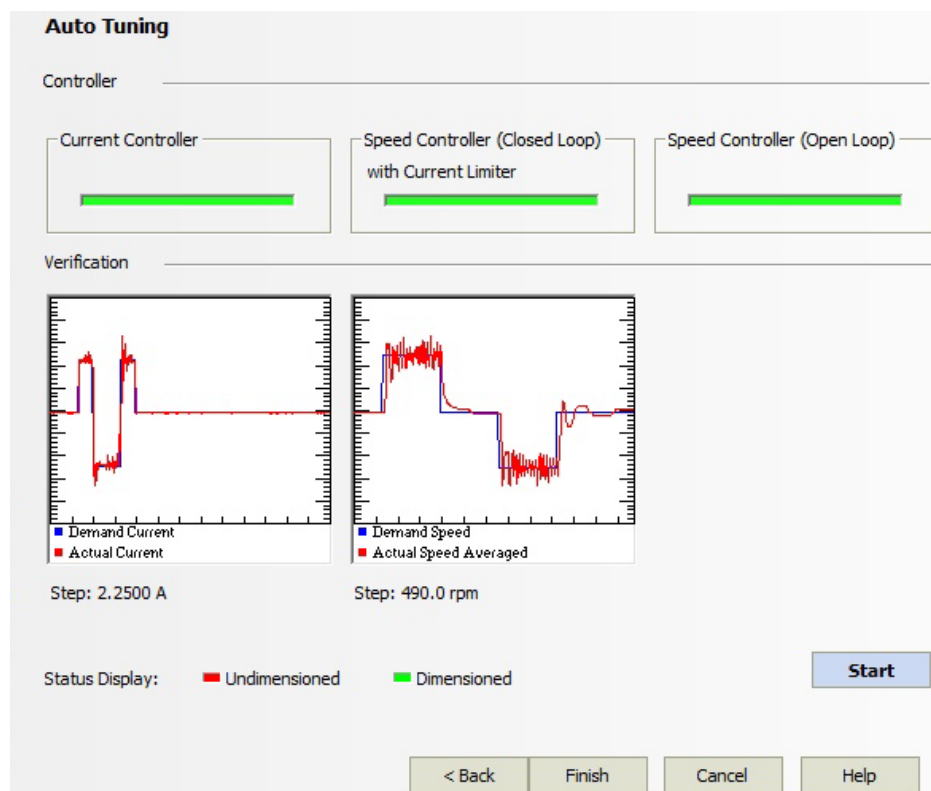


Рис. 2. Окно автонастройки коэффициентов регулятора

Ход работы

Для реализации управляемого движения используемы arduino-совместимый контроллер. Для управления двигателем коленного

сустава, включение/выключение, реверсированием и заданием скорости используем код.

```
#include <BasicLinearAlgebra.h>
#include <math.h>
#include "TrajGen.h"
using namespace BLA;

// Escon driver pins
#define pin_PWM 9 // setSpeed
#define pin_DIG1 8 // enable
#define pin_DIG2 7 // direction

float PWM_sig = 0.0;

void DriverWrite(int PWM)
{
    if (PWM > 255) PWM = 255;
    if (PWM < -255) PWM = -255;
    int PWM_M = map(abs(PWM), 0, 255, 26, 229); // 10 - 90 % pwm
    analogWrite(pin_PWM, PWM_M);
    digitalWrite(pin_DIG1, HIGH);
    if (PWM > 0) digitalWrite(pin_DIG2, HIGH);
    else digitalWrite(pin_DIG2, LOW);
}

float Current, Speed;

void DriverRead()
{
    int Current = analogRead(A0); // analogoutput1 current
    int Speed = analogRead(A1); // analogoutput2 speed
    Current = map(Current, 0, 818, 0, 5);
    Speed = map(Speed, 0, 705, 0, 3000);
    Serial.print(Current);
    Serial.print(" ");
    Serial.print(Speed);
}
```

```

void setup()
{
  Serial.begin(9600);
  pinMode(pin_PWM, OUTPUT);
  pinMode(pin_DIG1, OUTPUT);
  pinMode(pin_DIG2, OUTPUT);
}

float Time = 3;
float dt = 0.01;
int Count = Time/dt;

void loop()
{
  for (int i = 0; i < Count; i++)
  {
    t = i*dt;
    PWM_sig = TrajGen(t);
    DriverWrite(PWM_sig);
    DriverRead();
  }
}

```

Обратите внимание, что в коде используются стандартные библиотеки BasicLinearAlgebra.h и math.h. Эти библиотеки для Arduino несложно найти и загрузить бесплатно в интернете.

Кроме того при формировании траектории используется функция TrajGen(t). Программный код для нее представлен ниже:

```

#include "Poli5.h"

float Lx = 0;
float Ly = 0;

float t = TT;
float t0 = 0;
float t1 = (StepTime/4);
float t2 = (StepTime/4) + t1;

```

```

float t3 = (StepTime/4) + t2;
float t4 = StepTime;

float S = 0.3; // ширина шага
float StepTime = 1;
float V = 2*S/StepTime;
float H = 0.15; // высота подъема ноги
float H0 = 0.75; // расстояние от бедра до дорожки
float V0 = V*1;

float BL = (Lx^2 + Ly^2)^0.5;
float qu1L, qu2L, q1L, q2L;

float TrajGen (float tt)
{
    if ((t0%StepTime >= t0) && (t0%StepTime < t1))
    {
        Lx = Poli5(t0, t1, 0, S/2, V0, -V, 0, 0, t0%StepTime);
        Ly = Poli5(t0, t1, -H0, -(H0+H), 0, 0, 0, 0, t0%StepTime);
    }

    if ((t0%StepTime >= t1) && (t0%StepTime < t2))
    {
        Lx = -(t0%StepTime)*V + S;
        Ly = -H0+H;
    }

    if ((t0%StepTime >= t2) && (t0%StepTime < t3))
    {
        Lx = -(t0%StepTime)*V + S;
        Ly = -(H0+H);
    }

    if ((t0%StepTime >= t3) && (t0%StepTime < t4))
    {
        Lx = Poli5(t3, t4, -S/2, 0, -V, V0, 0, 0, t0%StepTime);
        Ly = Poli5(t3, t4, -(H0+H), -H0, 0, 0, 0, 0, t0%StepTime);
    }
}

```

```

// обратная задача кинематики
if (Lx > 0)
{
    BL = (Lx^2 + Ly^2)^0.5;
    qu1L = atan(Ly/Lx);
    qu2L = acos((L1^2 - L2^2 + BL^2)/(2*L1*BL));
    if (Lx != 0)
    {
        q1L = qu1L + qu2L;
        q2L = q1L + (3.14 + acos((L1^2 + L2^2 - BL^2)/(2*L1*L2)));
    }
}
else
{
    BL = (Lx^2 + Ly^2)^0.5;
    qu1L = atan(Ly/Lx);
    qu2L = acos((L1^2 - L2^2 + BL^2)/(2*L1*BL));
    if (Lx == 0) {
        q1L = (qu1L + qu2L) - 3.14;
        q2L = (q1L + (3.14 + acos((L1^2 + L2^2 - BL^2)/(2*L1*L2))));
    }
}
}
return q1L;
}

```

Эта функция строит гладкие траектории движения звеньев ноги при ходьбе, согласно алгоритму описанному в лекциях. Обратим внимание, что того чтобы данный код работал корректно необходимо добавить в директорию еще один файл, описывающий функцию **Poli5()**, позволяющую построить полином по заданным параметрам. Код функции представлен ниже:

```

#include <BasicLinearAlgebra.h>
#include <math.h>
BLA::Matrix<6,6> Base;
BLA::Matrix<1,6> Bound;
BLA::Matrix<6,1> BoundT;
BLA::Matrix<6,1> A;

```

```

void Poli5(float t0, float tk, float X0, float Xk, float V0, float Vk, float
A0, float Ak)
{
  Base = 0;
  Bound = 0;
  BoundT = 0;
  A = 0;

  Bound = {X0, Xk, V0, Vk, A0, Ak};
  BoundT = ~Bound;
  Base = {1, t0, pow(t0,2), pow(t0,3), pow(t0,4), pow(t0,5),
         1, tk, pow(tk,2), pow(tk,3), pow(tk,4), pow(tk,5),
         0, 1, 2*t0, 3*pow(t0,2), 4*pow(t0,3), 5*pow(t0,4),
         0, 1, 2*tk, 3*pow(tk,2), 4*pow(tk,3), 5*pow(tk,4),
         0, 0, 2, 6*t0, 12*pow(t0,2), 20*pow(t0,3),
         0, 0, 2, 6*tk, 12*pow(tk,2), 20*pow(tk,3)};
  Invert(Base);
  C = Base*BoundT;
  float r = C(0,0) + C(1,0)*t2 + C(2,0)*pow(t2,2) + C(3,0)*pow(t2,3)
+ C(4,0)*pow(t2,4) + C(5,0)*pow(t2,5);
  return r;
}

```

Подключение контроллера к электроприводу осуществляется стандартным способом согласно распиновке указанной в прошивке контроллера.

Представленный код, позволяет реализовывать управление частотой вращения двигателя коленного шарнира медицинского робота, при реализации траектории движения, соответствующей ходьбе по беговой дорожке.

Задание на лабораторную работу

1. Изучить настоящее МУ, подготовить стенд, ПК, запустить указанной ПО.
2. Осуществить подключение стенда к ПК, согласно указанным в МУ схемам.
3. Настроить контроллер двигатель с помощью ПО ESCON Studio 2.2.
4. Создать проект и загрузить исполняемый код в плату Arduino

5. Осуществить пуск двигателя.

6. Занести в отчет о лабораторной работе, показаниях текущей скорости, тока, и крутящего момента для различных положений механизма.

Вопросы для защиты лабораторных работ

1. Из каких составных частей состоит коленный шарнир экзоскелета?

2. Какой тип двигателя используется в шарнире медицинского робота?

3. Какой тип редуктора используется в шарнире медицинского робота?

4. Какой драйвер используется в приводе медицинского экзоскелета?

5. Как называется ПО для настройки параметров драйвера?

6. Каким образом осуществляется задание желаемых параметров движения привода?

7. Какие регуляторы могут быть реализованы на базе представленной в л.р. компонентной базы?