



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Робототехника и мехатроника»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовой работе
по дисциплине

«Детали мехатронных модулей, роботов и их
конструирование»

**«Конструирование мехатронного модуля
с поступательным (вращательным)
движением выходного звена»**

Автор
Мироненко Р.С.

Ростов-на-Дону, 2016

Аннотация

Методические указания к курсовому проекту (КП) предназначены для студентов по направлению подготовки 15.03.06 «Мехатроника и робототехника».

Автор

к.т.н., доцент Мироненко Р.С.





Оглавление

Варианты заданий	5
Состав пояснительной записки (общее содержание)	6
1 Расчет шарико-винтовой передачи	8
2 Расчет планетарной передачи	13
3 Устройство асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором	24
4 Определение главных размеров статора и ротора асинхронного двигателя	27
5 Расчет тормозного устройства мехатронного устройства	29
Примеры выполнения графической части курсового проекта	32
Список использованных источников	42

Методические указания к курсовому проекту (КП) предназначены для студентов по направлению подготовки 15.03.06 «Мехатроника и робототехника».

Методические указания содержат:

- общие сведения, касающиеся формулировки темы работы и целей курсового проектирования;
- информацию по выбору задания на курсовой проект;
- требования к курсовому проекту;
- состав пояснительной записки;
- состав графической части;
- методику типового расчета шарико-винтовой передачи (ШВП);
- методику типового расчета планетарной передачи;
- описание устройства асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором;
- рекомендации по определению главных размеров статора и ротора асинхронного двигателя мехатронного модуля;
- методику расчета дискового электромагнитного тормозного устройства (ТУ);
- примеры оформления листов графической части;
- список литературы.

Представленные в данном руководстве методики расчета шарико-винтовой и планетарной передач являются адекватными для условий и задач рассматриваемого курсового проектирования. С полными версиями расчета шарико-винтовой и планетарной передачи можно ознакомиться в /2/, /13/, /14/.

В данных методических указаниях даны все необходимые пояснения, обеспечивающие самостоятельную работу студента.

Общая тематика КП: «Конструирование мехатронного модуля с поступательным движением выходного звена» (в случае конструирования мехатронного модуля на базе шарико-винтовой передачи) или «Конструирование мехатронного модуля с вращательным движением выходного звена» (в случае конструирования мехатронного модуля на базе планетарной передачи).

Основная цель, решаемая в проекте, заключается в конструировании мехатронного модуля (ММ) с заданными техническими характеристиками. Требуемые технические характеристики модуля, а также вид движения его выходного звена, содержатся в задании, выдаваемом студенту.

Список рекомендуемой литературы приведен в конце данного пособия.

В помощь в проектировании в электронном виде прилагаются (находится на серверах кафедры «Р и М» в папке «Детали ММ»):

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора, 2001. В 3-х томах.
2. Гольдберг О.Д. и др. Проектирование электрических машин, 1984г.
3. Механика промышленных роботов. Том 3. Основы конструирования, 1989.
4. Промышленные роботы агрегатно-модульного типа, 1988.
5. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин, 1991.
6. Иванов М.Н. Детали машин, 2000.
7. Программно-методическое обеспечение курсового проекта в формате pdf объемом 409 стр. (название «дополнительно»).

Программно-методическое обеспечение курсового проекта под названием «дополнительно» использовать только при работе над разделом «Обзор существующих мехатронных модулей».

Варианты заданий

“Конструирование мехатронного модуля с поступательным движением выходного звена”

№ варианта	Максимальное усилие на выходном звене ММ $F_{нагр}, Н$	Частота вращения вала двигателя ММ $n, об/мин$	Линейная скорость выходного звена ММ $v_{вых}, м/с$	Длина винта ШВП $l_{в}, мм$
1	25	1000	0,085	1100
2	40	1500	0,1	900
3	50	750	0,04	1250
4	60	1500	0,13	1000
5	100	750	0,05	1500
6	110	1500	0,15	1300
7	140	750	0,1	2000
8	150	1000	0,053	1200
9	200	1000	0,065	1600
10	250	750	0,04	1900
11	270	1000	0,1	1800
12	350	1500	0,2	1700
13	600	1500	0,1	1400
14	650	1000	0,17	2300
15	700	750	0,075	2200
16	900	1000	0,085	2100
17	1250	750	0,064	2400
18	1500	1500	0,147	1850
19	1700	1500	0,25	2000
20	2200	750	0,1	3000
21	2300	1000	0,1	2700
22	3000	750	0,127	3300
23	3240	750	0,15	3500
24	3400	750	0,2	3800
25	5000	750	0,12	4000

Для всех вариантов расположение винта ШВП – горизонтальное.

“Конструирование мехатронного модуля с вращательным движением выходного звена”

№ варианта	Момент сопротивления (максимальное значение) на выходном звене ММ $T_{н}, Н·м$	Частота вращения вала двигателя ММ $n, об/мин$	Номинальная угловая скорость выходного звена ММ $\omega_{вых}, с^{-1}$
1	40	1000	6
2	50	750	3
3	60	1500	5
4	70	1000	4
5	80	750	4
6	90	1500	10
7	100	1000	3

8	110	1500	7
9	120	750	4,5
10	130	1000	3,5
11	140	1500	7
12	150	1000	5
13	160	1000	3
14	170	750	4
15	180	1000	4,5
16	190	750	5
17	200	750	2,5
18	210	1000	4
19	220	750	2
20	230	750	3
21	240	750	3,5
22	250	750	4,5
23	260	750	5
24	270	750	3
25	280	750	3,5

Примечание к нижеприведенному тексту:
курсивом выделено то, что не является обязательным для типового курсового проекта.

Состав пояснительной записки (общее содержание)

Введение

В нем может быть представлена общая информация по мехатронным устройствам, преимуществам их использования, области применения конструируемого мехатронного модуля и т.д.

1. Обзор существующих мехатронных модулей

Раздел подразделяется на пункты, количество которых зависит от числа видов рассматриваемых мехатронных модулей.

Содержание раздела:

- классификация мехатронных модулей движения;
- общая информация и технические характеристики существующих мехатронных модулей движения;
- *описание компонентов ММ (исполнительный привод, подшипники, преобразователь движения, датчики, ЦАП, АЦП, микроконтроллер, направляющие, тормозное устройство и т.д.).*

2. Расчетно-конструкторская часть

Содержание раздела:

- расчет шарико-винтовой передачи с обязательными тремя проверочными расчетами (расчет планетарной передачи с обязательными двумя проверочными расчетами);
- расчет требуемой мощности двигателя;
- определение главных размеров сердечников статора и ротора двигателя (для

получения информации о размерах элементов опор и корпуса ММ);

- расчет геометрических размеров элементов тормозного устройства;
- описание состава и принципа работы конструируемого ММ;
- для ММ с поступательным движением выходного звена обязателен выбор линейных направляющих с приведением подробной информации по основным геометрическим размерам направляющих;

- в зависимости от подхода к проектированию могут добавляться, как пример, расчеты привода ММ, направляющих, выбор подшипников и т.д.

3. Информационная подсистема мехатронного модуля

Содержание раздела:

- выбор датчиков для ММ, обоснование выбора, их описание;
- выбор микроконтроллера для управления ММ;
- определение задач микроконтроллера;
- разработка модуля связи с компьютером;
- разработка алгоритма работы ММ.

Заключение

Выводы по проделанной работе.

Список использованных источников

Спецификация к сборочному чертежу

Приложения

Рекомендуемый объем пояснительной записки типового курсового проекта 50-60 страниц. Шифр в рамке: ДММР.ХХ0000.000ПЗ (ХХ – две последние цифры в зачетке).

Состав графической части типового курсового проекта

1 лист (сборочный чертеж), формат А1

Название (пример): "Модуль мехатронный поступательного (вращательного) движения".

В конце методических указаний приведены примеры выполнения данного чертежа.

2 лист (детализировка к сборочному чертежу), формат А1

Для вариантов курсового проекта по теме "Конструирование мехатронного модуля с поступательным движением выходного звена" на детализировку выделяется один лист формата А1, на котором должно быть представлено не менее четырех элементов ММ.

Для вариантов курсового проекта по теме "Конструирование мехатронного модуля с вращательным движением выходного звена" на детализировку выделяются два листа формата А1, на которых должно быть представлено не менее шести элементов ММ.

У каждого из представленных элементов – индивидуальная рамка и соответствующее название согласно спецификации на сборочный чертеж.

В конце методических указаний приведены примеры выполнения детализировки.

3 лист (общий вид или габаритный чертеж), формат А1

Обязателен только для вариантов курсового проекта по теме "Конструирование мехатронного модуля с поступательным движением выходного звена".

Название (пример): "Модуль мехатронный поступательного движения".

Цель данного чертежа: показать общий вид, поясняющий принцип работы конструируемого модуля, взаимное расположение ММ, каретки и направляющих, способ соединения ММ с кареткой. Использовать на чертеже минимум два вида, например: вид сбоку и вид сверху.

В конце методических указаний приведены примеры выполнения данного чертежа.

1 Расчет шарико-винтовой передачи

1.1 Расчёт геометрических параметров винта шарико-винтовой передачи

Для определения геометрических параметров звеньев механизма вначале зада- емся некоторыми величинами в первом приближении.

Условие устойчивости винта определяется по формуле (данная формула предна- значена для знакомства с ее элементами, входящими в условие устойчивости; для расчета не использовать):

$$n_y = \frac{J_{расч} \cdot q \cdot E_y}{F_{нагр} \cdot l_{р.г.}^2} \quad (1.1)$$

где

n_y – коэффициент запаса устойчивости (для вертикальных винтов $n_y = 2$, для го- ризонтальных $n_y = 4$; значение принимать в соответствии с заданием варианта);

$F_{нагр}$ – максимальное усилие передачи (значение усилия передачи принимать в соответствии с заданием варианта), Н;

$l_{р.г.}$ – рабочая длина гайки (принимают равной 3 шагам винта), мм;

q – коэффициент закрепления винта, $q=40$;

E_y – модуль упругости первого рода материала винта, $E_y = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па;

$J_{расч}$ – приведенный к винту момент инерции поступательно перемещающихся масс, мм⁴.

Угловая скорость гайки (винта) определяется по формуле:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (1.2)$$

где

n – частота вращения вала двигателя ММ (входит в состав исходных данных для определения главных размеров статора и ротора асинхронного двигателя мехатрон- ного модуля, значение частоты вращения принимать в соответствии с заданием вари- анта).

Передаточное отношение ШВП определяется по формуле:

$$U_{вп} = \frac{\omega}{v_{вых}} \quad (1.3)$$

где

$v_{вых}$ – линейная скорость винта (гайки), т.е. выходного звена ММ (значение ли- нейной скорости принимать в соответствии с заданием варианта).

Значение $U_{вп}$ рекомендуется принимать в пределах от 300 до 2000 м⁻¹.

Шаг резьбы определяется по формуле:

$$P = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot \pi}{U_{вп} \cdot K} \quad (1.4)$$

где

K – число заходов резьбы (обычно ШВП выполняются однозаходными, т.е. $K=1$).

Результат вычисления шага резьбы, полученный в мм, округляем до ближайшего стандартного числа из ряда:

1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24.

Полученное значение шага резьбы используется для определения рабочей длины гайки $l_{p.g.}$

На основании зависимости (1.1), приведенный к винту (валу) момент инерции поступательно перемещающихся масс равен, мм⁴:

$$J_{расч} = \frac{n_y \cdot F_{нагр} \cdot l_{p.z.}^2}{q \cdot E_y} \quad (1.5)$$

Средний диаметр винта определяют по формуле:

$$d_{cp} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J_{расч}}{\pi}} \quad (1.6)$$

Значение диаметра винта посредством формулы (1.6) получаем в метрах, для удобства дальнейшей работы переводим в миллиметры и округляем до ближайшего **большого** стандартного значения из ряда:

3,5; 4; 4,5; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100

Диаметр шариков равен, мм:

$$d_{ш} = \kappa_p \cdot P \quad (1.7)$$

где

κ_p – коэффициент шага резьбы, равный 0,6.

Результат $d_{ш}$ округляют до ближайшего **большого** стандартного значения:

0,25; 0,30; 0,36; 0,635; 0,68; 0,7; 0,8; 0,84; 0,85; 1,0; 1,2; 1,3; 1,5; 1,558; 1,984; 2,0; 2,381; 2,5; 2,778; 3,0; 3,175; 3,5; 3,572; 4,0; 4,366; 4,5; 4,763; 5,0; 5,159; 5,5; 5,556; 5,8; 6,0; 6,35; 6,5; 6,747; 7,0; 7,144; 7,5; 7,938; 8,0; 8,334; 8,5; 8,731; 9,0; 9,575; 9,992; 10,0; 10,319; 10,716; 11,0; 11,112; 11,5; 11,509; 11,906; 12,0

Определяем угол подъема винтовой линии на среднем радиусе ходового винта по формуле:

$$\psi = \arctg \frac{P \cdot K}{\pi \cdot d_0} \quad (1.8)$$

где

d_0 - диаметр окружности, на которой располагаются центры шариков (см. рис. 1.1); d_0 считать равное d_{cp} .

Приведенный угол трения качения определяется по формуле:

$$\rho_k = \arctg \frac{2f_k}{d_{ш} \cdot \sin \beta} \quad (1.9)$$

где

f_k – приведенный коэффициент трения качения (при закаленных винтовых поверхностях HRC > 58 и стальных шариков твердостью HRC > 63 принимают $f_k=0,007...0,01$ мм, принять $f_k=0,007$ мм);

β – угол контакта шариков с винтом и гайкой; для круглой канавки $\beta = 30^\circ$.

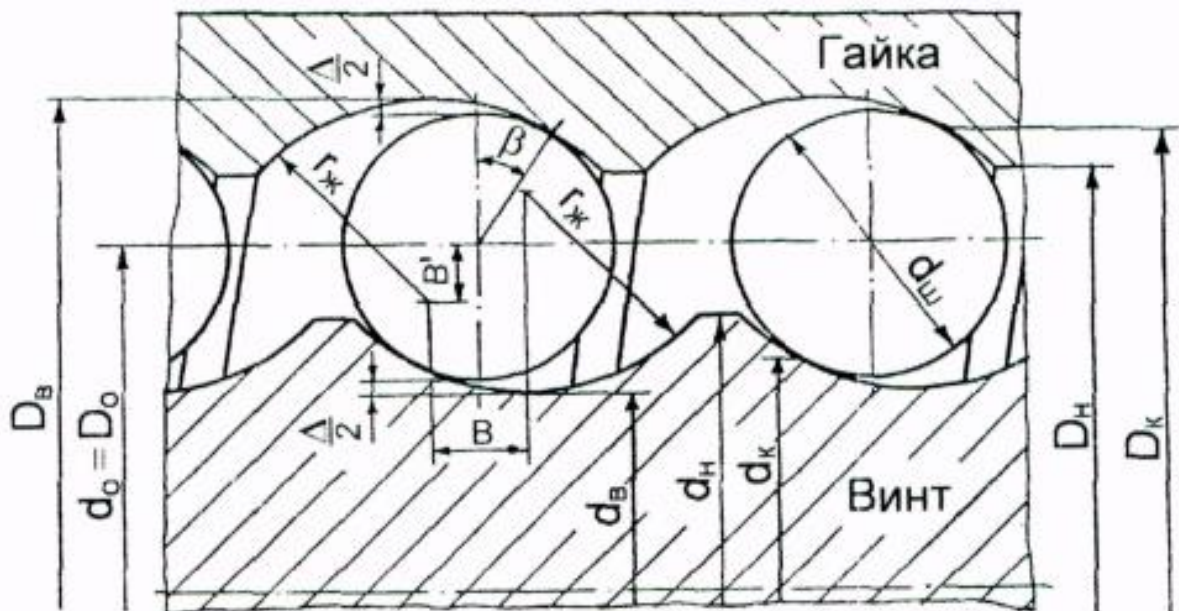


Рисунок 1.1 – Геометрия шарико-винтовой передачи

Коэффициент полезного действия винтовой пары:

$$\eta_{en} = \frac{tg\psi}{tg(\psi + \rho_k)} \quad (1.10)$$

Длина развертки рабочей части винтовой шариковой канавки определяется как:

$$l_{p.k} = \frac{l_{p.z.}}{\sin(\psi)} \quad (1.11)$$

Расчетное количество шариков:

$$Z_p = \frac{l_{p.k.}}{d_{ш}} \quad (1.12)$$

Полученный результат округляют до ближайшего большего целого значения.

Уточнение длины гайки производят по формулам:

$$l_{p.k} = Z_p \cdot d_{ш} \quad (1.13)$$

$$l_{p.z.} = l_{p.k} \cdot \sin(\psi) \quad (1.14)$$

Зазор между винтом (гайкой) и шариком:

$$\frac{\Delta}{2} = 0,04 \cdot d_{ш} \quad (1.15)$$

Радиус канавки (радиус профиля резьбы винта и гайки) определяется из выражений:

при $d_{ш} \leq 8$ мм

$$r_{жс} = 0,51 \cdot d_{ш} \quad (1.16)$$

при $d_{ш} > 8$ мм

$$r_{жс} = 0,53 \cdot d_{ш} \quad (1.17)$$

Внутренний диаметр винта:

$$d_{в} = d_{ср} - 2 \cdot r_{жс} - \frac{\Delta}{2} \quad (1.18)$$

Внешний диаметр винта:

$$d_{н} = d_{в} + 2 \cdot h_1 \quad (1.19)$$

где

h_1 – глубина профиля резьбы у винта и гайки; $h_1 = (0,3 \dots 0,35) \cdot d_{ш}$,

принять $h_1 = 0,32 \cdot d_{ш}$.

1.2 Расчёт геометрических параметров гайки шарико-винтовой передачи

Смещение профиля резьбы в радиальном направлении, мм:

$$B' = \left(r_{жс} - \frac{d_{ш}}{2} \right) \cdot \cos \beta \quad (1.20)$$

Внутренний диаметр гайки, мм:

$$D_{в} = d_{ср} + 2 \cdot (r_{жс} - B') \quad (1.21)$$

Диаметр окружности, по которой происходит контакт шариков с гайкой, мм:

$$D_k = d_{ср} + 2 \cdot r_{жс} \cdot \cos \beta \quad (1.22)$$

Внешний диаметр гайки, мм:

$$D_{н} = D_{в} - 2 \cdot h_1 \quad (1.23)$$

Наружный диаметр гайки при расположении в ней возвратного канала, мм:

$$D = 1,3 \cdot D_{в} + 2 \cdot d_{ш} + 10 \quad (1.24)$$

Наружный диаметр гайки при расположении возвратного канала вне гайки, мм:

$$D = 1,3 \cdot D_g \quad (1.25)$$

1.3 Проверочный расчёт передачи по контактным напряжениям

Условие контактной прочности:

$$\sigma_{H \max} = 0,245 \cdot n_p \cdot \sqrt[3]{F_{A\Sigma} \cdot E_y^2 \cdot \left(\frac{2}{r_{ш}} - \frac{1}{r_{жс}} + \frac{2}{r_в} \right)^2} \leq [\sigma]_H \quad (1.26)$$

где

$\sigma_{H \max}$ – максимальные контактные напряжения, МПа;

$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения, МПа (для винтовых поверхностей винта и гайки твердостью $HRC \geq 53$ и шариков твердостью $HRC \geq 63$ допускаемые контактные напряжения равны $[\sigma]_H = 3500 \dots 5000$ МПа);

$r_{ш}$ – радиус шарика, $r_{ш} = d_{ш}/2$, мм;

$r_в$ – внутренний радиус винта, $r_в = d_в/2$, мм;

$E_y = (2 \dots 2,5) \cdot 10^5$ МПа, брать $E_y = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

$F_{A\Sigma}$ – суммарная осевая сила,

$$F_{A\Sigma} = F_{нагр} + F_H \quad (1.27)$$

F_H – сила предварительного натяга, $F_H = (0,25 \dots 0,35) \cdot F_{нагр}$, принять

$$F_H = 0,3 \cdot F_{нагр};$$

n_p – коэффициент нагрузки, определяемый в зависимости от отношения главных кривизн А/Д по таблице 1.1.

Главная кривизна в плоскости наиболее плотного касания:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_{ш}} - \frac{1}{r_{жс}} \right) \quad (1.28)$$

Главная кривизна в плоскости наименее плотного касания:

$$D = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_{ш}} + \frac{1}{r_в} \right) \quad (1.29)$$

Таблица 1.1 – Значения коэффициента нагрузки n_p

А/Д	n_p	А/Д	n_p	А/Д	n_p
1,0000	1,0000	0,2967	0,9262	0,05797	0,7144
0,8459	0,9985	0,2501	0,9067	0,04237	0,6740
0,6816	0,9919	0,2004	0,8766	0,02962	0,6300
0,5022	0,9746	0,1462	0,8386	0,01787	0,5721

0,3410	0,9409	0,09287	0,7774	0,00385	0,4267
--------	--------	---------	--------	---------	--------

В данном типовом расчете ШВП необходимо самостоятельно провести еще минимум два проверочных расчета. Как предложение, например, можно выполнить проверочные расчеты винта ШВП на устойчивость: на статическую и на динамическую (см. справочник конструктора, Анурьев В.И., 2001г, т.2, стр.800).

1.4 Расчет требуемой мощности двигателя мехатронного модуля

Для мехатронного модуля поступательного движения требуемую мощность электродвигателя, Вт, определяют по формуле:

$$P = \frac{F_{A\Sigma} \cdot v_{вых}}{\eta} \cdot K_{дин}, \quad (1.30)$$

где

$F_{A\Sigma}$ – усилие сопротивления на выходном звене мехатронного модуля, Н (суммарная осевая сила из проверочного расчёта ШВП по контактным напряжениям);

$v_{вых}$ – линейная скорость выходного звена мехатронного модуля, м/с;

η – коэффициент полезного действия преобразователя движения (из расчёта геометрических параметров винта ШВП);

$K_{дин}$ – коэффициент запаса, учитывающий влияние динамических нагрузок в период разгона и торможения; $K_{дин}=1,1...1,3$, принять $K_{дин}=1,3$.

2 Расчет планетарной передачи

2.1 Кинематический расчёт планетарной передачи

Целью данного расчета является определение чисел зубьев солнечного и корончатого колес и сателлита, обеспечивающих требуемое передаточное число, а также число сателлитов. Для этого вначале необходимо определить передаточное отношение и количество ступеней преобразователя движения.

Для мехатронного модуля вращательного движения передаточное отношение находят по формуле:

$$U_{\text{вв}} = \frac{\omega_{ном}}{\omega_{вых}} = \frac{T_n}{T_{д.тр} \cdot \eta}, \quad (2.1)$$

где

$\omega_{ном}$ – номинальная угловая скорость вала двигателя, c^{-1} ;

$\omega_{вых}$ – угловая скорость выходного звена преобразователя движения, т.е. выходного звена ММ, c^{-1} (значение угловой скорости принимать в соответствии с заданием варианта);

T_n – момент сопротивления (максимальное значение) на выходном звене преобразователя движения, Н·м;

$T_{д.тр}$ – требуемый вращающий момент на валу двигателя, Н·м.

Номинальная угловая скорость вала двигателя ММ определяется по формуле:

$$\omega_{ном} = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2.2)$$

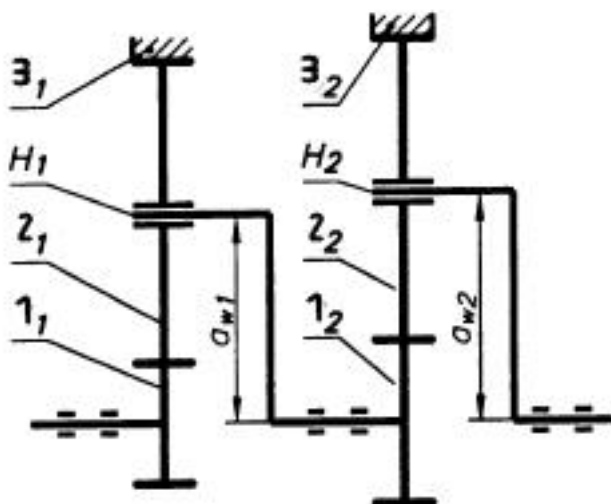
где

n – частота вращения вала двигателя ММ, об/мин (входит в состав исходных

данных для определения главных размеров статора и ротора асинхронного двигателя мехатронного модуля, значение частоты вращения принимать в соответствии с заданием варианта).

Т.к. преобразователь движения выполняется на основе планетарного механизма, то следует учитывать, что передаточное число планетарной передачи (в случае использования основного типа) не должно превышать 8, в крайнем случае – 9: $U = 3...9$. Оптимальные значения передаточного числа находятся в пределах: $U_{\text{опт}} = 4...6$. При необходимости обеспечения большего передаточного числа преобразователь движения выполняют многоступенчатым. Многоступенчатые планетарные механизмы, набираемые последовательным соединением однотипных одноступенчатых передач, используются в устройствах небольших размеров, что отвечает требованиям, предъявляемым к мехатронным модулям.

На рисунке 2.1 представлена схема преобразователя движения, состоящего из двух ступеней планетарной передачи. При этом используется основной тип планетарной передачи, который получил широкое применение в машиностроении и приборостроении, как для больших, так и для малых мощностей.



- 1 – центральное солнечное зубчатое колесо;
- 2 – сателлиты;
- 3 – корончатое зубчатое колесо;
- H – водила.

Рисунок 2.1 – Схема преобразователя движения из двух ступеней планетарной передачи

Общее передаточное отношение многоступенчатых планетарных механизмов определяют по зависимости:

$$U_o = \prod_{j=1}^n U_j, \quad (2.3)$$

где

- U_j – передаточное отношение j -й планетарной передачи;
- n – число планетарных передач.

Учитывая приведенные выше рекомендации, определяется количество ступеней преобразователя движения, а также выбираются передаточные отношения каждой сту-

пени.

Определение чисел зубьев колес планетарных передач производят обычно методом подбора, задаваясь числом зубьев солнечного колеса и обеспечивая при этом правильность зацепления. Число зубьев колес должно быть выбрано так, чтобы отсутствовали подрезание и заклинивание зубьев.

Следует задаться числом зубьев солнечного колеса, руководствуясь следующими рекомендациями /2/:

для солнечного колеса, выполненного из стали нормализованной и улучшенной твердостью $HВ \leq 350$, рекомендуют принимать число зубьев $z_1 \geq 24$;

из стали закаленной ТВЧ твердостью $HRC \leq 52$ рекомендуют $z_1 \geq 21$;

из стали цементируемой твердостью $HRC \geq 52$ рекомендуют $z_1 \geq 18$.

Выбор материалов планетарной зубчатой передачи рассматривается в пункте

2.3.

Минимальное число зубьев корончатого колеса:

$$z_{3\min} \geq \begin{cases} 85 \text{ при коэффициенте высоты зуба } h_a^* = 1; \\ 58 \text{ при коэффициенте высоты зуба } h_a^* = 0,8. \end{cases} \quad (2.4)$$

Для планетарной передачи основного типа число зубьев корончатого колеса z_3 находят из условия:

$$z_3 = z_1 \cdot (U_j - 1). \quad (2.5)$$

При подборе чисел зубьев колес необходимо учитывать условия сборки, соосности и соседства сателлитов.

Проверяют выполнение условия сборки по формуле:

$$\frac{z_3 + z_1}{C} = \gamma, \quad (2.6)$$

где

C – число сателлитов (обычно $C = 3$, в данном проекте для упрощения сборочного чертежа графической части предлагается параметр C принять, равным 2);

γ – должно быть целым числом.

При невыполнении равенства изменяют число зубьев z_3 колеса z_3 на $\pm 1 \dots 3$ зуба и добиваются выполнения условия сборки. Следует иметь в виду, что числа зубьев колес z_1 и z_3 должны быть или только четные, или только нечетные.

Из условия соосности вычисляют число зубьев сателлита:

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (2.7)$$

Выполнение условия соседства сателлитов выглядит следующим образом:

$$z_2 + 2 \leq (z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{C}. \quad (2.8)$$

После определения чисел зубьев всех колес находят фактическое передаточное отношение:

$$U = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (2.9)$$

Вычисляют отклонение передаточного отношения:

$$\Delta U = \left| \frac{U - U_{1H}}{U_{1H}} \right| \cdot 100 \leq [\Delta U], \quad (2.10)$$

где

$[\Delta U]$ – допустимое отклонение передаточного отношения, %; обычно принимают $[\Delta U] \leq 4$ %.

При невыполнении этого условия необходимо число зубьев z_1 солнечного колеса 1 уменьшить, снова найти числа зубьев всех остальных колес и провести проверку механизма по условиям соосности, сборки и соседства.

Определение чисел зубьев колес планетарных передач необходимо выполнить для каждой ступени.

Коэффициент полезного действия планетарных передач определяют с учетом потерь в зубчатых зацеплениях и подшипниках сателлитов по формуле:

$$\eta = 1 - \psi, \quad (2.11)$$

где ψ – коэффициент потерь:

$$\psi = \sum_{i=1}^n (\psi_3 + \psi_n), \quad (2.12)$$

где

n – количество ступеней преобразователя движения;

ψ_3 – коэффициент потерь в зубчатом зацеплении:

$$\psi_3 = 2,3 \cdot f_3 \cdot \left(\frac{1}{z_3} \pm \frac{1}{z_3'} \right), \quad (2.13)$$

знак плюс – для внешнего зацепления, минус – для внутреннего зацепления;

z_3 и z_3' – числа зубьев колес, входящих в зацепление;

f_3 – коэффициент трения в зацеплении колес ($f_3 = 0,06 \dots 0,08$ для основного типа планетарной передачи), принять $f_3 = 0,07$;

ψ_n – коэффициент потерь в подшипниках сателлитов, в проектных расчетах можно принимать $\psi_n = 0,006 \dots 0,008$, принять $\psi_n = 0,007$.

Коэффициент потерь рассчитывается для каждой ступени планетарного механизма. Общий коэффициент полезного действия многоступенчатых планетарных механизмов определяют по зависимости:

$$\eta_o = 1 - \sum_{i=1}^n (\psi_3 + \psi_n). \quad (2.14)$$

Формула для расчета коэффициента полезного действия η_o в планетарном механизме, состоящем из 2-х ступеней, при учете числа сателлитов C , количества и видов зацеплений в каждой ступени:

$$\eta_o = 1 - 2,3 \cdot f_3 \cdot C^1 \cdot \left(\frac{1}{z_1^1} + \frac{2}{z_2^1} - \frac{1}{z_3^1} \right) - C^1 \cdot \psi_n - 2,3 \cdot f_3 \cdot C^2 \cdot \left(\frac{1}{z_1^2} + \frac{2}{z_2^2} - \frac{1}{z_3^2} \right) - C^2 \cdot \psi_n. \quad (2.15)$$

В формуле (2.15) в верхнем индексе параметров указан номер ступени.

2.2 Энергетический расчет мехатронного модуля

Для мехатронного модуля вращательного движения требуемую мощность электродвигателя, Вт, определяют:

$$P = T_H \cdot \frac{\omega_{\text{вых}}}{\eta_o} \cdot K_{\text{дин}} \quad (2.16)$$

или

$$P = \frac{T_H \cdot n_{\text{вых}}}{9.55 \cdot \eta_o} \cdot K_{\text{дин}}, \quad (2.17)$$

где

T_H – момент сопротивления (максимальный) на выходном звене мехатронного модуля, Н·м (см. исходные данные к варианту);

$\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость выходного звена мехатронного модуля, с⁻¹;

$n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного звена мехатронного модуля, об/мин;

η_o – общий коэффициент полезного действия передачи;

$K_{\text{дин}}$ – коэффициент запаса, учитывающий влияние динамических нагрузок в период разгона и торможения; $K_{\text{дин}}=1,1...1,3$, принять $K_{\text{дин}}=1,3$.

Требуемый момент двигателя определяется по формуле:

$$T_{\text{д.тр}} = \frac{T_H}{U_o \cdot \eta} \quad (2.18)$$

Исходя из полученных значений мощности и момента двигателя, а также частоты вращения вала двигателя из задания, выбираем из таблицы 9-1 (стр.115) методики в /12/ параметр h асинхронного двигателя, параметры (мощность двигателя P_2 и момент двигателя M_2) которого удовлетворяют следующим требованиям:

$$\begin{cases} P_2 \geq P, \\ M_2 \geq T_{\text{д.тр}}. \end{cases} \quad (2.19)$$

Если частота вращения вала двигателя по заданию равна 1000 об/мин, то при проверке условия (2.19) табличное значение момента M_2 необходимо умножить на 1,5; если частота вращения по заданию равна 750 об/мин, то табличное значение момента M_2 необходимо умножить на 2.

Параметр M_2 используется в дальнейшем в проектировочном расчете (п. 2.4) при определении делительных диаметров колес планетарной передачи и в расчете тормозного устройства. Выбранный параметр h используется при определении главных размеров статора и ротора асинхронного двигателя ММ (раздел 4).

2.3 Выбор материалов планетарной зубчатой передачи

Характеристики сталей представлены в таблице 2.1, для определения значений пределов контактной и изгибной выносливости используется таблица 2.2.

Таблица 2.1 – Механические характеристики сталей

А. Нормализованные (Н), улучшенные (У) и объемно-закаленные стали (ОЗ)				
Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Твердость	Термообработка
40	600	320	192-228 HB	У
45	600-700	320	167-194 HB	Н
	650-750	350	180-207 HB	У
	700-800	400	194-222 HB	У
	750-850	450	207-236 HB	У
	800-900	550	223-250 HB	У
	850-950	600	236-263 HB	У
50	700-800	370-420	212-235 HB	У
50Г	800	550	241-285 HB	У
35Х	650	450	187 HB	У
40Х	700-800	400	200-230 HB	Н
	750-850	500	215-243 HB	У
	800-900	550	230-257 HB	У
	850-950	600	243-271 HB	У
	900-1000	700	257-285 HB	У
40НХ	850-950	600	250-280 HB	У
	900-1000	700	265-290 HB	У
20ХН3А	1000	850	293-341 HB	У
38ХА	900	800	269-321 HB	У
37ХН3А	1100	950	321-387 HB	У
40ХНМА	1100	950	293-375 HB	У
45	1000	750	38-42 HRC	ОЗ
50	620	340	48-52 HRC	ОЗ
А. Поверхностно-закаленные (ПЗ), цементируемые (ЦМ), азотированные (А) и цианированные (Ц) стали				
45	600	340	53-55 HRC	ПЗ
40Х	1000	850	52-56 HRC	ПЗ
40ХН	800	500	51-57 HRC	ПЗ
20Х	800	650	<u>20-32 HRC</u> 57-63 HRC	ЦМ, 3
18ХГТ	1150	950	<u>332-375 HB</u> 56-62 HRC	ЦМ, 3
12ХН3А	1000	800 850	<u>26-42 HRC</u> 56-63 HRC <u>260-400 HB</u> 58-63 HRC	ЦМ, 3
12Х2Н4А	1200	1000	<u>280-400 HB</u> 60-65 HRC	ЦМ, 3
20Х2Н4А	1400	1200	<u>300-400 HB</u> 60-65 HRC	ЦМ, 3
38ХМЮА	1000	850	30-34 HRC	А
40Х	900	650	<u>60 HRC</u> 48-56 HRC	Ц, 3
40ХН	920	700	50-54 HRC	Ц, 3

Примечание: в числителе указана твердость сердцевины, в знаменателе – поверхности

Таблица 2.2 – Предел контактной и изгибной выносливости

Твердость зубьев, HB, HRC	Вид термообработки	Предел контактной выносливости $\sigma_{H\ limb}$, МПа	Предел изгибной выносливости $\sigma_{F\ limb}$, МПа
HB ≤ 350	Нормализация, улучшение	2·HB + 70	1,8·HB
HRC = 35...45	Объемная закалка	18·HRC + 150	550
HRC = 45...63	Закалка ТВЧ	17·HRC + 200	550...650
HRC = 55...63	Цементирование	23·HRC	750
	Нитроцементирование		750...1000

Выбор материалов планетарной зубчатой передачи производят по следующим рекомендациям.

Так как зуб солнечного колеса планетарной передачи более часто входит в зацепление, чем зуб сателлита, то при твердости поверхности зубьев сателлита HB≤350 твердость поверхности зубьев солнечного колеса назначают на 50...70 единиц выше, чем сателлита. При твердости поверхности зубьев сателлита HB>350 твердости солнечного колеса и сателлита назначают одинаковыми.

Для изготовления водил также используют стали. Корпуса планетарных передач ММ необходимо изготавливать из легких материалов и сплавов.

2.4 Геометрический расчет планетарной передачи

Проектировочный расчет проводится для каждой ступени планетарного механизма и начинается с определения размеров колес пары солнечное колесо (1) – сателлит (2) (см. рис. 2.1) по контактной прочности.

С учетом рекомендаций по выбору материалов и механических характеристик сталей в пункте 2.3, а также принятых в кинематическом расчете значений чисел зубьев солнечного колеса в зависимости от твердости материалов, назначаются стали для колеса 1 и сателлитов 2.

При проектировании планетарных передач, у которых ведущее солнечное колесо образует с сателлитом внешнее зацепление, определяют делительный диаметр солнечного колеса, как более нагруженного /2, 13/:

$$d_1' = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot E_{np} \cdot K_{H\beta} \cdot K_C \cdot 10^3 \cdot (u_c + 1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2 \cdot C \cdot u_c}}, \quad (2.20)$$

где

K_d – вспомогательный коэффициент равный для прямозубых колес 1,35, для косозубых колес 1,2. Принять $K_d = 1,35$;

T – вращающий момент на солнечном колесе, Н·м. Для первой ступени планетарного механизма T^1 соответствует моменту двигателя M_2 , для второй ступени момент на солнечном колесе равен:

$$T^2 = M_2 \cdot U^1, \quad (2.21)$$

где U^1 – фактическое передаточное отношение 1-й ступени;

E_{np} – приведенный модуль упругости первого рода материалов колес, МПа, при-

нять $E_{пр} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

$K_{Н\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине зуба. Значение выбирается из таблицы 2.3;

K_C – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами. При наличии механизма выравнивания нагрузки $K_C = 1,1 \dots 1,2$; при отсутствии – $K_C = 1,5 \dots 2,0$; принять $K_C = 1,7$;

u_c – передаточное отношение между солнечным колесом и сателлитом (отношение чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего):

$$u_c^i = z_2^i / z_1^i ; \quad (2.22)$$

ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца. В мехатронных модулях желательно принимать $\psi_{bd} = 0,2 \dots 0,8$. Данный коэффициент зависит от твердости материала колеса: для материалов колес твердостью $HВ \leq 350$ $\psi_{bd} = 0,6, 0,8$; при твердости HRC ≤ 50 $\psi_{bd} = 0,4$; при твердости HRC > 50 $\psi_{bd} = 0,2$.

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа. Допускаемые контактные и изгибные напряжения определяют по формуле:

$$[\sigma]_{H(F)} = \frac{\sigma_{H(F)limb}}{S_{H(F)}} \cdot K_{H(F)C} \cdot K_{H(F)L}, \quad (2.23)$$

где

индекс H относится к контактным напряжениям, индекс F к изгибным;

σ_{limb} – предел выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (определяется по таблице 2.2 в зависимости от выбранного по таблице 2.1 материала);

S – коэффициент безопасности. При нормализации, улучшении и объемной закалке зубьев $S_H = 1,1$ и $S_F = 1,75$; при азотировании, цементации, цианировании $S_H = 1,2$ и $S_F = 1,55$;

$K_{H(F)C}$ – коэффициент, учитывающий реверсивность нагрузки. При нереверсивной нагрузке $K_{HC} = K_{HF} = 1,0$; при реверсивной нагрузке – $K_{HC} = 1,0$ и $K_{HF} = 0,7 \dots 0,8$. Принять $K_{HC} = 1,0$ и $K_{HF} = 0,8$;

$K_{H(F)L}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи. Принять $K_{H(F)L} = 1$.

Модуль зубьев:

$$m = d_1' / z_1 . \quad (2.24)$$

Полученное значение модуля зубьев округляют до стандартного значения (таблица 2.4). В первую очередь использовать значения 1-го ряда.

Таблица 2.3 – Значения коэффициентов $K_{Н\beta}$ и $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор, тип опор	Твердость, HB	$K_{Н\beta}$				$K_{F\beta}$			
		ψ_{bd}				ψ_{bd}			
		0,2	0,4	0,6	0,8	0,2	0,4	0,6	0,8
Консольное, опоры шарикоподшипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	-	1,16	1,37	1,64	-
	> 350	1,22	1,44	-	-	1,33	1,7	-	-
Консольное, опоры роликоподшипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	1,1	1,22	1,38	1,57
	> 350	1,1	1,25	1,45	-	1,2	1,44	1,71	-

Симметричное	≤350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,01	1,03	1,05	1,07
	>350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,02	1,04	1,08	1,14
Несимметричное	≤350	1,03	1,05	1,07	1,09	1,05	1,1	1,17	1,25
	>350	1,06	1,12	1,2	1,29	1,09	1,18	1,3	1,43

 Таблица 2.4 – Стандартные значения модуля m , мм

1-й ряд	0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0
2-й ряд	0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0

Уточнение значения делительного диаметра солнечного колеса 1:

$$d_1 = m \cdot z_1. \quad (2.25)$$

Определение делительных диаметров сателлита 2 и корончатого колеса 3:

$$d_2 = m \cdot z_2,$$

$$d_3 = m \cdot z_3. \quad (2.26)$$

Определение ширины зубчатого венца солнечного колеса планетарной передачи:

$$b_1 = d_1 \cdot \psi_{bd}. \quad (2.27)$$

Полученное значение округлить до ближайшего большего целого числа. Ширину зубчатого венца сателлитов 2 и корончатого колеса 3 принять равной или близкой значению ширины b_1 .

Для зубчатых колес диаметры окружностей вершин зубьев равны:
солнечного колеса 1:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad (2.28)$$

сателлита 2:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m, \quad (2.29)$$

корончатого колеса 3:

$$d_{a3} = d_3 - 2 \cdot m. \quad (2.30)$$

Диаметры окружностей впадин зубьев:
солнечного колеса 1:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m, \quad (2.31)$$

сателлита 2:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m, \quad (2.32)$$

корончатого колеса 3:

$$d_{f3} = d_3 + 2,5 \cdot m. \quad (2.33)$$

Окружная скорость солнечного колеса 1, м/с:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.34)$$

где

n_1 – частота вращения солнечного колеса 1, об/мин. Для 1-ой ступени планетарного механизма n_1^1 соответствует частоте вращения вала двигателя ММ n (см. исходные данные к варианту), для 2-ой ступени планетарного механизма:

$$n_1^2 = n/U_1, \quad (2.35)$$

где

U_1 – фактическое передаточное отношение 1-ой ступени планетарного механизма.

По значению окружной скорости солнечного колеса назначают степень точности планетарной передачи. Так как для мехатронных модулей рекомендуют 6 или 7 степени точности планетарных передач, для дальнейших расчетов следует выбрать 6-ю (высокоточную) степень точности.

2.5 Расчет диаметров валов планетарной передачи

Для работы над сборочным чертежом ММ также необходимо определить диаметры валов всех ступеней планетарного механизма: диаметры валов солнечных колес и валов сателлитов, диаметр выходного вала ММ.

Диаметр вала из среднеуглеродистой стали ($\sigma_b = 500 \dots 800$ МПа) при расчете на прочность приближенно определяют по формуле /10/:

$$d_{\text{вала}} = 11 \cdot \sqrt[3]{T_b}, \quad (2.36)$$

где

T_b – вращающий момент на валу, Н·м.

Для первой ступени планетарного механизма момент T_b на валу солнечного колеса соответствует моменту двигателя M_2 , для второй ступени момент T_b на валу солнечного колеса равен: $T_b = M_2 \cdot U^1$, где U^1 – фактическое передаточное отношение 1-й ступени.

Для первой ступени планетарного механизма момент T_b на валу сателлита равен: $T_b = M_2 \cdot u_c^i$, где u_c^i – передаточное отношение между солнечным колесом и сателлитом (отношение чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего), см. формулу 2.22; для второй ступени момент T_b на валу сателлита равен: $T_b = M_2 \cdot U^1 \cdot u_c^i$.

Момент на выходном валу ММ равен: $T_b = M_2 \cdot U_o$, где U_o – общее передаточное отношение.

Формула (2.36) используется, если в механизме вал испытывает переменные нагрузки и малые изгибные моменты или постоянную нагрузку при средних изгибных моментах.

2.6 Проверочные расчеты планетарной передачи

Проверочные расчеты проводятся для каждой ступени планетарного механизма.

Проверку зубчатых колес планетарной передачи на возможность разрушений усталостного характера проводят по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

Условие контактной прочности зубьев прямозубых колес имеет вид /13/:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{T \cdot E_{np} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_C \cdot 10^3 \cdot (u_c + 1)}{d_1^2 \cdot b_1 \cdot \sin 2\alpha \cdot C} \cdot \frac{(u_c + 1)}{u_c}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.37)$$

где

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Значение K_{Hv} выбирается из таблицы 2.5 в зависимости степени точности передачи, окружной скорости солнечного колеса и выбранного материала;

α – угол зацепления. С учетом $\alpha = 20^\circ$ принять $\sin 2\alpha = 0,6428$;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа. Определяется по формуле 2.23.

Таблица 2.5 – Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} для прямозубого планетарного механизма

Степень точности	Примечание	Твердость поверхностей зубьев	Окружная скорость солнечного колеса, м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	Высокоточные передачи, механизмы точной механики, мехатроники и робототехники	≤ 350 HB	<u>1,03</u> 1,06	<u>1,06</u> 1,13	<u>1,12</u> 1,26	<u>1,17</u> 1,4	<u>1,23</u> 1,53	<u>1,28</u> 1,67
		≥ 45 HRC	<u>1,02</u> 1,02	<u>1,04</u> 1,04	<u>1,07</u> 1,08	<u>1,1</u> 1,11	<u>1,15</u> 1,14	<u>1,18</u> 1,17
7	Скоростные передачи при умеренных нагрузках, высоконагруженные передачи при высоких скоростях	≤ 350 HB	<u>1,04</u> 1,08	<u>1,07</u> 1,16	<u>1,14</u> 1,33	<u>1,21</u> 1,5	<u>1,29</u> 1,67	<u>1,36</u> 1,8
		≥ 45 HRC	<u>1,03</u> 1,03	<u>1,05</u> 1,05	<u>1,09</u> 1,09	<u>1,14</u> 1,13	<u>1,19</u> 1,17	<u>1,24</u> 1,22
8	Передачи общего назначения в машиностроении, не требующие особой точности	≤ 350 HB	<u>1,04</u> 1,1	<u>1,08</u> 1,2	<u>1,16</u> 1,38	<u>1,24</u> 1,58	<u>1,32</u> 1,78	<u>1,4</u> 1,96
		≥ 45 HRC	<u>1,03</u> 1,04	<u>1,06</u> 1,06	<u>1,1</u> 1,12	<u>1,16</u> 1,16	<u>1,22</u> 1,21	<u>1,26</u> 1,26
9	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности	≤ 350 HB	<u>1,05</u> 1,13	<u>1,1</u> 1,28	<u>1,2</u> 1,5	<u>1,3</u> 1,77	<u>1,4</u> 1,98	<u>1,5</u> 1,25
		≥ 45 HRC	<u>1,04</u> 1,04	<u>1,07</u> 1,07	<u>1,13</u> 1,14	<u>1,2</u> 1,21	<u>1,26</u> 1,27	<u>1,32</u> 1,34

В числителе приведены значения коэффициента K_{Hv} , в знаменателе – значения коэффициента K_{Fv}

Расчет зубьев прямозубых колес на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = 0,9 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t1} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{b_1 \cdot m} \leq [\sigma]_F, \quad (2.38)$$

где

Y_F – коэффициент формы зуба. Значение выбирается из таблицы 2.6;

F_{t1} – сила сопротивления на зубе солнечного колеса, Н:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T \cdot K_C}{d_1 \cdot C} \quad (2.39)$$

K_{FB} – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине зуба. Значение выбирается из таблицы 2.3;

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Значение K_{FV} выбирается из таблицы 2.5 в зависимости степени точности передачи, окружной скорости солнечного колеса и выбранного материала;

$[\sigma]_F$ – допускаемое изгибное напряжение, МПа. Определяется по формуле 2.23.

Таблица 2.6 – Значения коэффициента формы зуба Y_F при коэффициенте смещения $x = 0$

z_1	17	18	19	20	21	22	24	25	28	30
Y_F	4,3	4,25	4,18	4,13	4,1	4,08	4,03	3,97	3,9	3,87
z_1	32	35	40	45	50	60	80	100	150	рейка
Y_F	3,84	3,8	3,76	3,75	3,73	3,73	3,74	3,75	3,76	3,78

3 Устройство асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором

На рисунке 3.1 представлен общий вид асинхронного двигателя серии 4А со степенью защиты IP44 и способом охлаждения по ГОСТ20459-75.

Сердечники статора и ротора собраны из штампованных листов электротехнической стали толщиной 0.5 мм. Для листов сердечников двигателей с высотами оси вращения 50-132 мм применяется холоднокатаная нелегированная сталь марки 2013 (ГОСТ21427.2-75), для двигателей с высотами оси вращения 160-250 мм – холоднокатаная слаболегированная сталь марки 2212 (ГОСТ 21427.2-75), для двигателей с высотами оси вращения 280-355 мм- горячекатаная сталь марки 1312 (ГОСТ 21427.3-75).

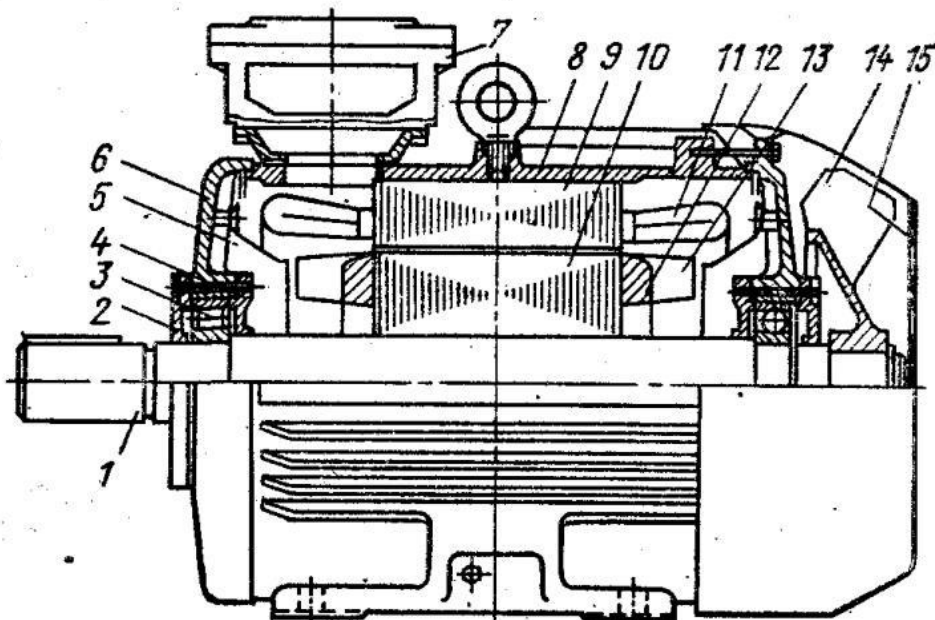


Рисунок 3.1 – Асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором 4А200:

1 - вал, 2 - крышка подшипника наружная, 3 - подшипник, 4 - крышка подшипника внутренняя, 5 - щиток воздухонаправляющий, 6 - щит подшипниковый, 7 - вводное устройство, 8 - станина, 9 - сердечник статора, 10 - сердечник ротора, 11 - обмотка статора, 12 - обмотка ротора, 13 - вентиляционные лопадки ротора, 14 - вентилятор, 15 - кожух

Сердечники статоров двигателей с высотами оси вращения 50-180 мм скрепляются сваркой или скобами, а двигатели с высотами оси вращения 200-250 мм – только скобами. Листы сердечников статоров двигателей с высотами оси вращения 280-355 мм набирают непосредственно в станину, опрессовывают и закрепляют кольцевыми шпонками.

В предварительно изолированные пазы сердечников статора уложена обмотка. Двигатели с высотами оси вращения 50-160 мм за исключением двухполюсных двигателей с высотой оси вращения 160 мм, имеют однослойные насыпные статорные обмотки, двигатели с высотами оси вращения 180-250 мм и двухполюсные двигатели с высотой оси вращения 160 мм имеют одно-двухслойные или двухслойные насыпные обмотки. В двигателях с высотами оси вращения 280-355 мм применяются жесткие обмотки. Исключение составляют 10-полюсные двигатели с высотами оси вращения 280-355 мм и 12-полюсные двигатели с высотами оси вращения 315-355 мм, имеющие насыпные двухслойные обмотки.

Станина имеет продольные ребра, увеличивающие поверхность охлаждения, и прилитые лапы. Станины двигателей с высотами оси вращения 50-63 мм изготавливаются из алюминиевого сплава. Двигатели с высотами оси вращения 71-160 мм имеют станины из алюминиевого сплава или чугуна. Станины двигателей с высотами оси вращения 180-250 мм – из чугуна. У двигателей с высотами оси вращения 280-355 мм могут быть станины как чугунные литые, так и стальные сварные.

Двигатели имеют на роторе литую короткозамкнутую клетку из алюминия марки А7 или А5 (ГОСТ 11069-74). С торцов клетки предусмотрены лопатки, которые служат для отвода теплоты от активных частей ротора и для перемешивания воздуха внутри двигателя.

Сердечник ротора с короткозамкнутой обмоткой посажен на вал. Вал лежит на двух подшипниковых опорах, состоящих из подшипников качения и подшипниковых щитов. Подшипниковые щиты двигателей с высотами оси вращения 50-63 мм отливаются из алюминиевого сплава. Ступица под подшипник у таких щитов армируется стальной втулкой. У двигателей с высотами оси вращения 71 мм и выше чугунный подшипниковые щиты. Подшипниковые щиты соединены со станиной замковым соединением и крепятся к станине винтами.

Охлаждение двигателей со степенью защиты IP44 осуществляется установленным на валу центробежным вентилятором, обдувающим ребристую станину машины. Вентилятор защищен кожухом, который служит одновременно и для направления воздушного потока.

В двигателях с высотами оси вращения 200-250 мм для улучшения охлаждения лобовых частей обмотки статора на подшипниковых щитах установлены воздухонаправляющие щитки.

Двигатели с высотами оси вращения 280-355 мм и степенью защиты IP44 (рис. 3.2) имеют дополнительное охлаждение ротора наружным воздухом, проходящим под действием малых лопаток вентилятора через жалюзи и окна в подшипниковых щитах, по трубкам и вентиляционным каналам ротора. Вращающиеся уплотнители обеспечивают требуемую степень защиты.

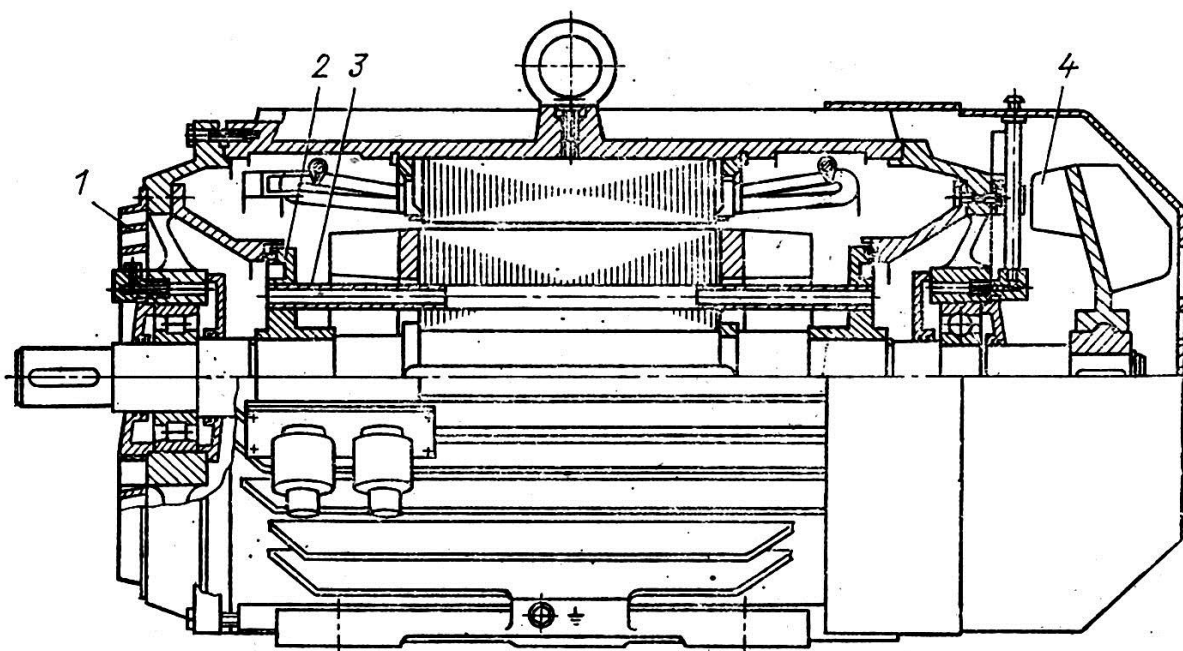


Рисунок 3.2 – Асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором 4A280:
1 - жалюзи; 2 - уплотнитель; 3 - трубка; 4 - вентилятор.

На станине двигателя располагается вводное устройство. У двигателей с высотами оси вращения 50-250 мм (см. рис. 3.1) оно расположено сверху, а у двигателей с высотами оси вращения 280-355 мм (рис. 3.2) – сбоку.

Двигатели со встроенным электромагнитным тормозом выпускаются на базе двигателей основного исполнения или двигателей с повышенным скольжением в диапазоне высот вращения $h = 56 - 160$ мм. Тормозное устройство (рис. 3.3), состоящее из электромагнита, нажимного диска фрикционных элементов и пружин, смонтировано на конце вала со стороны вентилятора и закрыто общим с ним кожухом. Тормозные элементы выполнены из металлокерамики или материалов на основе асбокаучуковой композиции. При включении двигателя одновременно подается напряжение на катушку электромагнита, его якорь притягивается к ярму и, сжимая пружины, освобождает нажимный диск, вследствие чего двигатель растормаживается. При отключении двигателя от сети прекращается протекание тока по катушке электромагнита и его якорь под действием пружин прижимает нажимный диск к тормозным элементам, обеспечивая создание на валу тормозного момента. Охлаждение тормозного устройства осуществляется вентилятором двигателя, протягивающим охлаждающий воздух через тормозную систему.

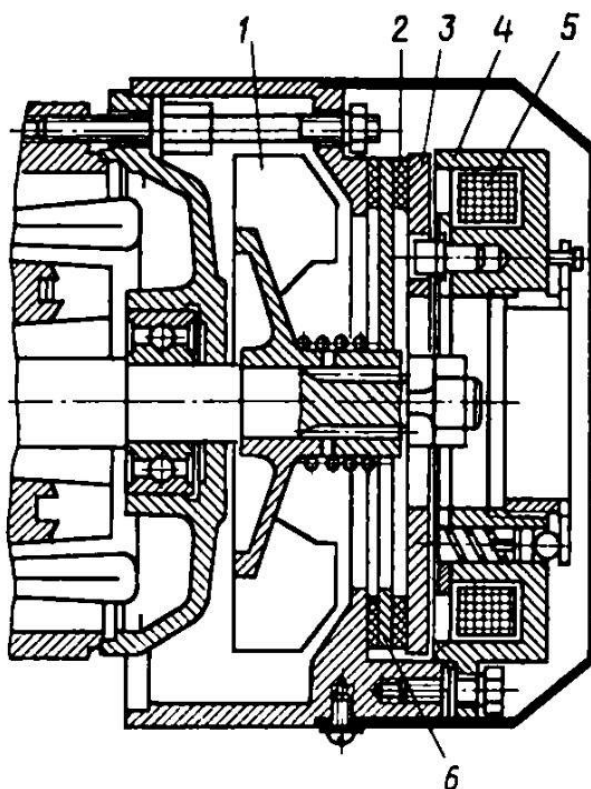


Рисунок 3.3 – Тормозная система двигателя:

1 – вентилятор; 2 – тормозной элемент; 3 – якорь электромагнита; 4 – ярмо; 5 – катушка; 6 – нажимной диск

Двигатели рассчитаны на повторно-кратковременный режим S4 с частыми пусками под нагрузкой (в зависимости от числа полюсов и режима работы в пределах 120 – 1500 пусков в час) при ПВ = 40%. Тормозное устройство обеспечивает тормозной момент не менее $(1.75 - 2)M_{ном}$.

Время торможения составляет не более 40 – 100 мс, время растормаживания – не более 100 – 200 мс. Мощность, потребляемая тормозным устройством в установленном режиме, не превышает 0.5% от мощности, потребляемой электродвигателем. Энергетические показатели и пусковые характеристики рассматриваемых двигателей не более чем на 1... 1,5% хуже, чем у двигателей основного исполнения. Питание тормозного магнита осуществляется от сети через специальное устройство; для обеспечения быстрого растормаживания при пуске применена форсировка тормозного магнита. Тормозное устройство обладает высокой надежностью и долговечностью. Оно обеспечивает 1 – 2 млн. срабатываний при вероятности безотказной работы 0.95.

4 Определение главных размеров статора и ротора асинхронного двигателя

Значения главных размеров статора и ротора двигателя необходимы при работе над сборочным чертежом мехатронного модуля. Размерами обмоток статора и ротора можно задаваться исходя из величин размеров сердечников статора и ротора в соответствии с пропорциями, показанными на рисунке 3.1. Вводное устройство чертить не обязательно.

Для расчета предлагается использовать учебное пособие: Гольдберг О.Д., Гурин Я.С., Свириденко И.С. Проектирование электрических машин: Учебник для вузов / Под ред. О.Д. Гольдберга. – М.: Высшая школа, 1984 /12/. Методика определения главных размеров статора и ротора асинхронного двигателя рассматривается со стр. 111 по стр. 127. Объем и последовательность расчета представлены в примере на стр. 126.

Таблицы и рисунки в /12/, необходимые для определения параметров двигателя, в обязательном порядке должны присутствовать в тексте пояснительной записки проекта.

Для вариантов курсового проекта по теме "Конструирование мехатронного модуля с поступательным движением выходного звена" даны следующие рекомендации.

Выбор параметра h осуществляется по таблице 9-2 методики в /12/ исходя из значения параметра $D_{н1max}$. Значение $D_{н1max}$ определяется из таблицы 4.1.

Таблицы 4.1 Зависимость параметров $D_{н1max}$ и $D_{2п}$ от значения среднего диаметра винта ШВП

d_{cp}	16	20	25	32	40	50	63	80	100
$D_{н1max}$	96	96	108	122	122	139	175	197	233
$D_{2п}$	25	30	40	45	55	65	80	100	120

Далее целесообразность выбора параметра h проверяется по таблице 9-1 методики в /12/, из которой также выбираются значения мощности и момента двигателя для дальнейших расчетов.

Так как внутренний диаметр листов ротора D_2 в предлагаемой конструкции мехатронного модуля с ШВП ограничен наружным диаметром полого вала $D_{нар.пв}$, при условии $D_2 < D_{нар.пв}$ необходимо сделать соответствующий перерасчет, скомпенсировав указанное ограничение увеличением длины сердечника ротора.

Исходные данные для перерасчета главных размеров сердечников ротора и статора:

D_2 – внутренний диаметр листов ротора (определен по формуле (9-6) или (9-7) методики в /12/);

$D_{н2}$ – наружный диаметр сердечника ротора (определен по (9-5) методики в /12/);

l_2 – длина сердечника ротора (определена по (1-30) методики в /12/ в соответствии с условием равенства);

$D_{2п}$ – внутренний диаметр листов ротора в результате перерасчета (значение $D_{2п}$ определяется из таблицы 4.1, см. выше);

l_1 – длина сердечника статора (определена по (1-30) методики в /12/);

$l_{1п}$ – длина сердечника статора после перерасчета (соответствует значению длины сердечника ротора $l_{2п}$ после перерасчета);

D_1 – внутренний диаметр сердечника статора (определен по табл. 9-3 методики в /12/);

$D_{н1}$ – наружный диаметр сердечника статора (определен по табл. 9-2 методики в /12/).

Новое значение длины сердечника ротора:

$$l_{2п} = \frac{l_2 \cdot (D_{н2}^2 - D_2^2)}{(D_{н2}^2 - D_{2п}^2)} \quad (4.1)$$

Новое значение наружного диаметра сердечника статора:

$$D_{н1п} = \sqrt{\frac{l_1}{l_{1п}} \cdot (D_{н1}^2 - D_1^2) + D_1^2} \quad (4.2)$$

Таким образом, в результате перерасчета изменились параметры внутреннего диаметра листов ротора, длин сердечников ротора и статора, а также величина

наружного диаметра сердечника статора. Значения наружного диаметра сердечника ротора и внутреннего диаметра сердечника статора остались без изменения.

5 Расчет тормозного устройства мехатронного устройства

Тормозными называют устройства, которыми снабжают мехатронные модули для уменьшения скорости подвижного звена, остановки и удержания (фиксации) его в неподвижном состоянии.

При торможении происходит преобразование накопленной в процессе разгона движущихся масс кинетической энергии в другие обратимые или необратимые виды энергии (потенциальную, тепловую). Используемые для этого тормозные устройства создают дополнительную силу и момент сопротивления, направленные против движения и совершающие отрицательную работу на участке торможения. При этом накопленная энергия частично или полностью преобразуется (поглощается или рассеивается), постепенно снижается скорость движущихся масс по мере их приближения к заданной точке останова, устраняются их динамические нагрузки и удары, что способствует устранению отскоков и колебаний рабочих органов.

В зависимости от природы сил торможения тормозные устройства разделяют на механические, гидравлические, пневматические, электрические и комбинированные. Механические тормозные устройства подразделяют на пружинные, резиновые, эластомерные, инерционные и фрикционные; гидравлические - представляют собой устройства дроссельного регулирования; пневматические - могут быть напорными и вакуумными (применяются редко); к электрическим относят электромагнитные, индукционные и гистерезисные, а также порошковые тормозные устройства с сухим и жидким наполнителем фрикционного и дроссельного типов; комбинированные - включают в себя два или более типов перечисленных устройств (пневмогидравлические, пружинно-пневматические и др.).

Ко всем типам тормозных устройств предъявляют следующие основные требования: обеспечение заданного закона торможения; безударный останов и фиксация подвижных элементов в точках позиционирования; высокая надежность и долговечность конструкции; высокое быстродействие; простота и компактность конструкции; стабильность характеристик при изменении условий работы; малая чувствительность к изменению температуры, влажности, тормозимой массы, скорости; возможность настройки и доступность регулирования; удобство осмотра и обслуживания; низкая стоимость, минимальные габариты и масса.

В управляемых электромагнитных тормозных устройствах источником создания тормозящего момента или усилия является электромагнитное поле, воздействующее прямо на движущиеся элементы (электромагнитные, индукционные и гистерезисные тормоза) или косвенно через порошкообразный сухой или жидкий наполнитель (электромагнитные порошковые тормоза и тормоза с ферромагнитными жидкостями).

Методика расчета дискового электромагнитного тормозного устройства приведена ниже.

В дисковом электромагнитном тормозе (рис. 5.1) диски 1 соединены с помощью шлицевого соединения с полумуфтой 2, а тормозные диски 3 – полумуфтой 4. Зазор между дисками 1 и 3 рекомендуют принимать $\delta = 0.3...0.5$ мм. Диски имеют осевую подвижность. Под действием пружины 5 они смещаются и приходят в соприкосновение друг с другом, образуя фрикционные пары.

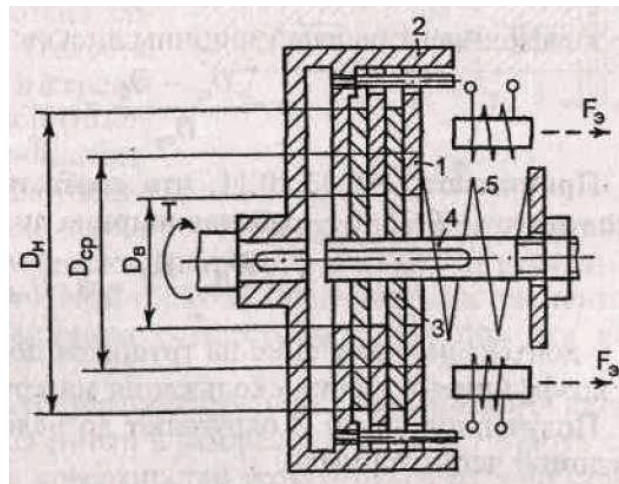


Рисунок 5.1 – Дисковый электромагнитный тормозной механизм

Число фрикционных пар, необходимое для затормаживания подвижного звена, нагруженного вращающим моментом T (момент следует принимать равным моменту двигателя $MМ$ с небольшим запасом, равным 10%), находят из условия износостойкости:

$$q = \frac{2 \cdot K \cdot T}{\pi \cdot D_{ср}^3 \cdot f \cdot \psi \cdot Z} \leq [q] \quad (5.1)$$

по формуле:

$$Z \geq \frac{2 \cdot K \cdot T}{\pi \cdot D_{ср}^3 \cdot f \cdot \psi \cdot [q]}, \quad (5.2)$$

где

q – давление на трущихся поверхностях;

$K = 1.25 \dots 1.5$ – коэффициент, учитывающий эксплуатационные условия;

$D_{ср}$ – средний диаметр кольца контакта дисков:

$$D_{ср} = \frac{D_{н} + D_{в}}{2}; \quad (5.3)$$

$D_{н}$ – наружный диаметр кольца контакта дисков;

$D_{в}$ – внутренний диаметр кольца контакта дисков;

ψ – коэффициент рабочей ширины дисков:

$$\psi = \frac{D_{ср} - D_{в}}{D_{ср}}; \quad (5.4)$$

b – рабочая ширина дисков:

$$b = \frac{D_{н} - D_{в}}{2} = \psi \cdot D_{ср}; \quad (5.5)$$

$[q]$ – допускаемое давление на трущихся поверхностях (табл. 5.1);

f – коэффициент трения скольжения материалов дисков (табл. 5.1).

При определении значения T необходимо учесть, что в методике /12/ момент двигателя M_2 в таблице 9-1 приведен для частоты вращения, равной 1500 об/мин. Поэтому если частота вращения вала двигателя по заданию равна 1000 об/мин, то табличное значение момента M_2 необходимо умножить на 1,5; если частота вращения по заданию равна 750 об/мин, то табличное значение момента M_2 необходимо умножить на 2.

$$T = 1,1 \cdot M_2; \quad (5.6)$$

Значениями параметров $D_{н}$ и $D_{в}$ разумно задаваться исходя из получаемых

габаритов корпуса модуля и значения наружного диаметра вала, на котором находится сердечник ротора двигателя. В дальнейшем расчет числа фрикционных пар делать исходя из принятых размеров, стремясь, чтобы число фрикционных пар не превышало единицу.

Для вариантов курсового проекта по теме "Конструирование мехатронного модуля с поступательным движением выходного звена" значения диаметров кольца контакта дисков принять исходя из условия:

$$(15...25) + D_{2\Pi} = D_B < D_H = D_{H\Pi} - (15...25); \quad (5.7)$$

Для вариантов курсового проекта по теме "Конструирование мехатронного модуля с вращательным движением выходного звена" значения диаметров кольца контакта дисков принять исходя из условия:

$$(15...25) + D_2 = D_B < D_H = D_{H1} - (15...25); \quad (5.8)$$

Так, например, для двигателя с номинальным моментом, равным 7 Н·м, с величинами $D_H = 60$ мм, $D_B = 40$ мм, параметры тормозного устройства будут иметь следующие значения.

$$D_{cp} = \frac{60 + 40}{2} = 50 \text{ мм}$$

$$\psi = \frac{50 - 40}{50} = \frac{10}{50} = 0.2$$

$$b = \frac{60 - 40}{2} = 10 \text{ мм}$$

$$Z \geq \frac{2 \cdot K \cdot T}{\pi \cdot D_{cp}^3 \cdot f \cdot \psi \cdot [q]} = \frac{2 \cdot 1.5 \cdot 7.7}{3.14 \cdot 0.05^3 \cdot 0.1 \cdot 0.2 \cdot 2 \cdot 10^6} = 1.47$$

Соответственно, исходя из полученного значения параметра Z, число фрикционных пар равно двум.

Таблица 5.1 – Допускаемое давление и коэффициент трения

Материалы фрикционных пар	Конусный тормоз		Дисковый тормоз	
	[q], МПа	f (ft)	[q], МПа	f (ft)
Закаленная сталь	—	—	2...4	0,1
Сталь-чугун	3...4	0,15	2...3	0,15
Сталь-бронза	5...6	0,05	4...5	0,05
Сталь-ферродо	1...2	0,3	2...2,5	0,3
Сталь-текстолит	4...5	0,2	5...6	0,2
Сталь-бронза	3...4	0,05	4...5	0,05

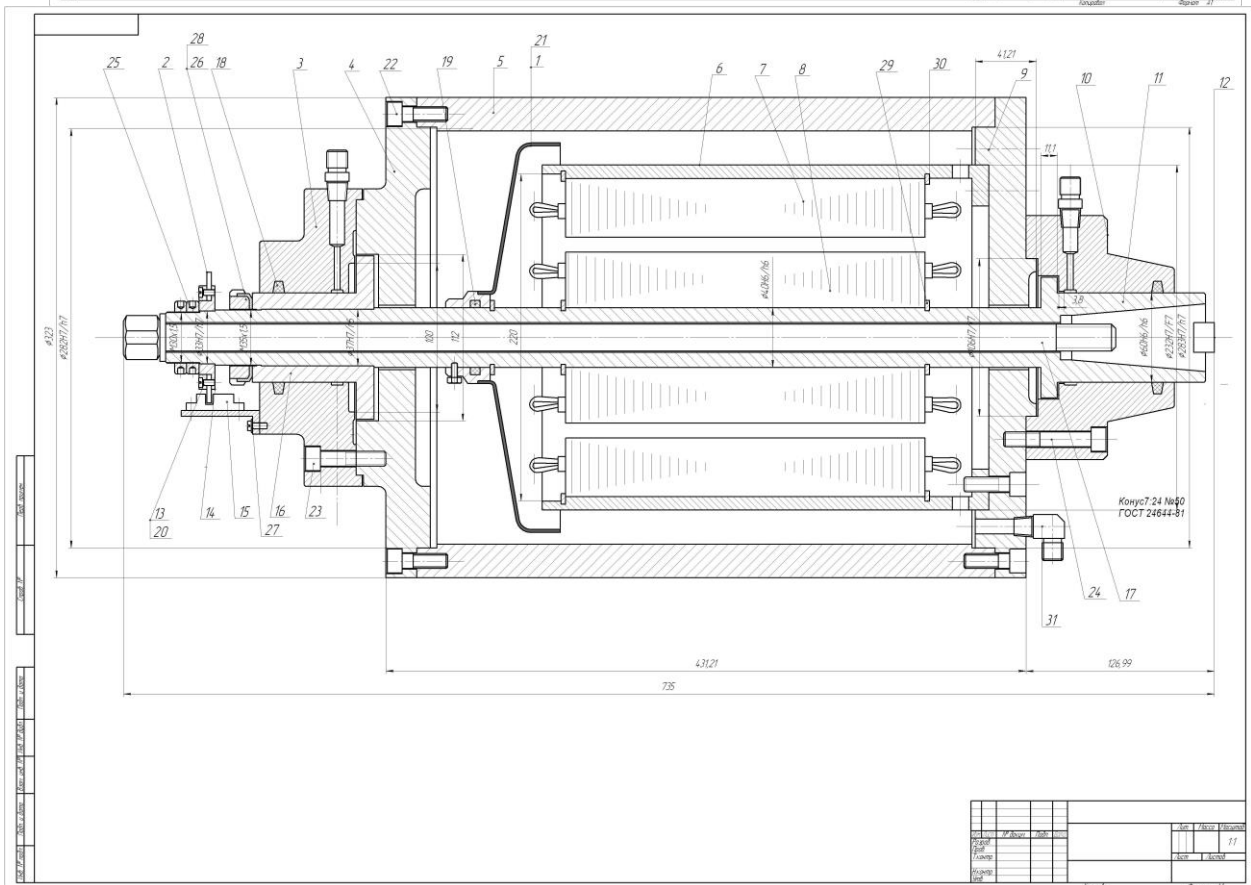
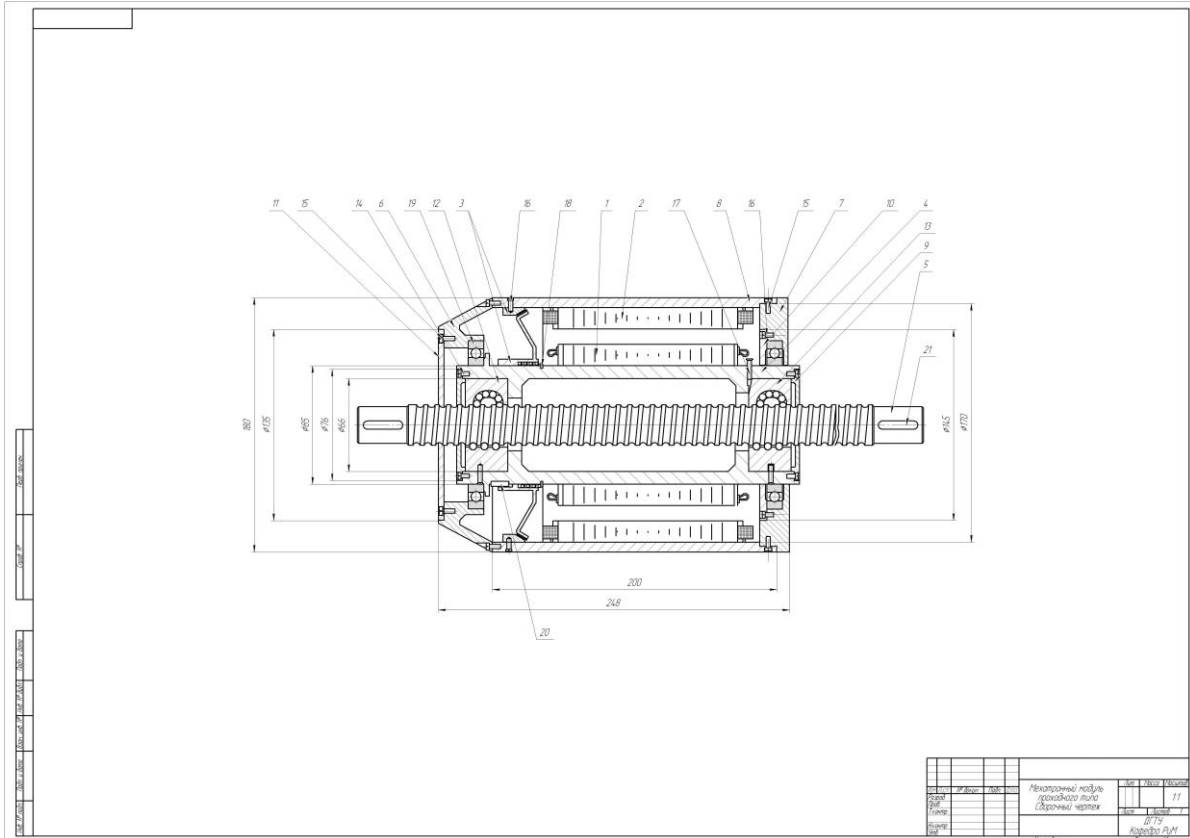
Необходимая сила пружины при числе Z пар тормозных поверхностей равна:

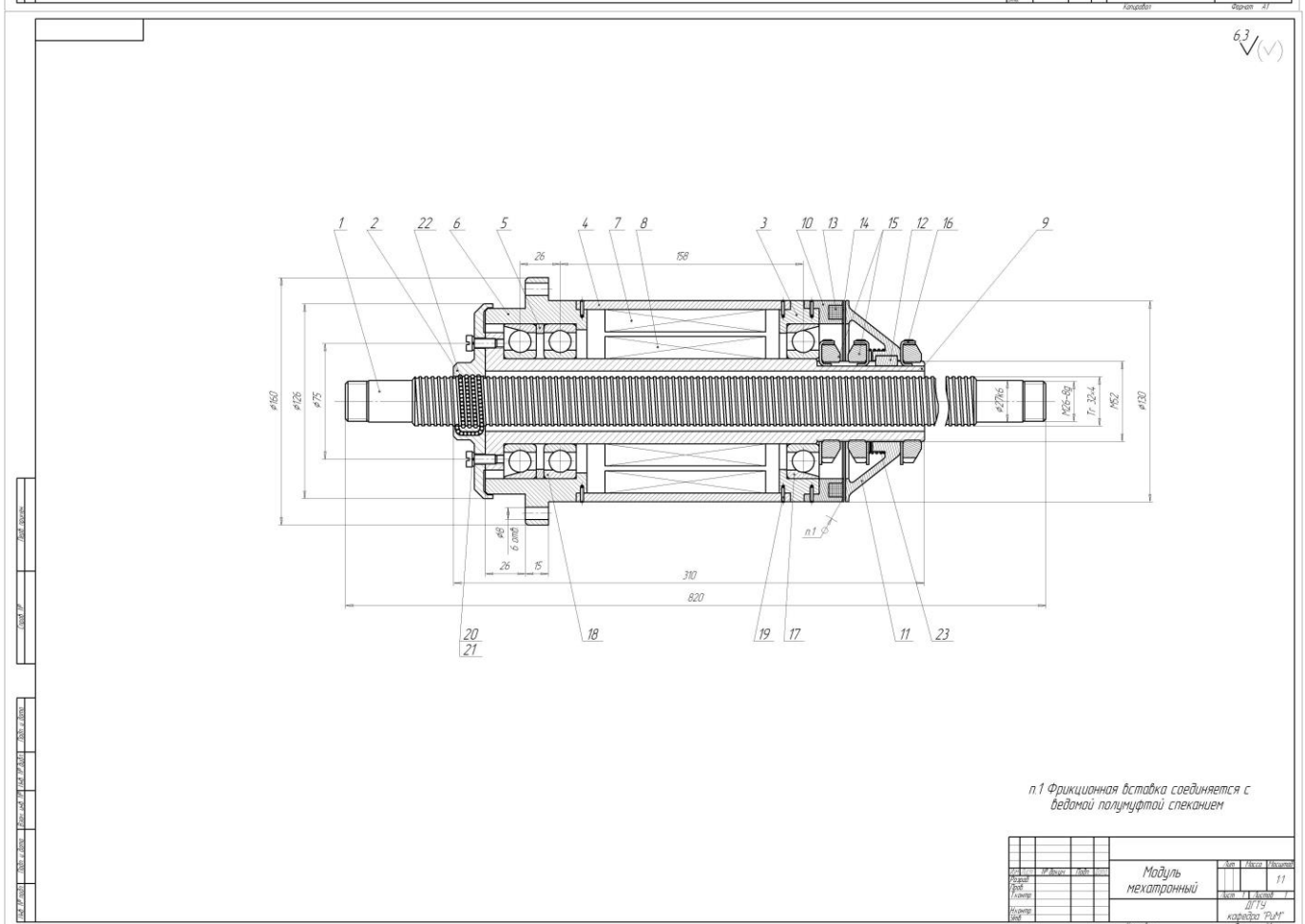
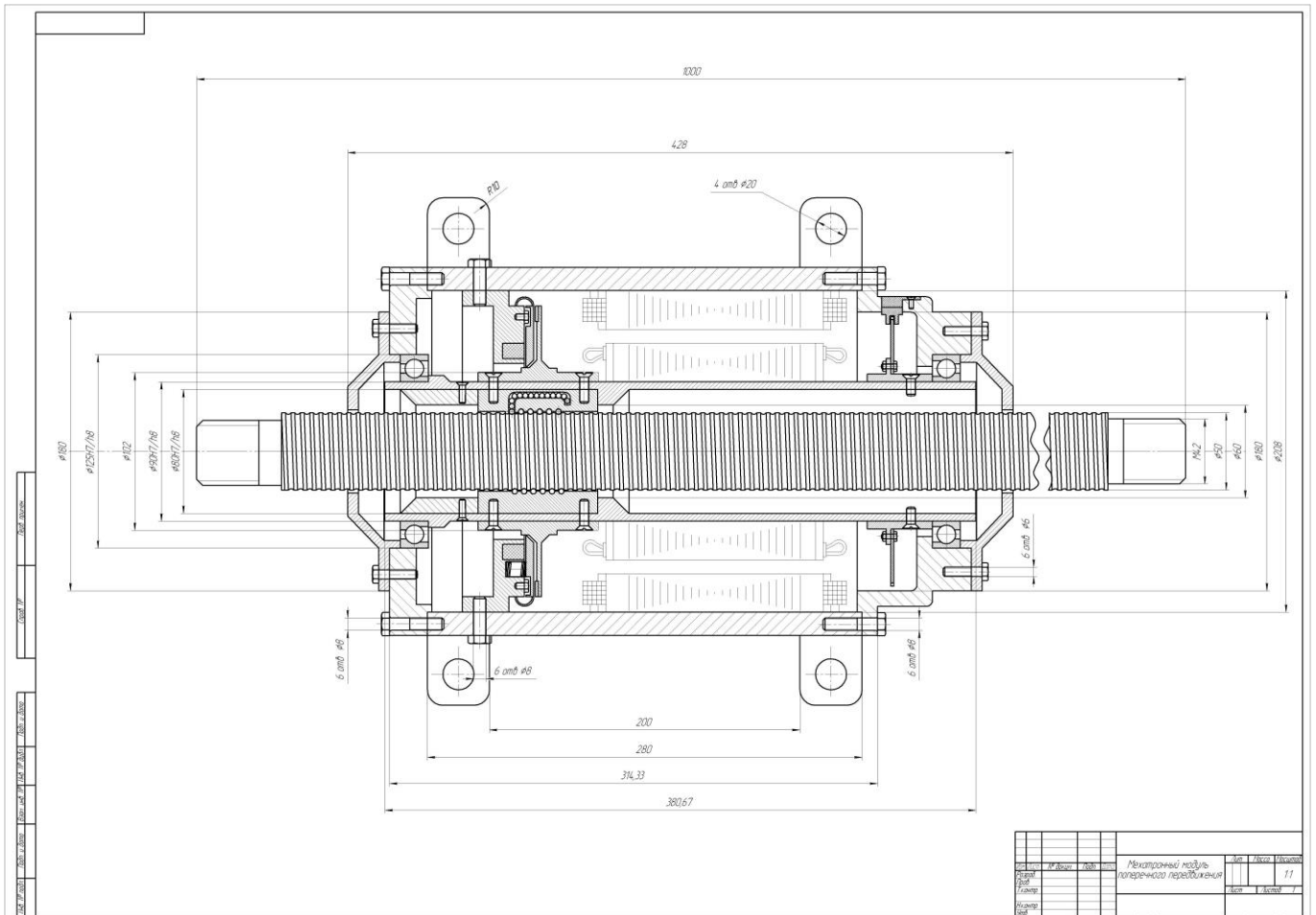
$$F_{np} = c \cdot x = \frac{3 \cdot K \cdot T}{Z \cdot f} \cdot \frac{D_H^2 - D_B^2}{D_H^3 - D_B^3} \quad (5.9)$$

где c – жесткость пружины, x – деформация пружины.

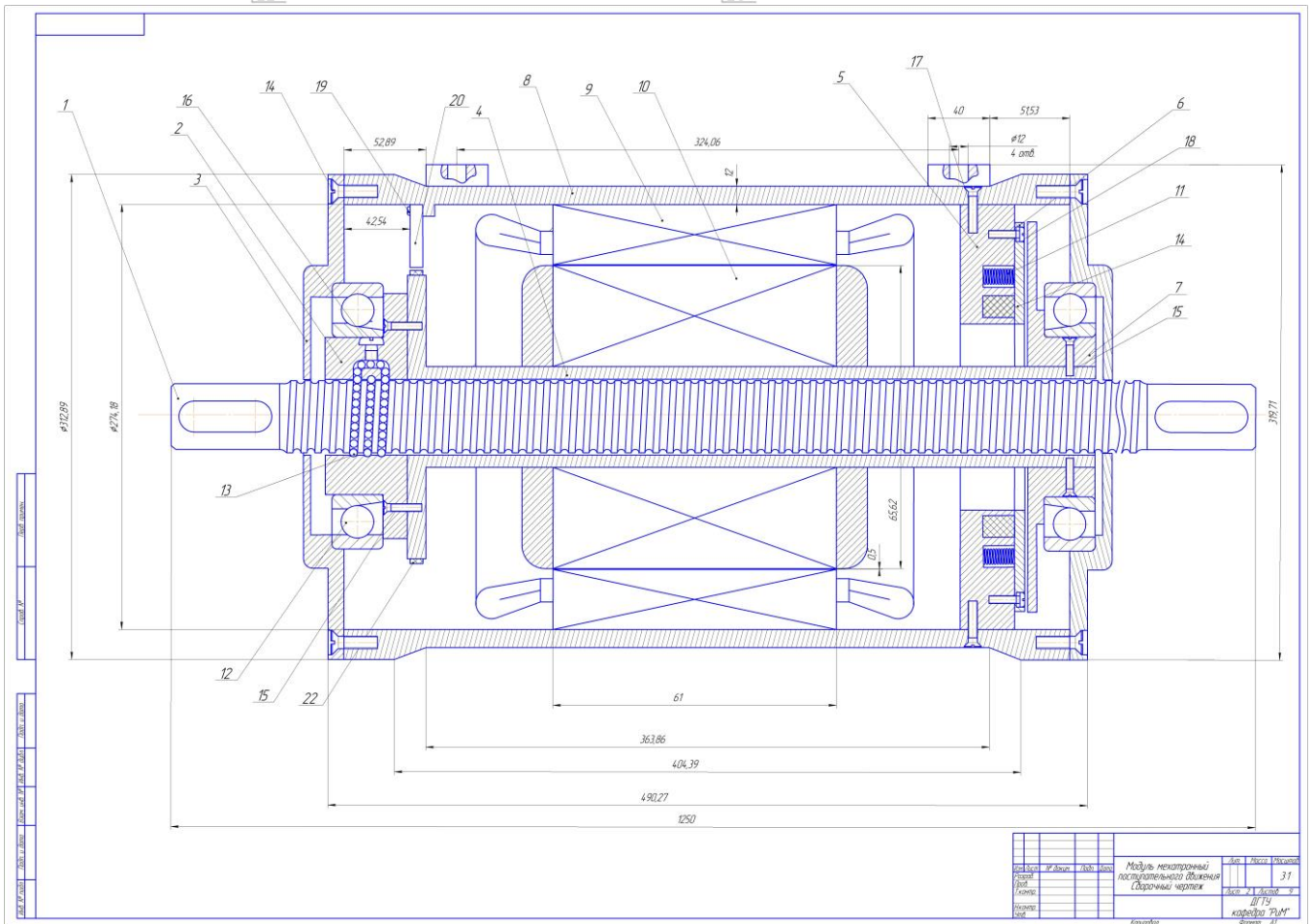
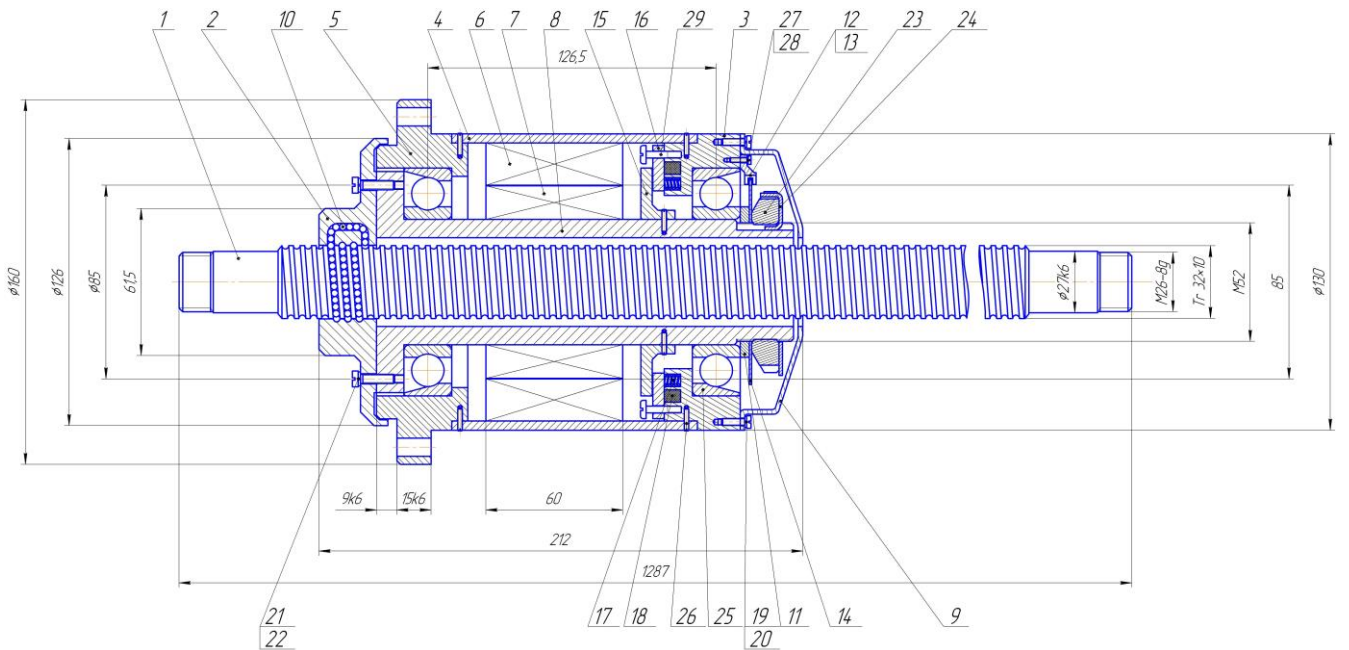
Растормаживание осуществляют с помощью электромагнитов, суммарное усилие которых должно быть больше силы пружины: $n \cdot F_3 > F_{np}$, где F_3 – усилие одного электромагнита; n – число электромагнитов.

Примеры выполнения графической части курсового проекта



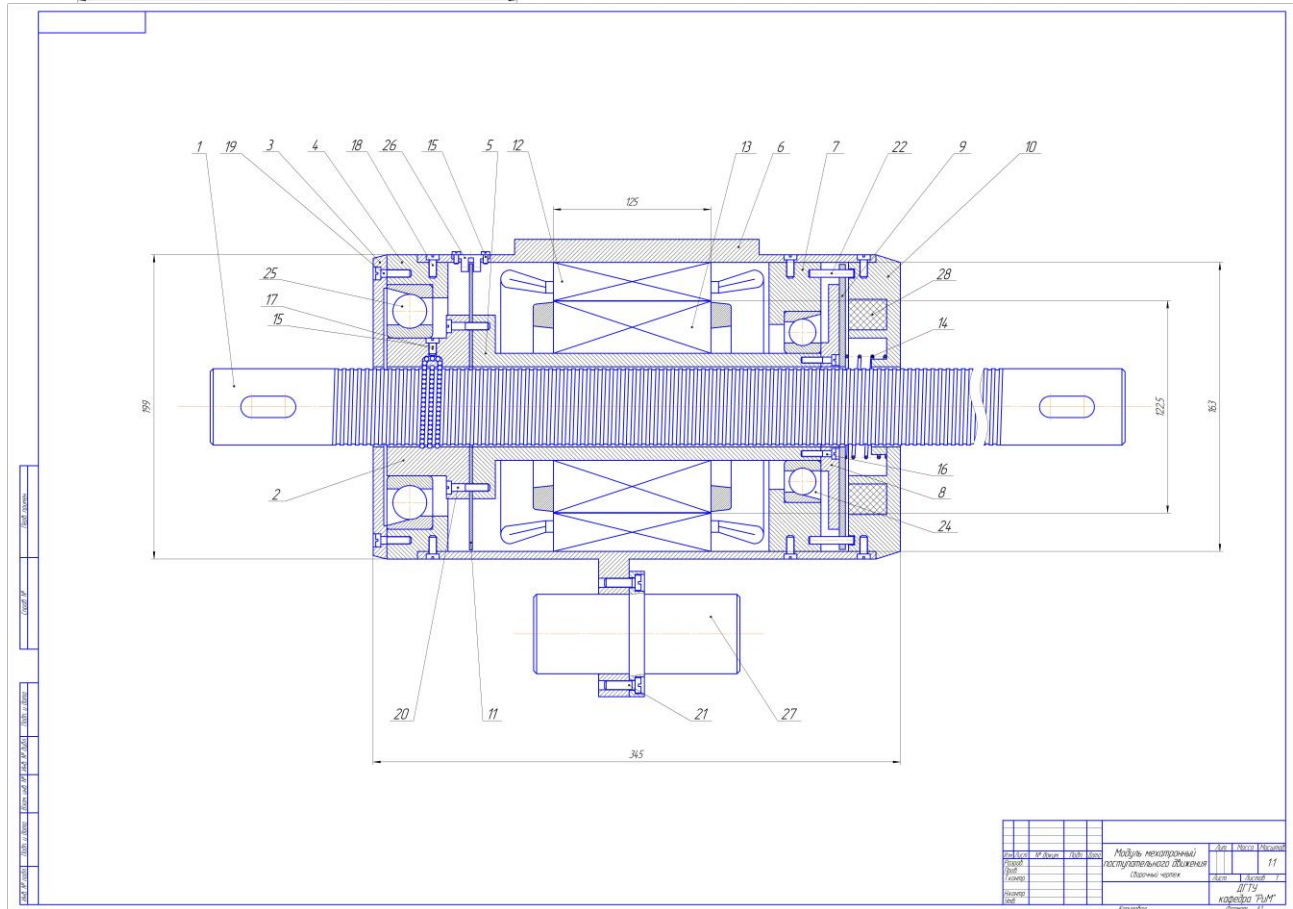
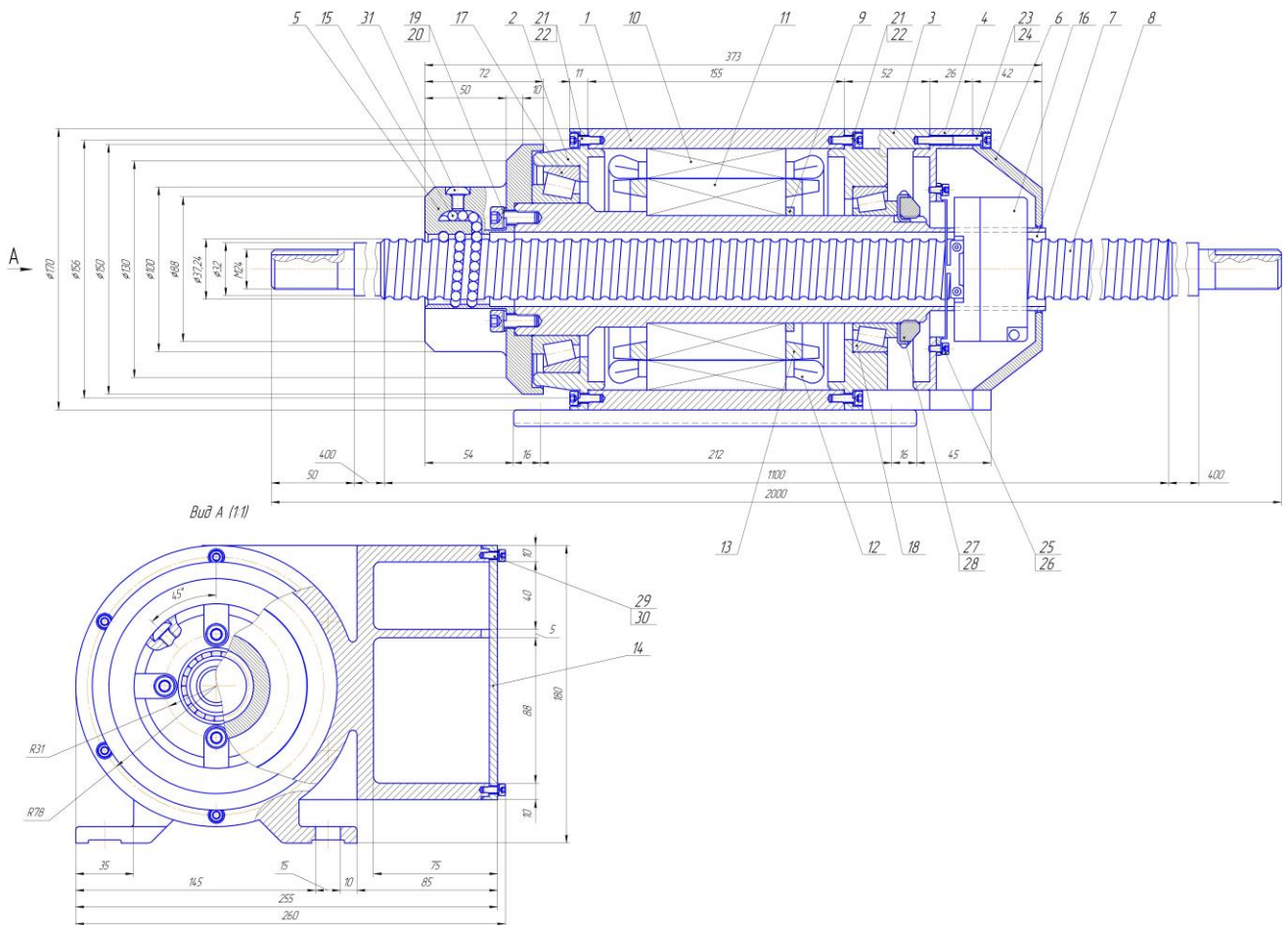


Робототехника и мехатроника

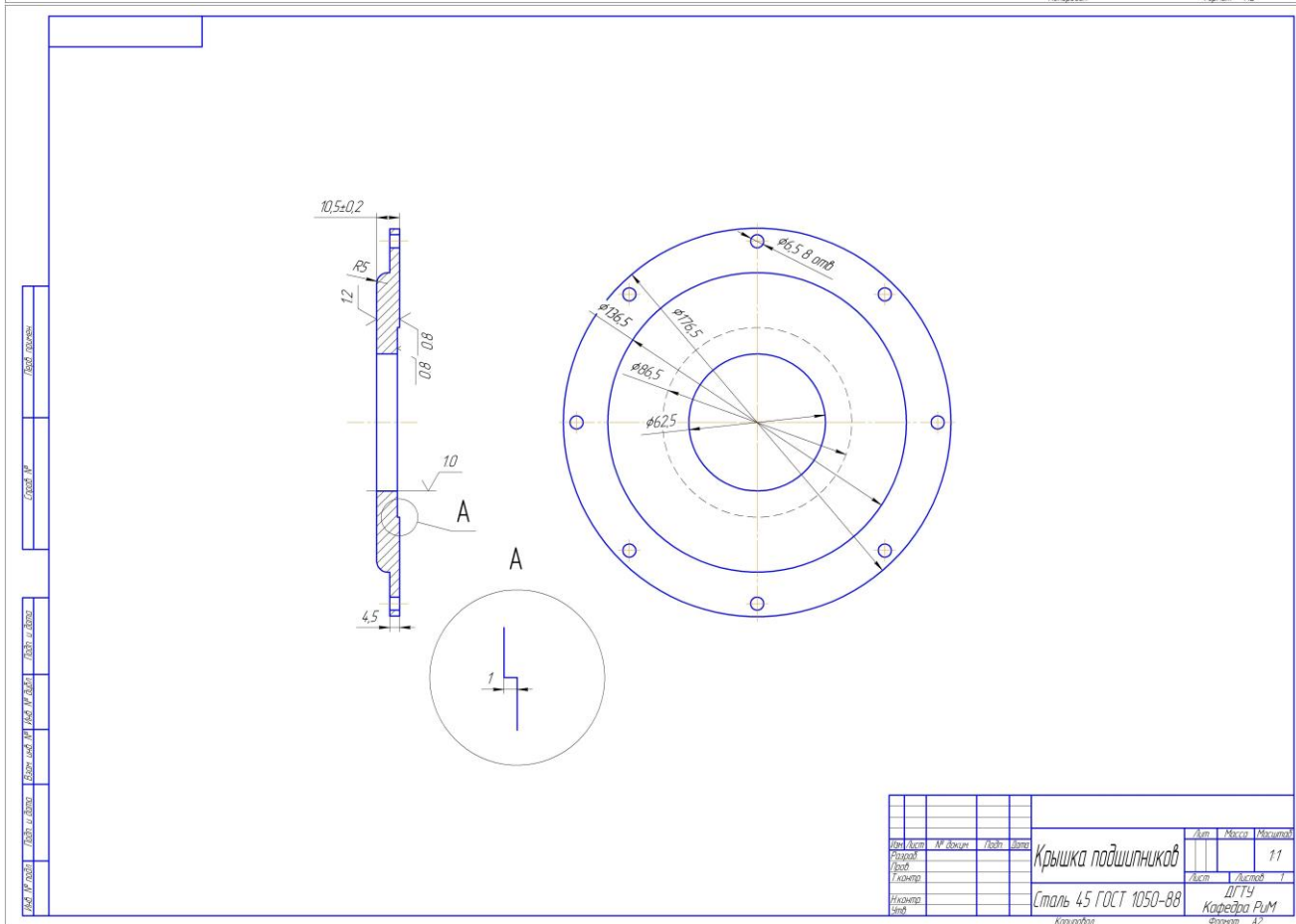
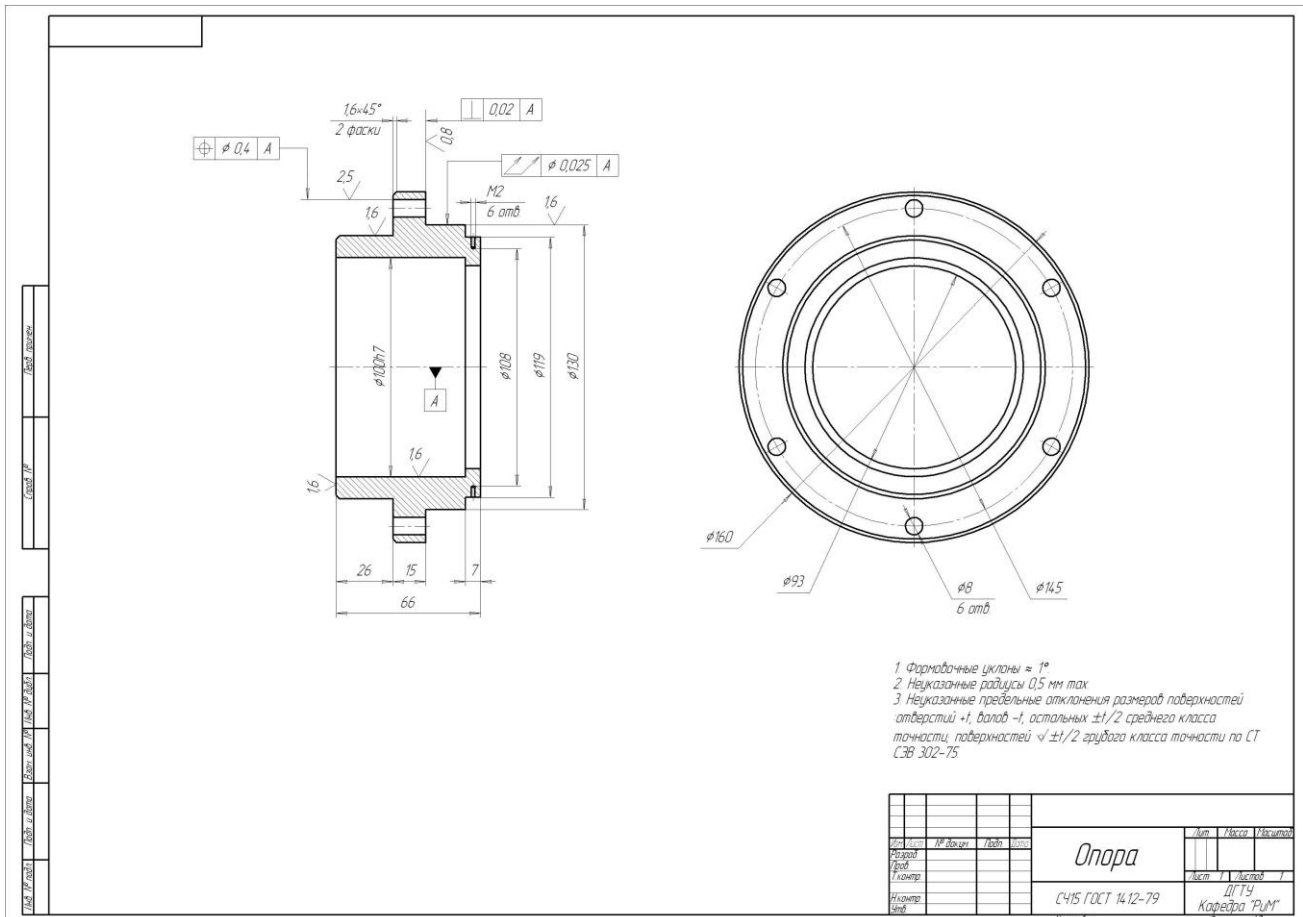


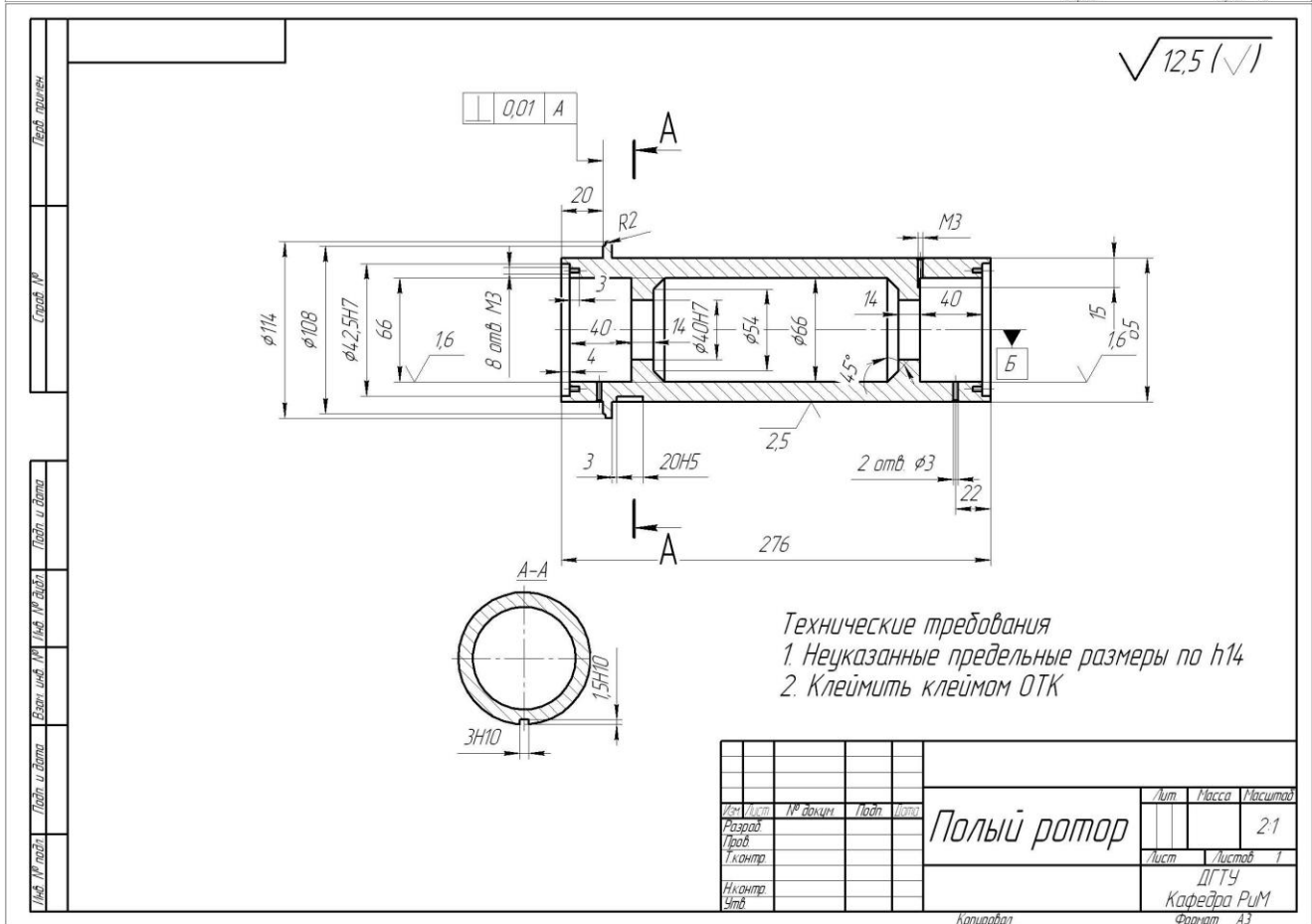
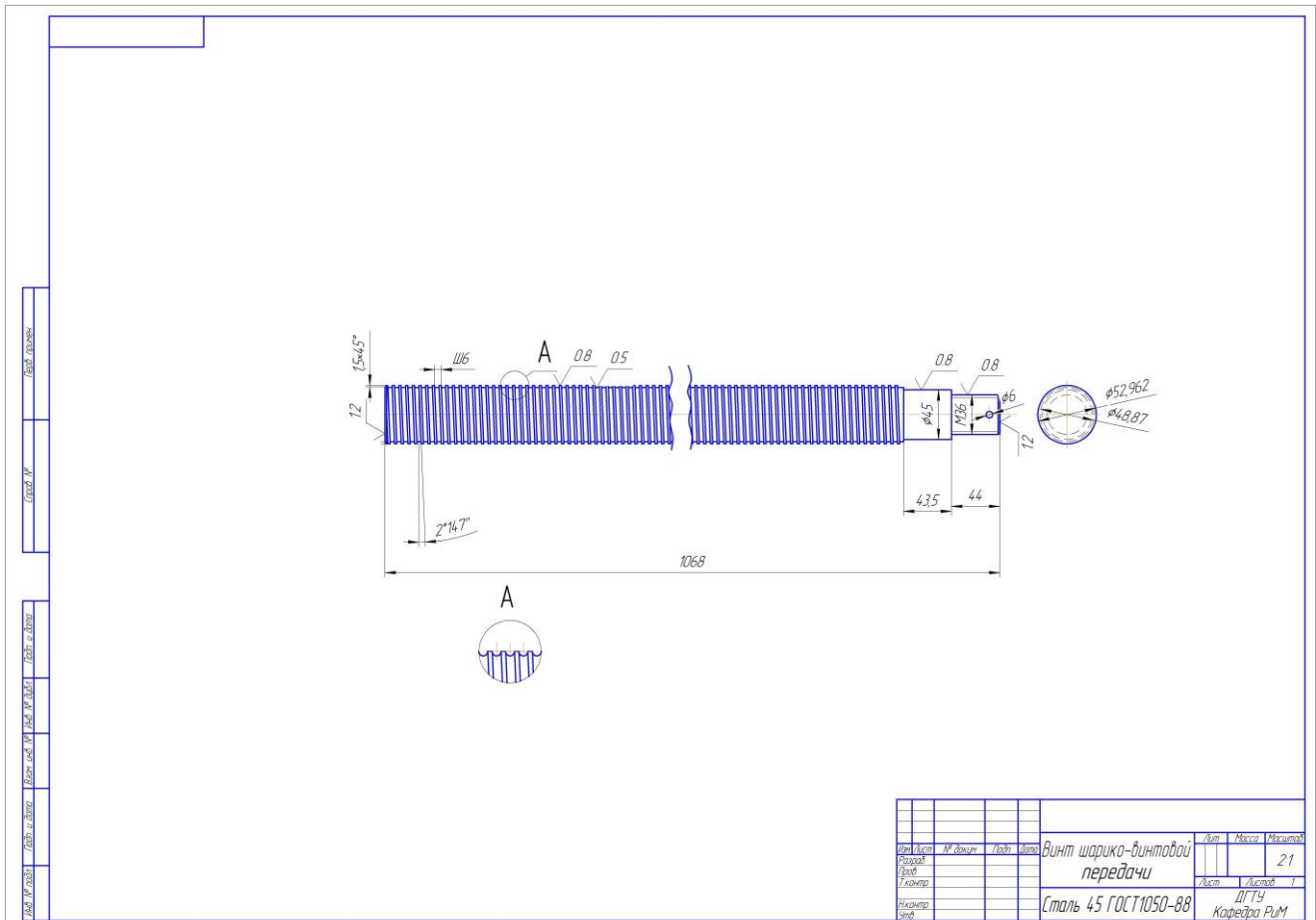
№ документа	Исполн.	Дата	Лист	Кол-во	Модуль мехатронический	№	Итого	Экземпляр
					поступательного движения			31
					Сборочный чертеж			у
								В.И.И.
								корпуса 73.01
								Формат А1

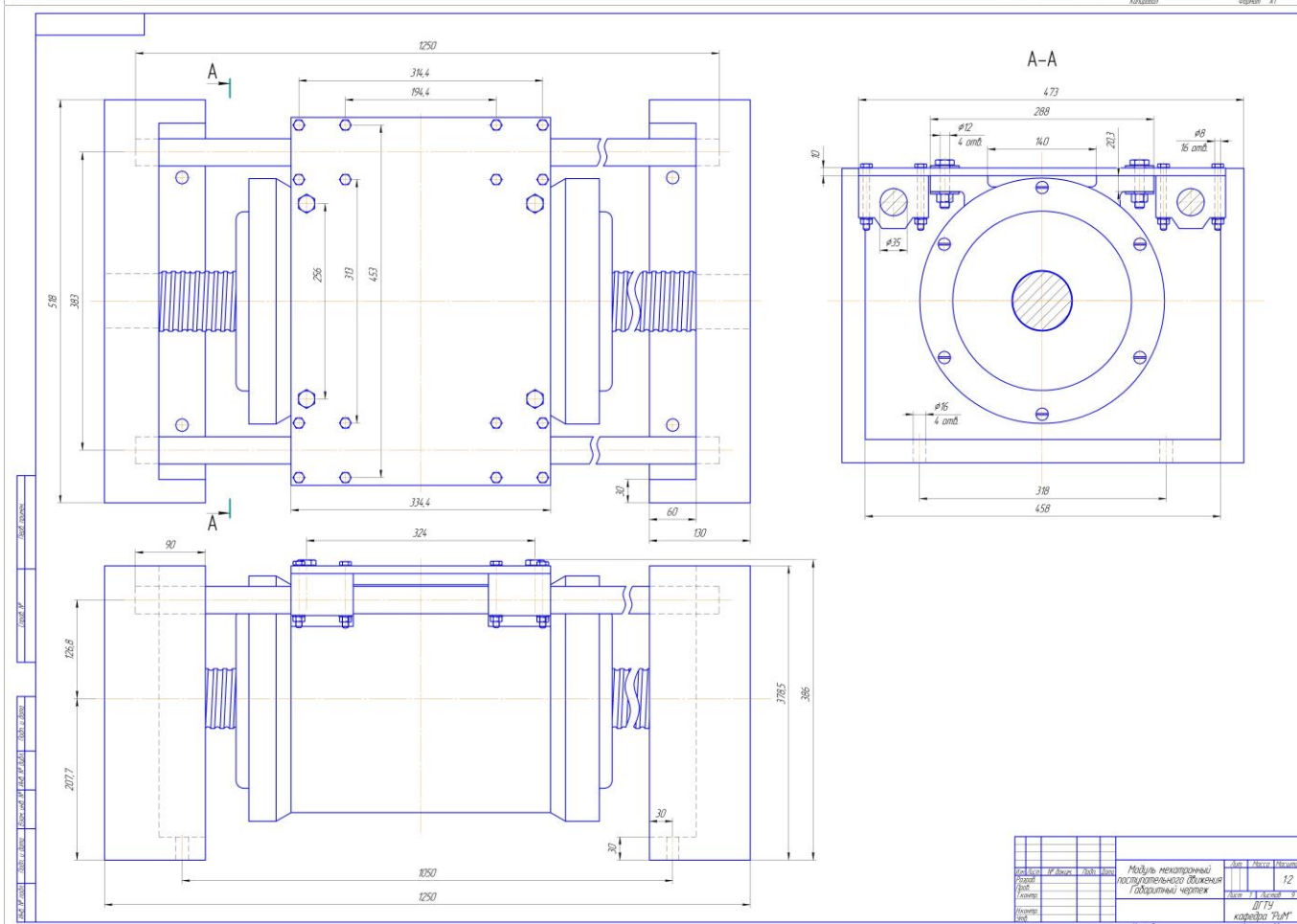
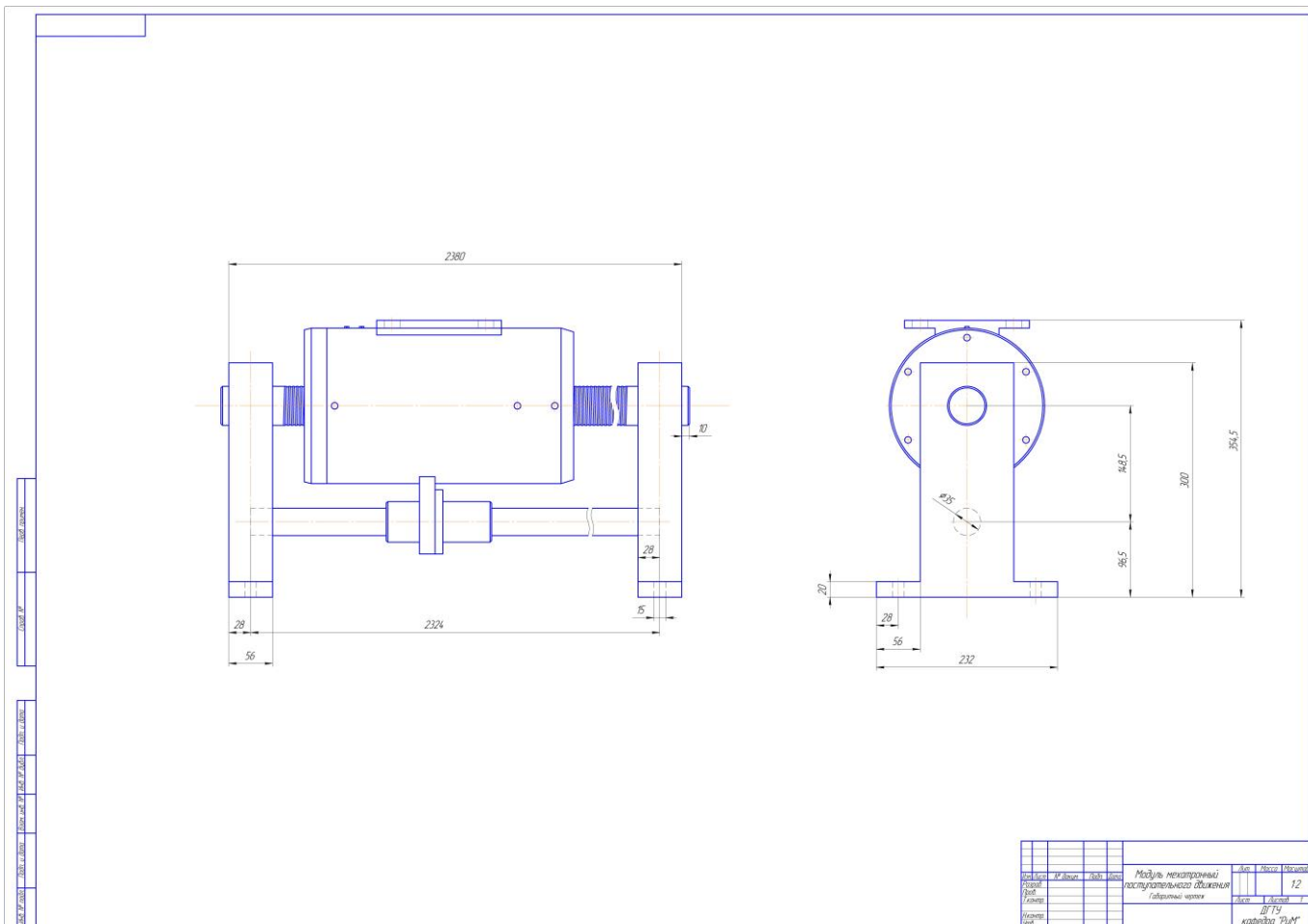
Робототехника и мехатроника

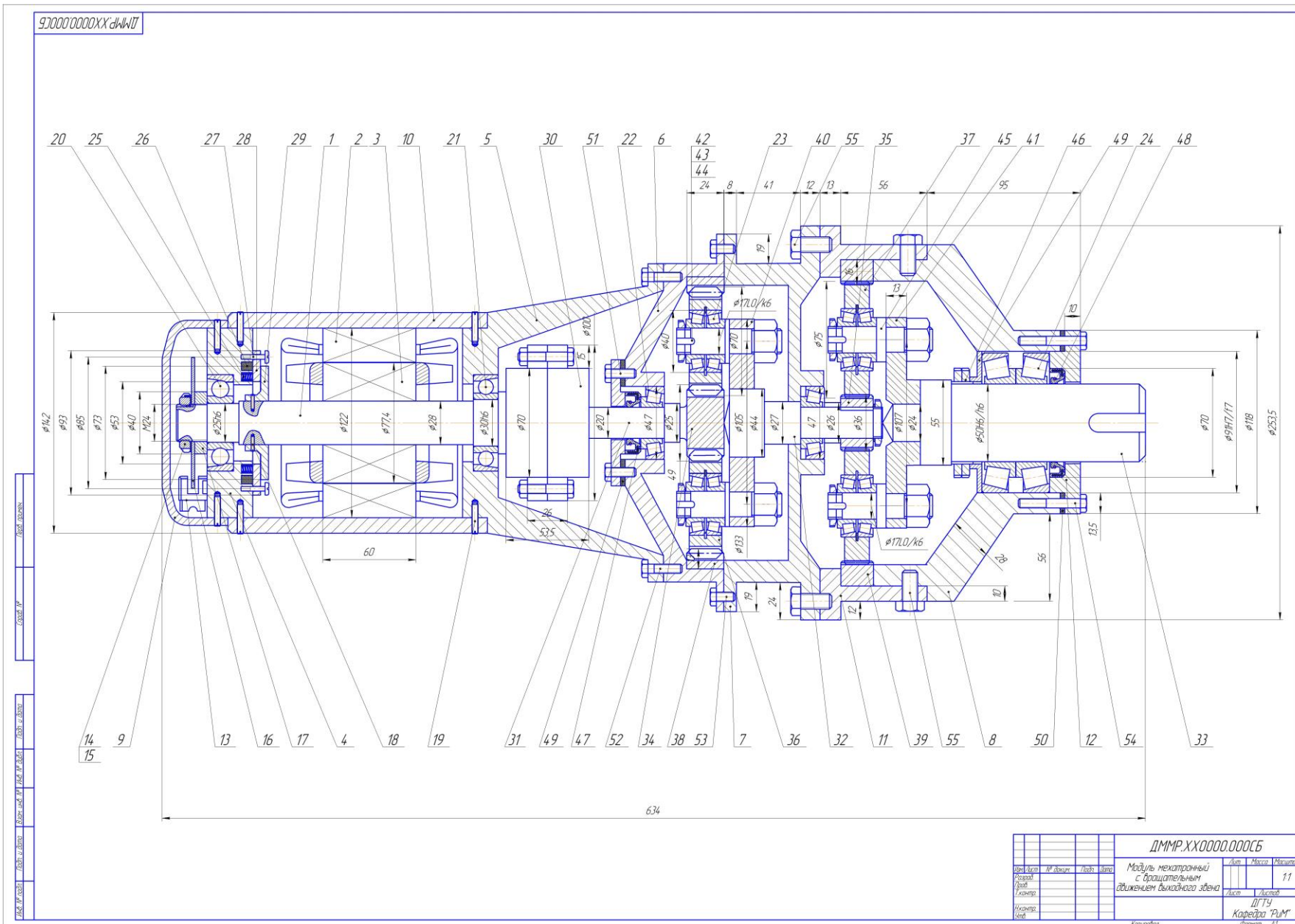


№ документа	Исполнитель	Проверен	Модель мехатронной исполнительницы движения шарнирного звена	Лист	Из всего
				11	
Дата			И/ИЗ		
Код			кодировка ПЛАТ		
Стр.			Страница		









				ДММР.ХХ0000.000СБ			
Исполн.	Лист	№ докум.	Лист	Дата	Модель мехатронный с вращательным движением выходного звена	Лист	Масса
Провер.							11
Утвержд.						Лист	Листов
Инженер						11	
Мастер						Корпоративный ЦУМ	
Вед.						Формат А1	
<small>Копировать</small>							

Список использованных источников

1. Введение в мехатронику: Учебное пособие/ А.К. Тугенгольд, И.В. Богуславский, Е.А. Лукьянов и др. Под ред. А.К. Тугенгольда. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 1999
2. О.Д. Егоров, Ю.В. Подураев. Конструирование мехатронных модулей: Учебник. Изд. второе, исправл. и доп. - М.: Изд-во «Станкин», 2005
3. А.М. Бражников, В.М. Домрачев. Цифровые преобразователи угла единого ряда для приводов широкого применения/Журнал «Приводная техника» №1, 1998
4. М.А. Аванесов, А.И. Балковой. Оптимизация электромагнитной структуры линейных мехатронных модулей/Журнал «Приводная техника» №5, 2001
5. М.А. Босинзон. Автоматизированные мехатронные модули линейных и вращательных перемещений/Журнал «Приводная техника» №1, 2002
6. Г.Б. Онищенко. Промышленный электропривод - некоторые итоги развития/Журнал «Приводная техника» №2, 2001
7. М.А. Босинзон. Новые конструкции электромеханических шпиндельных узлов/Журнал «СТИН» №5, 2004
8. Л.А. Садовский. В.Л. Виноградов. Развитие регулируемого электропривода с новыми типами машин переменного тока / Журнал «Приводная техника» №2, 2001
9. А.А. Петунин. Определение положения ротора в вентильном индукторном электроприводе / Журнал «Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика» №8, 2004
10. В.И. Анурьев. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах – 8-е изд., перераб и доп. / М.: Машиностроение, 2001
11. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для техникумов. - М.: Высшая школа, 1991
12. Гольдберг О.Д., Гурин Я.С., Свириденко И.С. Проектирование электрических машин: Учебник для вузов / Под ред. О.Д. Гольдберга. – М.: Высшая школа, 1984
13. М.Н. Иванов. Детали машин: Учеб. для студентов втузов / Под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высшая школа, 2000
14. Детали машин и основы конструирования: учеб. для вузов / Под ред. Г.И. Рощина и Е.А. Самойлова. – М.: Дрофа, 2006
15. Кравчик А.Э. и др. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник. – М.: Энергоиздат, 1982
16. Радин В.И. и др. Электрические машины: Асинхронные машины: Учеб. для электромех. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1988
17. И.Б. Пясик. Шариковые механизмы / М.: МАШГИЗ, 1962
18. Ю.В. Мещеряков. Характеристики узлов упорного гидростатического подшипника для шпиндельного узла типа шпиндель – поршень / Журнал «СТИН» №5, 2004
19. П.И. Орлов. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 1 / Под ред. П.Н. Усачева - Изд. 3-е, исп. - М.: Машиностроение, 1988
20. П.И. Орлов. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 2 / Под ред. П.Н. Усачева - Изд. 3-е, исп. - М.: Машиностроение, 1988