

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

Биомеханика и механика роботов

Методические указания по выполнению
расчетно-графических работ 1, 2
для студентов специальности 1-53 01 03
«Компьютерная мехатроника»

Витебск
2022

УДК 677.05

Составители:

А. А. Белов, В. С. Туманов

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 10 от 29.06.2022.

Биомеханика и механика роботов : методические указания по выполнению расчетно-графических работ 1, 2 / сост. А. А. Белов, В. С. Туманов. – Витебск : УО «ВГТУ», 2022. – 32 с.

В методических указаниях приведены задания к расчетно-графическим работам для студентов, обучающихся по специализации 1-53 01 03, рекомендации по их выполнению и перечень необходимой для выполнения работ литературы.

УДК 677.05

© УО «ВГТУ», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Методические рекомендации к выполнению расчетно-графической работы 1 «Биомеханический анализ движений тела человека»	5
2 Методические рекомендации к выполнению расчетно-графической работы 2 «Конструкция и расчет приводов роботов»	17
Литература.....	31

Витосский государственный технологический университет

Введение

Задачей расчетно-графических работ является закрепление теоретических знаний, полученных студентами в процессе изучения курса «Биомеханика и механика роботов» и применение их в практических расчетах, расширение общеинженерных знаний в технике и технологии робототехнического производства. Выполнение расчетно-графической работы является самостоятельной работой студента, основанной на изучении учебной и справочной литературы, касающейся современных технологий и оборудования робототехнического производства.

Расчетно-графические работы выполняются по индивидуальному заданию, приведенному в данных методических указаниях.

В расчетно-графической работе 1 студент должен определить статические характеристики (координаты центра тяжести) биомеханической модели человека, а также по статически устойчивой позе определить уровни нагрузок, действующих на тело и суставы человека. В расчетно-графической работе 2 студент должен описать кинематическую схему заданного привода, а также провести кинематический расчет в соответствии с индивидуальным заданием.

1 Методические рекомендации по выполнению расчетно-графической работы 1 «Биомеханический анализ движений тела человека»

Задание 1

По данным о весе (массе), длинах тела человека и его сегментов, полученных непосредственными измерениями, для выбранной им позы определить:

- массы сегментов биомеханической модели;
- координаты центров масс отдельных сегментов и координаты центра масс (тяжести) биомеханической модели;
- статически устойчивую равновесную позу и вероятное направление опрокидывания модели человека.

Пример расчета

Выполним необходимые расчеты на примере позы человека в сагиттальной плоскости, показанной вместе с системой координат на рисунке 1.1.

На рисунке 1.1 введены обозначения: точка С – центр масс (тяжести) человека; \vec{G} – равнодействующая сил тяжести; $\vec{X}_k, \vec{N}_k, M_k$ – реакции опоры, приведенные к центру масс – К звена 2.

Для определения координат центров масс звеньев обычно используется правая ортогональная система координат с горизонтальной осью – х, вертикальной осью – у, начало которой может быть выбрано в произвольной точке плоскости модели. В дальнейшем выберем начало координат в точке нижней опоры – О, как показано на рисунке 1.1.

Витебский государственный технологический университет

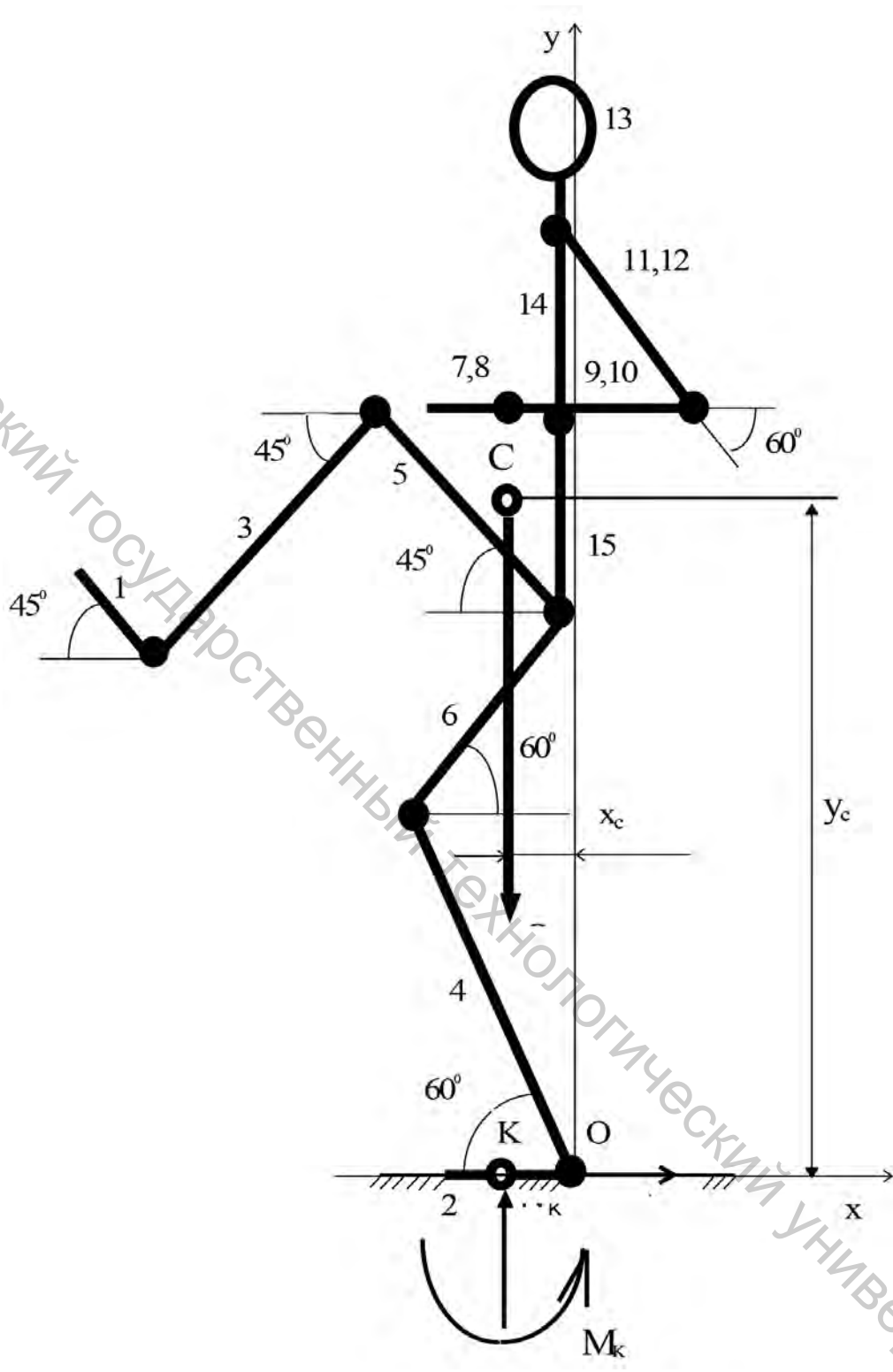


Рисунок 1.1 – Поза человека в сагитальной плоскости с системой координат

Примем массу человека равной – 80 кг, длину тела – 185 см, а длины его сегментов установим непосредственными замерами и внесем во 2-й столбец таблицы 1.1.

Таблица 1.1 – Определение параметров модели человека

Номер сегмента	$l_k, \text{см}$	$m_k, \text{кг}$	$x_k, \text{см}$	$y_k, \text{см}$	$m_k \cdot x_k, \text{кг} \cdot \text{см}$	$m_k \cdot y_k, \text{кг} \cdot \text{см}$
1	25	1,12	-77,44	86,51	-86,73	96,89
2	25	1,12	-11,00	0,00	-12,32	0,00
3	50	3,44	-48,63	99,77	-167,29	343,21
4	50	3,44	-14,88	25,76	-51,19	88,61
5	45	11,36	-16,98	96,75	-192,89	1099,08
6	45	11,36	-12,74	64,54	-144,73	733,17
7	25	0,49	-27,75	123,02	-13,60	60,28
8	25	0,49	-27,75	123,02	-13,60	60,28
9	30	1,28	-1,31	123,02	-1,68	157,47
10	30	1,28	-1,31	123,02	-1,68	157,47
11	28	2,16	3,80	136,36	8,21	294,54
12	28	2,16	3,80	136,36	8,21	294,54
13	25	5,55	-2,50	159,77	-13,88	886,72
14	33	12,77	-2,50	130,44	-31,92	1665,72
15	32	22,00	-2,50	99,87	-55,00	2197,14
Всего		80,02			-770,10	8135,12

Координаты центра масс биомеханической модели тела спортсмена в принятой системе координат определяются по формулам:

$$x_c = \frac{\sum (m_k \cdot x_k)}{m}; y_c = \frac{\sum (m_k \cdot y_k)}{m} \quad (1.1)$$

где m_k, x_k, y_k – масса и координаты центра масс k -го звена модели тела; $m = \sum m_k$ – масса тела спортсмена.

Массы сегментов определяются на основе обработки статистической информации в процентах от общей массы тела человека. На этом основании определим величины масс сегментов:

$$\begin{aligned} m_1 = m_2 &= 0,014 \cdot 80 = 1,12 \text{ кг}; m_3 = m_4 = 0,043 \cdot 80 = 3,44 \text{ кг}; \\ m_5 = m_6 &= 0,142 \cdot 80 = 11,36 \text{ кг}; m_7 = m_8 = 0,00614 \cdot 80 = 0,49 \text{ кг}; \\ m_9 = m_{10} &= 0,016 \cdot 80 = 1,28 \text{ кг}; m_{11} = m_{12} = 0,027 \cdot 80 = 2,16 \text{ кг}; \\ m_{13} &= 0,0694 \cdot 80 = 5,55 \text{ кг}; m_{14} = 0,1596 \cdot 80 = 12,77 \text{ кг}; \\ m_{15} &= 0,275 \cdot 80 = 22 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Найденные величины масс сегментов внесем в третий столбец таблицы 1.1.

Определим координаты центров масс звеньев (см. рис. 1.1):

$$\begin{aligned}
x_1 &= -l_4 \cdot \cos 60^\circ + l_6 \cdot \cos 60^\circ - l_5 \cdot \cos 45^\circ - l_3 \cdot \cos 45^\circ - 0,44 \cdot l_1 \cdot \cos 45^\circ = -77,44 \text{ см}; \\
x_2 &= -0,44 \cdot l_2 = -11 \text{ см}; \\
x_3 &= -l_4 \cdot \cos 60^\circ + l_6 \cdot \cos 60^\circ - l_5 \cdot \cos 45^\circ - 0,405 \cdot l_3 \cdot \cos 45^\circ = -48,63 \text{ см}; \\
x_4 &= -0,595 \cdot l_4 \cdot \cos 60^\circ = -14,88 \text{ см}; \\
x_5 &= -l_4 \cdot \cos 60^\circ + l_6 \cdot \cos 60^\circ - 0,455 \cdot l_5 \cdot \cos 45^\circ = -16,98 \text{ см}; \\
x_6 &= -l_4 \cdot \cos 60^\circ + 0,545 \cdot l_6 \cdot \cos 60^\circ = -12,74 \text{ см}; \\
x_7 = x_8 &= -l_4 \cdot \cos 60^\circ + l_6 \cdot \cos 60^\circ + l_{11} \cdot \cos 60^\circ - l_9 - 0,37 \cdot l_7 = -27,75 \text{ см}; \\
x_9 = x_{10} &= -l_4 \cdot \cos 60^\circ + l_6 \cdot \cos 60^\circ + l_{11} \cdot \cos 60^\circ - 0,427 \cdot l_9 = -1,31 \text{ см}; \\
x_{11} = x_{12} &= -l_4 \cdot \cos 60^\circ + l_6 \cdot \cos 60^\circ + 0,45 \cdot l_{11} \cdot \cos 60^\circ = 3,8 \text{ см}; \\
x_{13} = x_{14} = x_{15} &= -l_4 \cdot \cos 60^\circ + l_6 \cdot \cos 60^\circ = -2,5 \text{ см}; \\
y_1 &= l_4 \cdot \sin 60^\circ + l_6 \cdot \sin 60^\circ + l_5 \cdot \sin 45^\circ - l_3 \cdot \sin 45^\circ + 0,44 \cdot l_1 \cdot \sin 45^\circ = 86,51 \text{ см}; \\
y_2 &= 0; \\
y_3 &= l_4 \cdot \sin 60^\circ + l_6 \cdot \sin 60^\circ + l_5 \cdot \sin 45^\circ - 0,405 \cdot l_3 \cdot \sin 45^\circ = 99,77 \text{ см}; \\
y_4 &= 0,595 \cdot l_4 \cdot \sin 60^\circ = 25,76 \text{ см}; \\
y_5 &= l_4 \cdot \sin 60^\circ + l_6 \cdot \sin 60^\circ + 0,455 \cdot l_5 \cdot \sin 45^\circ = 96,75 \text{ см}; \\
y_6 &= l_4 \cdot \sin 60^\circ + 0,545 \cdot l_6 \cdot \sin 60^\circ = 64,54 \text{ см}; \\
y_7 = y_8 = y_9 = y_{10} &= l_4 \cdot \sin 60^\circ + l_6 \cdot \sin 60^\circ + l_{14} + l_{15} - l_{11} \cdot \sin 60^\circ = 123,02 \text{ см}; \\
y_{11} = y_{12} &= l_4 \cdot \sin 60^\circ + l_6 \cdot \sin 60^\circ + l_{14} + l_{15} - 0,45 \cdot l_{11} \cdot \sin 60^\circ = 136,36 \text{ см}; \\
y_{13} &= l_4 \cdot \sin 60^\circ + l_6 \cdot \sin 60^\circ + l_{15} + l_{14} + 0,5 \cdot l_{13} = 159,77 \text{ см}; \\
y_{14} &= l_4 \cdot \sin 60^\circ + l_6 \cdot \sin 60^\circ + l_{15} + 0,49 \cdot l_{14} = 130,44 \text{ см}; \\
y_{15} &= l_4 \cdot \sin 60^\circ + l_6 \cdot \sin 60^\circ + 0,55 \cdot l_{15} = 99,87 \text{ см}.
\end{aligned}$$

Полученные значения внесем в таблицу 1.1.

Вычислим произведения $m_k \cdot x_k, m_k \cdot y_k$ и внесем результаты в таблицу 1.1.

Затем подсчитаем суммы этих произведений:

$$\sum m_k \cdot x_k = -770,1 \text{ кг} \cdot \text{см}, \quad \sum m_k \cdot y_k = 8135,12 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

и данные внесем в таблицу 1.1. Делением полученных величин на массу человека найдем согласно формулам (1.1) координаты центра масс:

$$x_c = -9,63 \text{ см}, \quad y_c = 101,69 \text{ см}.$$

Выполним анализ статической устойчивости и определим вероятное направление опрокидывания модели человека. Анализ статической устойчивости равновесия позы человека осуществляется следующим образом. Для принятой позы в системе координат, в которой определены координаты центра тяжести тела, вычисляются абсциссы крайней левой $x^{лев}$ и крайней правой $x^{пр}$ опор-

ных точек. Если абсцисса центра тяжести тела x_c расположена внутри интервала $[x^{лев}, x^{np}]$, то линия действия равнодействующей сил тяжести \vec{G} проходит между опорными точками и поза является статически устойчивой. В противном случае необходимо скорректировать исходную позу, так как она статически неустойчива. Поскольку решение этой задачи неоднозначно, используем прием, основанный на параллельном переносе линии действия равнодействующей сил тяжести в зону статической устойчивости. Примем за центр приведения точку, абсцисса которой x^* расположена внутри интервала $[x^{лев}, x^{np}]$. К действующим силам добавим пару сил, алгебраический момент которой $M^{kop} = \left| \vec{G} \right| \cdot (x_c - x^*)$, где $\left| \vec{G} \right|$ – модуль равнодействующей сил тяжести. Если $(x_c - x^*) > 0$, то вращение тела силами пары происходит против часовой стрелки, в противном случае – по часовой стрелке. Коррекция позы достигается путем изменения положений отдельных сегментов, обеспечивающих требуемое значение M^{kop} . В результате коррекции поза человека становится статически устойчивой.

Вероятное направление опрокидывания человека вправо или влево определяется сравнением величин соответствующих опрокидывающих моментов $I_{опр}^{лев} = \left| \vec{G} \right| \cdot (x_c - x^{лев})$ и $I_{опр}^{np} = \left| \vec{G} \right| \cdot (x_c - x^{np})$. Если их добавить к системе сил, действующих на тело спортсмена, то его поза станет статически неустойчивой. Опрокидывание более вероятно в направлении меньшего по модулю опрокидывающего момента.

Зададим левую и правую крайние опорные точки $x^{лев} = -25 \text{ см}$, $x^{np} = 0 \text{ см}$. Поскольку линия действия силы тяжести проходит между крайними опорными точками опорной стопы ($-25 < x_c = -9,63 < 0$), то статическое равновесие позы человека является устойчивым. Для определения вероятного направления опрокидывания сравним величины опрокидывающих моментов:

$$I_{опр}^{лев} = \left| \vec{G} \right| \cdot (x_c - x^{лев}) = 80 \cdot 9,8 \cdot (-9,63 + 25) \cdot 10^{-2} = 120,50 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$I_{опр}^{np} = \left| \vec{G} \right| \cdot (x_c - x^{np}) = 80 \cdot 9,8 \cdot (-9,63 - 0) \cdot 10^{-2} = -75,46 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Поскольку $\left| I_{опр}^{np} \right| < \left| I_{опр}^{лев} \right|$, то наиболее вероятным является опрокидывание модели человека вправо.

Задание 2

По найденным в задании 1 данным для статически устойчивой равновесной позы человека определить:

- 1) нагрузки, действующие на тело при взаимодействии его с неподвижными опорами и другими объектами;
- 2) нагрузки на отдельные суставы тела человека.

Пример расчета

Рассмотрим действие на тело произвольной плоской системы сил. Такой системой называется совокупность сил, линии действия которых лежат в одной плоскости. Для равновесия произвольной плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на две координатные оси и сумма алгебраических моментов этих сил относительно любой точки в плоскости действия сил равнялись нулю. В аналитической форме условия равновесия имеют вид:

$$\sum P_{kx} = 0; \sum P_{ky} = 0; \sum M_0(\vec{P}_k) = 0. \quad (1.2)$$

Если система сил состоит из активных сил и реакций идеальных связей, то условия равновесия (1.2) представляют собой систему линейных алгебраических уравнений. Реакции связей из этих уравнений можно однозначно найти лишь при равном числе неизвестных реакций и количестве для них уравнений.

Опорные реакции определяют для устойчивой позы спортсмена, находящейся под действием равнодействующей сил тяжести, а также опорных реакций. Заметим, что если исходная поза спортсмена после установления ее устойчивости была скорректирована, то при составлении уравнений равновесия необходимо учесть действие пары сил, момент которой M^{kop} был определен ранее. После нахождения неизвестных реакций из уравнений (1.2) находят нагрузки, действующие на отдельные суставы. Для этого выделяется определенная биокинематическая цепь модели спортсмена и рассматривается ее равновесие под действием известных сил и неизвестных нагрузок в суставах.

Определим опорные реакции, показанные на рисунке 1.1. На тело человека действует плоская система сил: сила тяжести \vec{G} , приложенная в центре тяжести С, и реакции опоры $\vec{X}_k, \vec{N}_k, M_k$, приведенные к центру масс К звена 2 (\vec{N}_k – нормальная и \vec{X}_k – горизонтальная составляющие реакции; M_k – алгебраический момент пары сил, лежащей в плоскости тела, полученный в результате приведения опорных реакций к точке К). Из уравнений равновесия, которые для данной плоской системы сил имеют вид:

$$\begin{aligned} \sum P_{kx} = X_k = 0, & \quad \sum P_{ky} = N_k - G = 0, \\ \sum M_0(\vec{P}_k) = -N_k \cdot 0,44 \cdot l_2 + G|x_c| + M_k = 0, & \end{aligned}$$

окончательно получим:

$$\begin{aligned} X_k = 0; N_k = G = mg = 80 \cdot 9,8 = 784 \text{ Н}; \\ M_k = -G \cdot |x_c| + N_k \cdot 0,44 \cdot l_2 = mg(0,44 \cdot l_2 - |x_c|) = 784 \cdot (0,44 \cdot 25 - 9,77) = 9,64 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

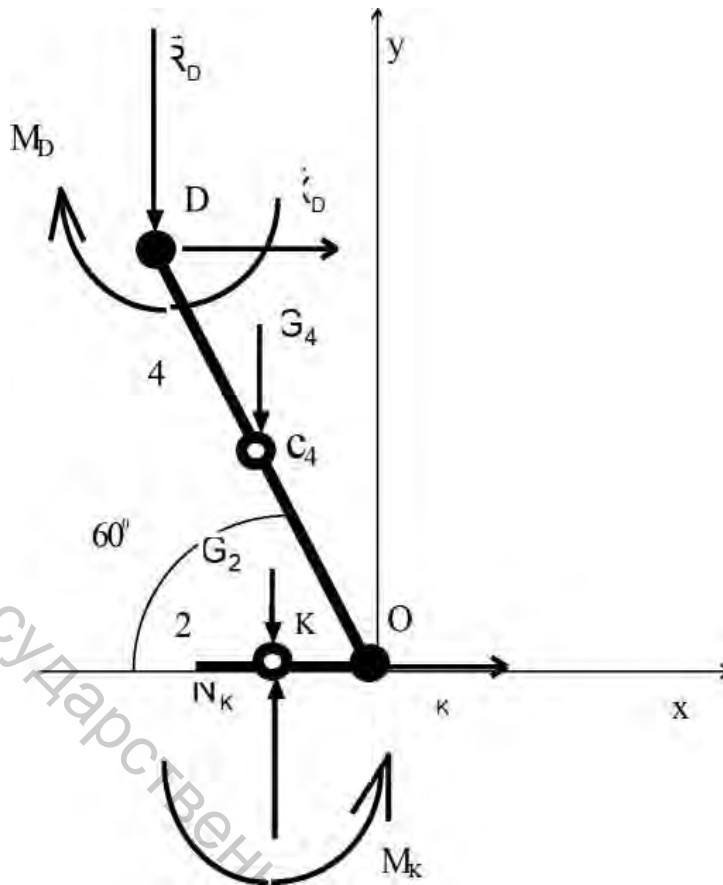


Рисунок 1.2 – Нагрузки, приложенные на отдельные суставы человека

Для нахождения усилий в шарнире коленного сустава – D заменим действие отброшенной части тела на этот шарнир усилиями X_D, R_D и моментом M_D , а также учтем ранее определенные опорные реакции и силы тяжести звеньев цепи. Рассмотрим уравнения равновесия данной цепи:

$$\sum P_{kx} = X_D + X_k = 0,$$

$$\sum P_{ky} = N_k - G_4 - G_2 - R_D = 0,$$

$$\sum M_D(\vec{P}_k) = M_k + N_k \cdot (l_4 \cdot \cos 60^\circ - |X_k|) - G_4 \cdot 0,405 \cdot l_4 \cdot \cos 60^\circ - G_2 \cdot (l_4 \cdot \cos 60^\circ - |X_k|) - X_k \cdot l_4 \cdot \sin 60^\circ - M_D = 0$$

Отсюда при $X_k = 0$ находим:

$$X_D = -X_k = 0;$$

$$R_D = R_k - G_2 - G_4 = R_k - (m_2 + m_4) \cdot g = 784 - (1,12 + 3,64) \cdot 9,8 = 737,35 \text{ H};$$

$$M_D = M_k + N_k \cdot (l_4 \cdot \cos 60^\circ - |X_k|) - G_4 \cdot 0,405 \cdot l_4 \cdot \cos 60^\circ - G_2 \cdot (l_4 \cdot \cos 60^\circ - |X_k|) - X_k \cdot l_4 \cdot \sin 60^\circ;$$

$$M_D = 9,64 + 784 \cdot (0,5 \cdot 0,5 - 0,11) - 3,64 \cdot 9,8 \cdot 0,405 \cdot 0,5 \cdot 0,5 - 1,12 \cdot 9,8 \cdot (0,5 \cdot 0,5 - 0,11) = 114,25 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Таблица 1.2 – Задание для выполнения расчетно-графической работы 1

№ варианта	№ сегмента									Длина тела, см	№ рис.
	1,2	3,4	5,6	7,8	9,10	11,12	13	14	15		
1	23	47	41	23	29	30	23	32	35	178	1.3
2	25	46	41	25	29	29	25	31	34	177	1.4
3	25	46	43	25	32	30	25	34	33	181	1.5
4	24	49	38	24	29	29	24	33	36	180	1.6
5	24	44	44	24	30	30	24	33	32	177	1.7
6	24	52	46	24	31	28	24	31	36	189	1.3
7	27	47	40	27	31	26	27	33	34	181	1.4
8	25	47	41	25	30	26	25	33	30	176	1.5
9	27	52	45	27	32	28	27	35	32	191	1.6
10	25	52	43	25	26	26	25	33	33	186	1.7
11	27	48	44	27	32	29	27	30	32	181	1.3
12	24	50	47	24	30	27	24	31	35	187	1.4
13	26	46	40	26	32	30	26	33	33	178	1.5
14	27	47	44	27	33	26	27	33	34	185	1.6
15	23	48	44	23	32	31	23	33	33	181	1.7
16	26	49	39	26	32	29	26	31	33	178	1.3
17	24	51	46	24	27	29	24	35	32	188	1.4
18	27	43	47	27	32	30	27	35	36	188	1.5
19	24	44	46	24	28	29	24	32	36	182	1.6
20	23	51	45	23	28	27	23	30	34	183	1.7

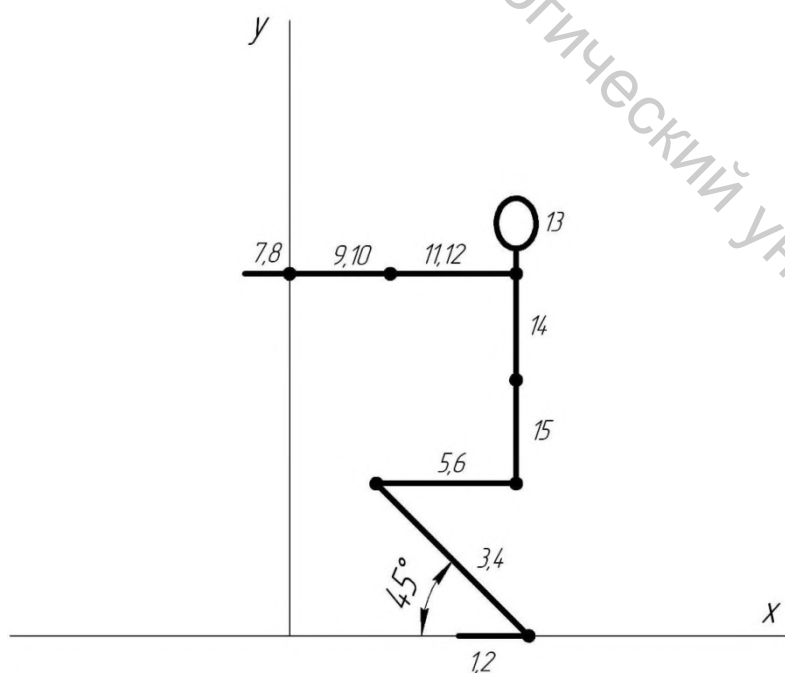


Рисунок 1.3 – Задание для вариантов № 1, № 6, № 11, № 16

Витебский государственный технологический университет

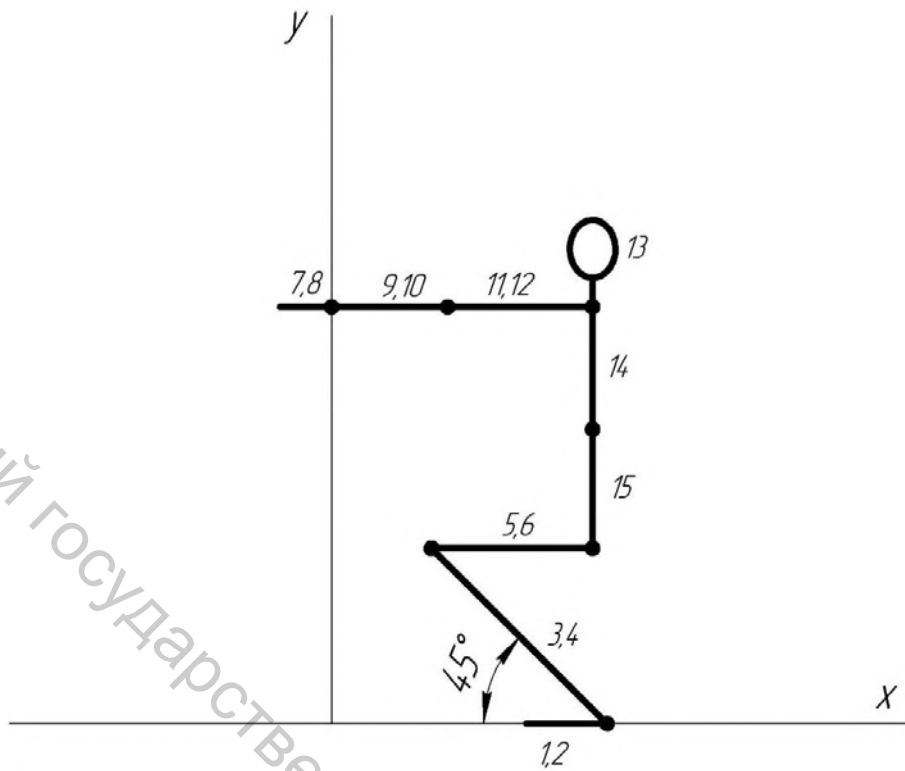


Рисунок 1.4 – Задание для вариантов № 2, № 7, № 12, № 17

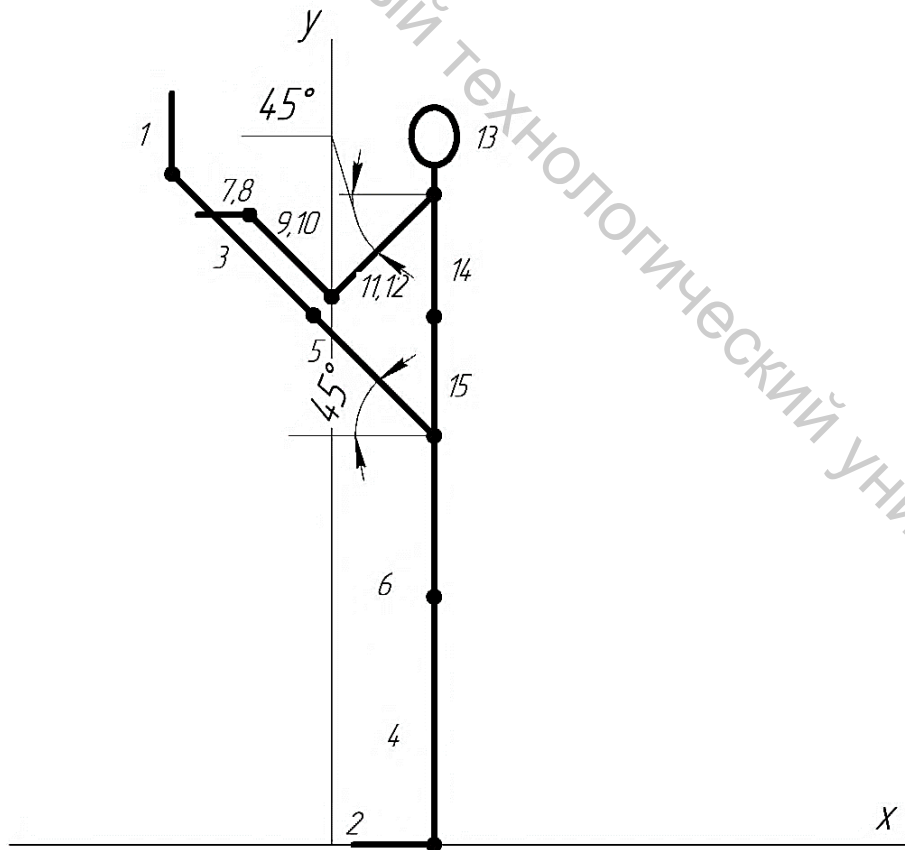


Рисунок 1.5 – Задание для вариантов № 3, № 8, № 13, № 18

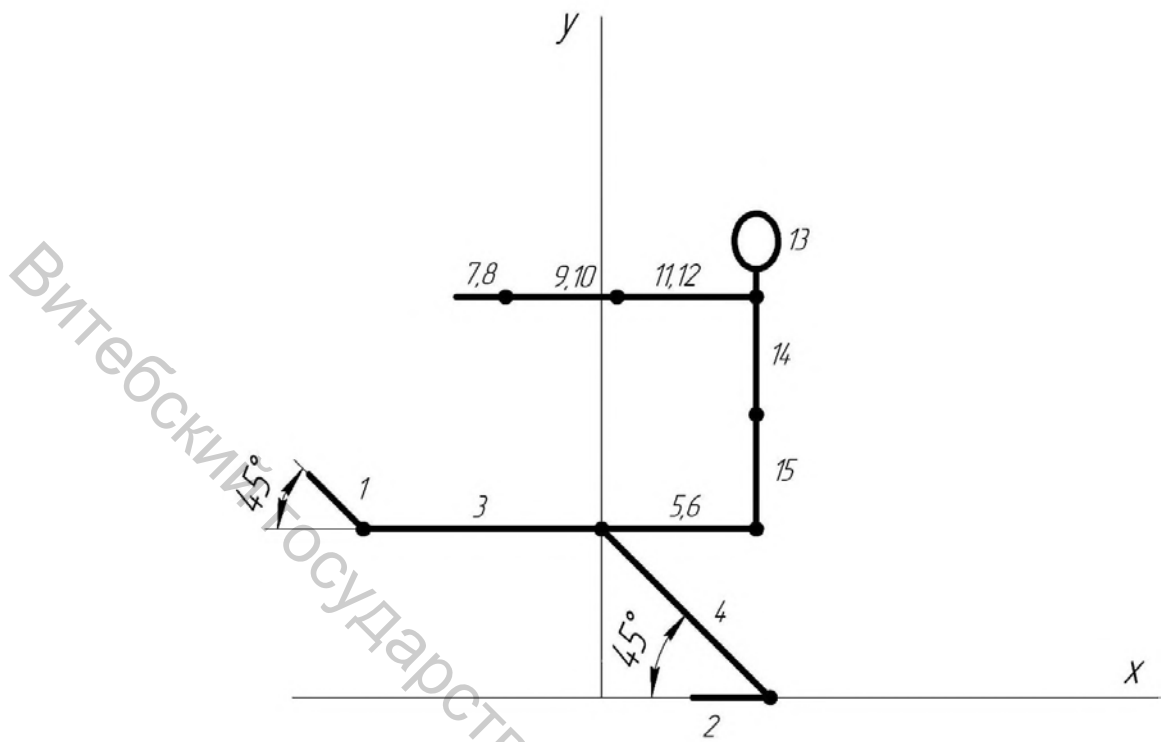


Рисунок 1.6 – Задание для вариантов № 4, № 9, № 14, № 19

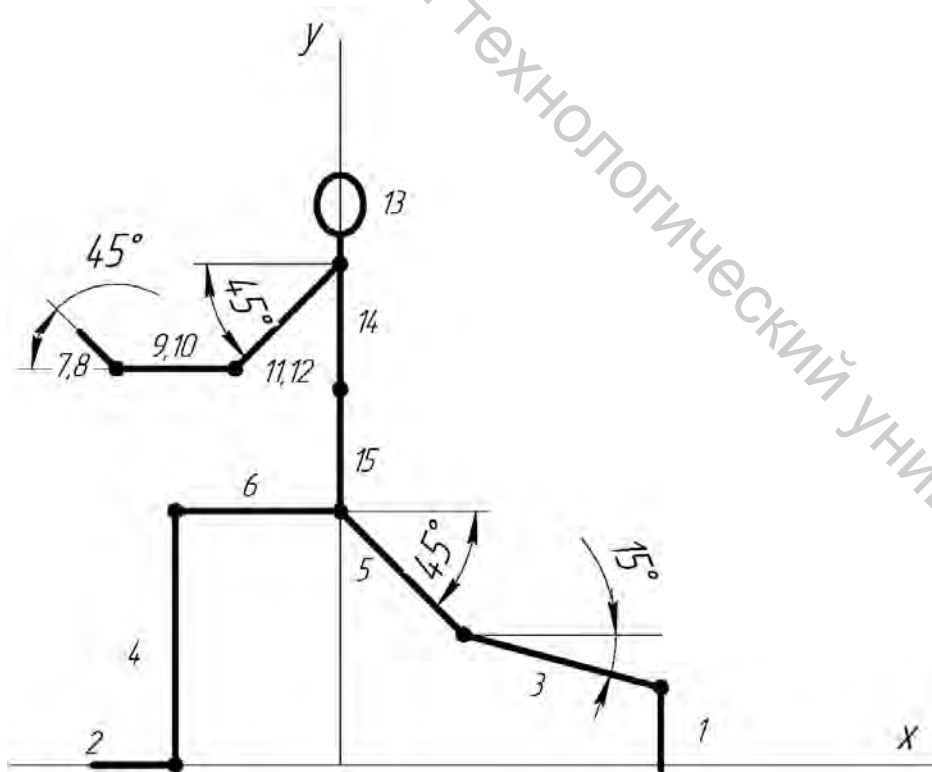


Рисунок 1.7 – Задание для вариантов № 5, № 10, № 15, № 20

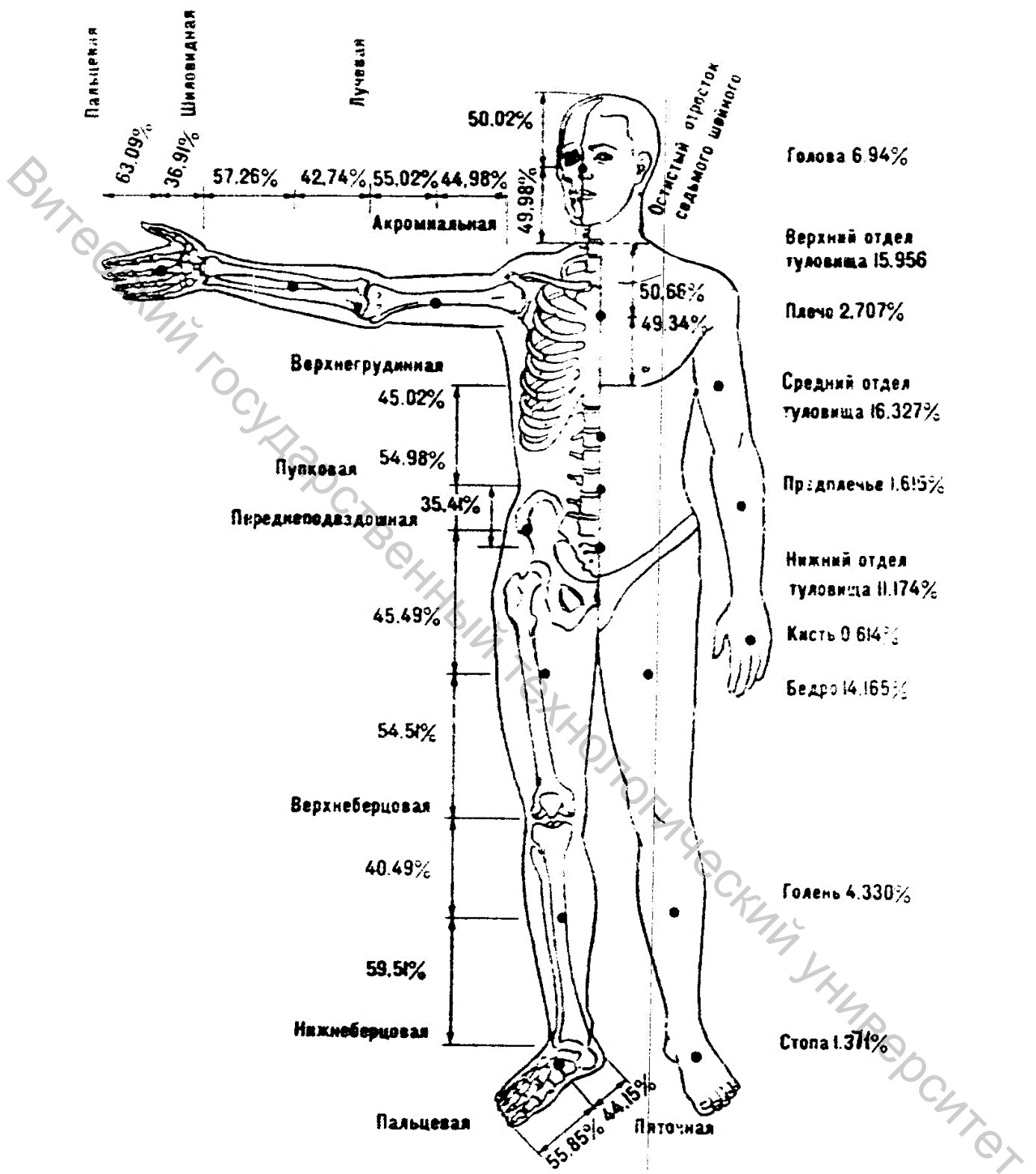


Рисунок 1.8 – Процентное соотношение масс и центры тяжести суставов тела человека

2 Методические рекомендации по выполнению расчетно-графической работы 2 «Конструкция и расчет приводов роботов»

Рассмотрим простейший промышленный робот с числовым программным управлением модели М20П.40.01, предназначенный для автоматизации загрузки, выгрузки деталей и смены инструмента на металлорежущих станках с автоматическим циклом обработки деталей.

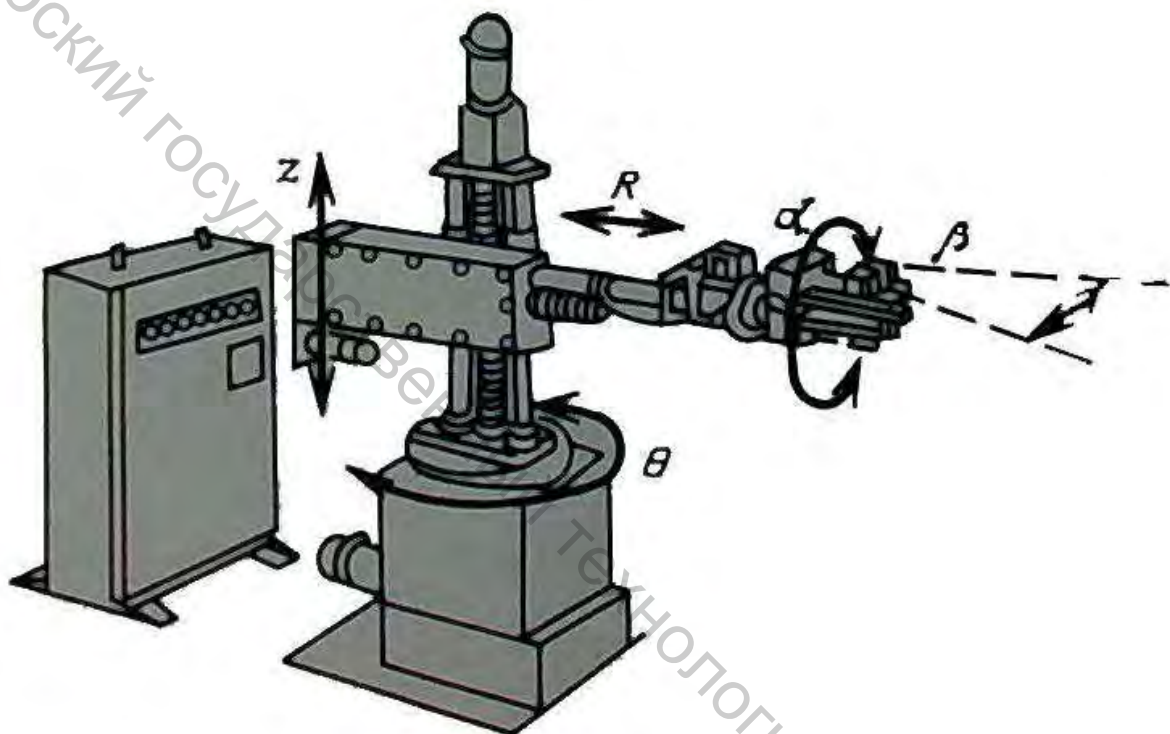


Рисунок 2.1 – Промышленный робот М20П

Промышленный робот модели М20П.40.01(рис. 2.1), работает в цилиндрической системе координат. Кинематическая схема робота представлена на рисунке 2.2. В состав промышленного робота входят следующие узлы: механизм поворота руки, механизм её подъёма и опускания, блок подготовки воздуха, балансир, механизм выдвижения руки, блок поворота. Б(Г), захваты. Устройство программного управления (УПУ) ПР «Контур 1-01» обеспечивает позиционное движение руки.

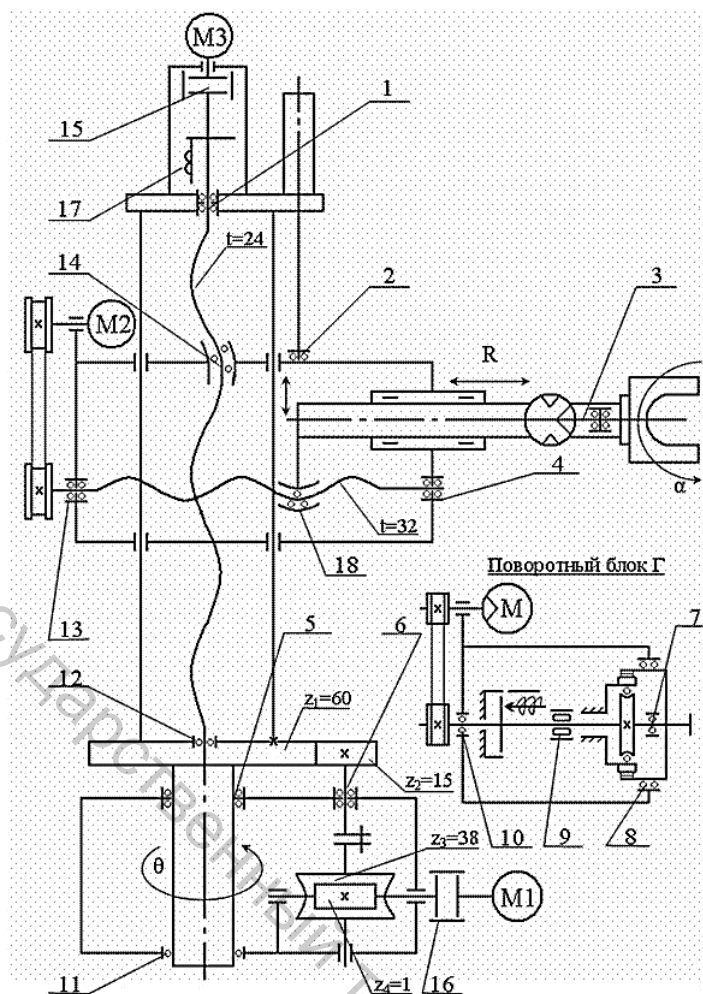


Рисунок 2.2 – Кинематическая схема базовой модели промышленного робота М20П.40.01:

1, 12 – верхний и нижний подшипниковые узлы винта подъёма; 2 – узел крепления балансира, 3 – поворотный блок Б; 4, 13 – подшипниковые узлы винта выдвижения руки; 5 – подшипниковые узлы поворотной платформы; 6 – подшипниковый узел ведущей шестерни; 7,9,10 – подшипники генератора волн редуктора поворотного блока Г; 8 – подшипниковый узел ведомого колеса волнового редуктора; 14, 18 – шариковая гайка; 15, 16 – зубчатая муфта;

17 – электромагнитный тормоз

Как видно из кинематической схемы привод поворотной платформы робота включает в себя электродвигатель, червячную и прямозубую цилиндрическую передачи, а также зубчатую муфту.

В данной работе по заданным параметрам для поворотной платформы (частоте вращения, мощности и крутящему моменту) необходимо разработать или использовать имеющуюся кинематическую схему привода для выбора электродвигателя и распределения общего передаточного числа по отдельным ступеням редуктора и передачам привода, а также определения мощностей, крутящих моментов и частот вращения валов.

Далее представлены общая схема и пример расчета привода робота. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода [16].

Расчет привода начинают с составления кинематической схемы (если она не задана), определения общего КПД и общего передаточного числа привода, выбора электродвигателя и распределения общего передаточного числа по отдельным ступеням редуктора и передачам привода, а также определения крутящих моментов и частот вращения валов.

Исходными данными для расчета на начальном этапе являются: угловая скорость ω_i (рад/с) или частота вращения n_i (мин⁻¹) входного вала привода и мощность P_i (кВт) на этом валу.

Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода выполняются в следующей последовательности.

1. Определяют общий КПД привода по формуле

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n, \quad (2.1)$$

где $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$, – КПД отдельных передач, подшипников, муфт, входящих в привод и перечисленных в порядке от входного к выходному валу привода (ориентировочные значения КПД приведены в таблице 2.1).

В предварительных расчетах для нерасцепляемых механических муфт, например, упругих и компенсирующих, где имеются подвижные или легкодеформируемые элементы, КПД можно принимать в пределах 0,98–0,99, для нерасцепляемых жестких – равным 1, а для фрикционных – 0,85–0,95. При наличии более точных данных значения подлежат корректировке.

Таблица 2.1 – Ориентировочные значения КПД

Тип передачи или устройства	КПД передачи		Рекомендуемое передаточное число $\mu_{\text{рек}}$	Удельная масса передачи, кг/кВт
	закрытой	открытой		
Зубчатая цилиндрическая	0,96-0,98	0,93-0,95	2,5-6,3	1,8-0,4
Зубчатая коническая	0,95-0,97	0,91-0,93	2-4	2,5-0,6
Червячная передача при червяке:однозаходном, двухзаходном, четырехзаходном	0,70-0,80		10-50	4,5-0,2
	0,75-0,85			
	0,80-0,90	–		
Цепная передача	0,95-0,97	0,92-0,95	1,5-4	10,0-6,0
Ременная передача	–	0,94-0,97	2-4	5,0-1,0
Фрикционная передача	0,90-0,96	0,70-0,80	1-6	30,0-8,0
Одна пара подшипников качения	0,99	–0,995	–	–
Одна пара подшипников скольжения	0,98	–0,99	–	–

Примечание. Большие значения удельной массы для передач до 10 кВт, меньшие – свыше 10 кВт [1, с. 246]

Если привод содержит передачи, передающие мощность параллельными потоками, например, раздвоенную зубчатую передачу или несколько клиновых ремней, то КПД каждой такой передачи принимают по таблице 2.1 и учитывают один раз.

Выбор КПД червячной передачи привода на начальной стадии расчета затруднен, т. к. неизвестно число заходов червяка z_1 . Ориентиром служат обычно средние значения КПД для червячных передач. Можно, например, принять КПД для двухзаходного червяка, а при последующих расчетах принятое значение уточнить и, если необходимо, сделать перерасчет.

2. Производят подбор электродвигателя по потребной мощности $P'_{ДВ}$, которая может быть определена по мощности P_i на выходном валу привода:

$$P'_{ДВ} = \frac{P_i}{\eta_{общ}}. \quad (2.2)$$

В приводах рекомендуется применять (при отсутствии каких-либо особых требований) экономичные асинхронные электродвигатели² единых серий АИР, 4А или другие более эффективные.

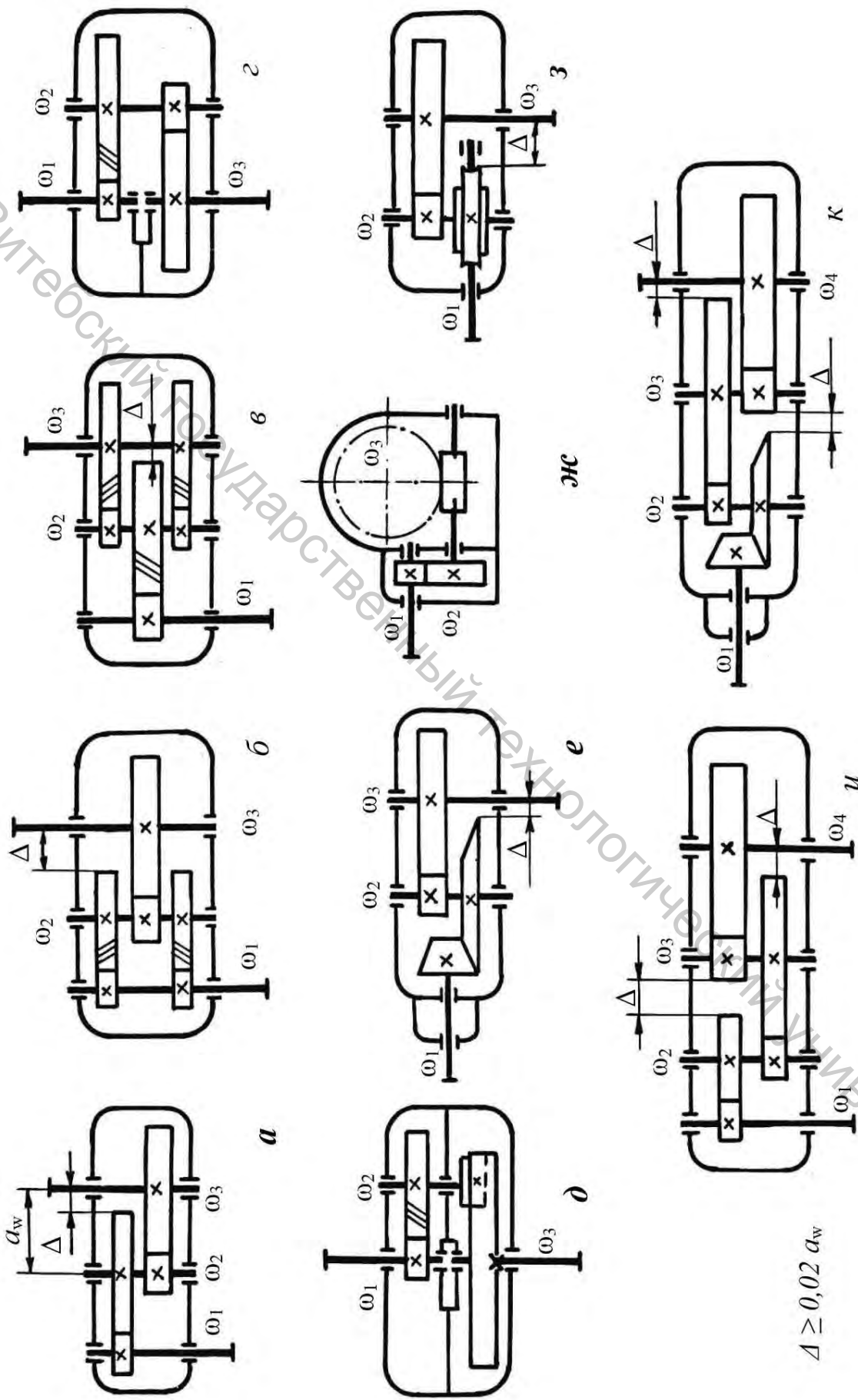
Некоторые основные параметры двигателей серий АИР и 4А, в том числе геометрические, можно найти в таблице 1.2 или в литературе [2, с. 802–815; 3, с. 414–417; 4, с. 4, 12–43; 5, с. 377–379].

Если синхронная (номинальная) частота вращения электродвигателя установлена заданием, то его тип и мощность находят по потребной мощности $P'_{ДВ}$ так, чтобы номинальная мощность превышала расчетную $P_{ДВ} \geq P'_{ДВ}$. Затем определяют фактическую (асинхронную) частоту вращения вала электродвигателя. Если задание не содержит сведений об электродвигателе, то для анализа следует отобрать несколько электродвигателей с различной частотой вращения, например, 3000, 1500, 1000, 750 мин⁻¹.

При выборе двигателей, кроме соблюдения основного условия $P_{ДВ} \geq P'_{ДВ}$, необходимо учитывать также характер нагрузки и кратность перегрузки механизмов привода в процессе пуска или работы. Эта информация обычно содержится в техническом задании на проектирование, например, в циклограмме нагружения или типовом режиме нагружения.

² Асинхронные электродвигатели переменного тока отличаются простотой конструкции и надежностью. Частота вращения ротора у этих электродвигателей (в отличие от синхронных электродвигателей) не совпадает с частотой вращения магнитного поля статора. Так, например, у электродвигателя АИР 100S4У3 синхронная частота вращения составляет 1500 мин⁻¹, а фактическая (асинхронная) частота вращения ротора, используемая при кинематических расчетах, равна 1410 мин⁻¹.

Витебский государственный технологический университет



$$\Delta \geq 0,02 a_w$$

Рисунок 2.3 – Кинематические системы редукторов

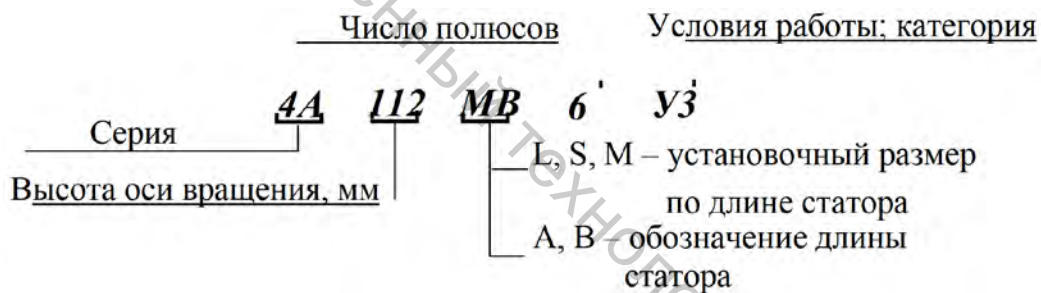
Электродвигатели должны иметь величины отношений $\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$ и $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$, соответствующие характеру нагружения привода. При значительных пусковых нагрузках целесообразно применять двигатели с повышенным пусковым моментом, а при ударных нагрузках и частых реверсах – с повышенным скольжением [4, с. 28–30].

При необходимости в приводах могут быть применены двухскоростные двигатели, например, двигатели серии АИР, с номинальными частотами вращения 3000/1500, 750/1500, 1000/1500, 750/1000, 500/3000, 500/1000 об/мин [2, с. 816–822].

Двигатели серии 4А должны соответствовать требованиям ГОСТа 19523-74, а серии АИР – техническим условиям:

- ТУ 16 – 525.564 – 84, h = 71 – 100 мм;
 - ТУ 16 – 525.571 – 84, h = 112 – 132 мм;
 - ТУ 16 – 526.621 – 85, h = 160 – 180 мм
- (h – высота оси вращения).

Структура условного обозначения двигателей:



3. Определяют общие передаточные числа приводов (учитывая возможность применения каждого из выбранных двигателей, при условии, что заданием не оговорено применение только одного из них):

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_i}, \quad (2.3)$$

где $n_{\text{ДВ}}$ – фактическая (асинхронная) частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹; n_i – частота вращения выходного вала привода, мин⁻¹.

4. Производят разбивку по ступеням одного или нескольких полученных значений $u_{\text{общ}}$ так, чтобы выполнялось условие

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n, \quad (2.4)$$

где $u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n$ – передаточные числа отдельных передач, перечисленных в порядке от входного к выходному валу.

Таблица 2.2 – Характеристики двигателей АИР

Тип двигателя	Р _{дв} , кВт	п _{дв} , об/мин	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Тип двигателя	Р _{дв} , кВт	п _{дв} , об/мин	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
Синхронная частота вращения 3000 об/мин									
АИР71А2У3	0,75	2820	2,1	2,2	4А71А2У3	0,75	2840	2,0	2,2
АИР41В2У3	1,1	2805	2,1	2,2	4А71В2У3	1,1	2810	2,0	2,2
АИР80А2У3	1,5	2850	2,1	2,2	4А80А2У3	1,5	2850	2,1	2,6
АИР80В2У3	2,2	2850	2,0	2,2	4А80В2У3	2,2	2850	2,1	2,6
АИР90L2У3	3,0	2850	2,0	2,2	4А90L2У3	3,0	2840	2,1	2,5
АИР100S2У3	4,0	2850	2,0	2,2	4А100S2У3	4,0	2880	2,0	2,5
АИР100L2У3	5,5	2850	2,0	2,2	4А100L2У3	5,5	2880	2,0	2,5
АИР112M2У3	7,5	2895	2,0	2,2	4А112M2У3	7,5	2900	2,0	2,8
АИР132M2У3	11	2910	1,6	2,2	4А132M2У3	11	2900	1,7	2,8
АИР160S2У3	15	2910	1,8	2,7	4А160S2У3	15	2940	1,4	2,2
АИР160M2У3	18,5	2910	2,0	2,7	4А160M2У3	18,5	2940	1,4	2,2
АИР180S2У3	22	2919	2,0	2,7	4А180S2У3	22	2945	1,4	2,5
Синхронная частота вращения 1500 об/мин									
АИР71В4У3	0,75	1350	2,2	2,2	4А71В4У3	0,75	1390	2,0	2,2
АИР80А4У3	1,1	1395	2,2	2,2	4А80А4У3	1,1	1420	2,0	2,2
АИР80В4У3	1,5	1395	2,2	2,2	4А80В4У3	1,5	1415	2,0	2,2
АИР90L4У3	2,2	1395	2,1	2,2	4А90L4У3	2,2	1425	2,1	2,4
АИР90S4У3	3,0	1410	2,0	2,2	4А100S4У3	3,0	1435	2,0	2,4
АИР100S4У3	4,0	1410	2,0	2,2	4А100L4У3	4,0	1430	2,0	2,4
АИР100L4У3	5,5	1432	2,0	2,5	4А112M4У3	5,5	1455	2,0	2,2
АИР112M4У3	7,5	1440	2,0	2,5	4А132S4У3	7,5	1455	2,2	3,0
АИР132M4У3	11	1447	2,0	2,7	4А132M4У3	11	1460	2,2	3,0
АИР160S4У3	15	1455	1,9	2,9	4А160S4У3	15	1465	1,4	2,3
АИР160M4У3	18,5	1455	1,9	2,9	4А160M4У3	18,5	1465	1,4	2,3
АИР180S4У3	22	1462	1,7	2,4	4А180S4У3	22	1470	1,4	2,3
Синхронная частота вращения 1000 об/мин									
АИР80А6У3	0,75	920	2,0	2,2	4А80А6У3	0,75	915	2,0	2,2
АИР80В6У3	1,1	920	2,0	2,2	4А80В6У3	1,1	920	2,0	2,2
АИР90L6У3	1,5	925	2,0	2,2	4А90L6У3	1,5	935	2,0	2,2
АИР100L6У3	2,2	945	2,0	2,2	4А100L6У3	2,2	950	2,0	2,2
АИР112МА6У3	3,0	950	2,0	2,2	4А112МАУ3	3,0	955	2,0	2,5
АИР112МВ6У3	4,0	950	2,0	2,2	4А112МВУ3	4,0	950	2,0	2,5
АИР132S6У3	5,5	960	2,0	2,2	4А132S6У3	5,5	965	2,0	2,5
АИР132M6У3	7,5	960	2,0	2,2	4А132M6У3	7,5	970	2,0	2,5
АИР160S6У3	11	970	2,0	2,7	4А160S6У3	11	975	1,2	2,0
АИР160M6У3	15	970	2,0	2,7	4А160M6У3	15	975	1,2	2,0
АИР180M6У3	18,5	980	1,8	2,4	4А180M6У3	18,5	975	1,2	2,0
АИР200M6У3	22	980	1,6	2,4	4А200M6У3	22	975	1,3	2,4
Синхронная частота вращения 750 об/мин									
АИР90LА8У3	0,75	695	1,6	1,7	4А90LА8У3	0,75	700	1,6	1,9
АИР90LВ8У3	1,1	695	1,6	1,7	4А90В8У3	1,1	700	1,6	1,9
АИР100L8У3	1,5	702	1,6	1,7	4А100L8У3	1,5	700	1,6	1,9
АИР112МА8У3	2,2	709	1,6	2,2	4А112МАУ3	2,2	700	1,9	2,2
АИР112МВ8У3	3,0	709	1,8	2,2	4А112МВУ3	3,0	700	1,9	2,2
АИР132S8У3	4,0	716	1,8	2,2	4А132S8У3	4,0	720	1,9	2,6
АИР132M8У3	5,5	712	1,8	2,2	4А132M8У3	5,5	720	1,9	2,6
АИР160S8У3	7,5	727	1,8	2,4	4А160S8У3	7,5	730	1,4	2,2
АИР160M8У3	11	727	1,6	2,4	4А160M8У3	11	730	1,4	2,2
АИР180M8У3	15	731	1,6	2,2	4А180M8У3	15	730	1,2	2,0
АИР200M8У3	18,5	731	1,6	2,3	4А200M8У3	18,5	735	1,2	2,2
АИР200L8У3	22	731	1,6	2,3	4А200L8У3	22	730	1,2	2,0

Примечание. Таблица приведена в сокращенном виде

Если привод содержит *одноступенчатые* редукторы, а также передачи, не входящие в состав редукторов (открытые зубчатые, ременные и др.), то передаточное число для них принимают из диапазона рекомендуемых значений (см. табл. 2.1) так, чтобы соблюдалось условие $u_{общ} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n$. При этом следует иметь в виду, что для ременных и цепных передач нежелательно назначать большие передаточные числа, чтобы избежать значительного увеличения их габаритов. Первоначально можно принимать u , равное 2,5; 2,8 или 3,15, но при этом желательно обеспечивать для зубчатых передач привода u , превышающие эти значения.

Для разбивки общего передаточного числа многоступенчатого редуктора обычно используют упрощенные эмпирические формулы (табл. 2.3), позволяющие получать приводы, близкие к оптимальным по габаритам, массе, стоимости, а также по условиям смазывания передач, особенно при картерной системе. Полученные величины округляются до ближайшего числа из ряда (ГОСТ 2144-76): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0; 28,0; 31,5; 35,5; 40,0; 45,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0 (числа ряда приведены для интервала 1,0– 80,0). Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5 % при $u \leq 4,5$ и более чем на 4 % при $u > 4,5$. В нестандартных редукторах или открытых передачах допускается использовать нестандартные значения u .

Для приводов, в состав которых входят червячные передачи, после завершения разбивки $u_{общ}$ находят число заходов червяка (табл. 2.4) и КПД передачи (см. табл. 2.1). Если принятое ранее значение КПД червячной передачи существенно отличается от вновь полученного, то производят повторный расчет.

Таблица 2.3 – Упрощенные эмпирические формулы

Редуктор	Схема на рис. 2.3	Передаточные числа	$u_{общ}$
1	2	3	4
1. Двухступенчатый цилиндрический: а) по развернутой схеме; б) с раздвоенной быстроходной ступенью; в) с раздвоенной тихоходной ступенью; г) по развернутой схеме (быстроходная ступень с эвольвентным зацеплением, тихоходная – с зацеплением Новикова)	а	$u_1 = (1,2 - 1,25) \cdot \sqrt{u_{общ}}$	12,5-25 (7,1-40)
	б	$u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1}$	
	в	$u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1}$	
г	а	$u_1 = \sqrt{u_{общ}}$ $u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1}$	
2. Двухступенчатый цилиндрический соосный: а) обе ступени с внешним зацеплением б) тихоходная ступень с внутренним зацеплением	г	$u_1 = \frac{u_{общ}}{u_2}$ $u_2 = 0,95 \cdot \sqrt{u_{общ}}$	12,5-22,4 (7,1-40)
	д	$u_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{u_{общ}}$, $u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1}$	12,5-20 (7,1-31,5)

Окончание таблицы 2.3

1	2	3	4
3. Двухступенчатый коническо-цилиндрический	е	$u_1 = \frac{u_{общ}}{u_2},$ $u_2 = 0,63 \cdot \sqrt[3]{u_{общ}^2}$	12,5-20 (8-40)
4. Двухступенчатый цилиндрическо-червячный	ж	$u_1 = 1,6 - 2,5, u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1}$	31,5-125 (16-200)
5. Двухступенчатый червячно-цилиндрический	з	$u_2 = 4 - 5,6, u_1 = \frac{u_{общ}}{u_2}$	50-300
6. Двухступенчатый червячный	-	$u_1 = \sqrt{u_{общ}}, u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1}$	71-4000
7. Трехступенчатый цилиндрический	и	$u_2 = \sqrt{u_{общ}}, (u_1 \cdot u_3) = \frac{u_{общ}}{u_2},$ $u_1 = 1,2 \cdot \sqrt{(u_1 \cdot u_3)},$ $u_3 = \frac{(u_1 \cdot u_3)}{u_1}$	31,5-160 (25-250)
8. Трехступенчатый коническо-цилиндрический	к	$u_2 = (1,3 - 1,4) \cdot \sqrt[3]{u_{общ}^2},$ $u_3 = (0,9 - 1,0) \cdot u_2,$ $u_1 = \frac{u_{общ}}{u_2 \cdot u_3}$	31,5-125 (20-200)

Таблица 2.4 – Число заходов червяка

Передаточное число червячной передачи	От 8 до 14	Св. 14 до 30	Св. 30
Число заходов червяка z_1	4	2	1

Закончив расчеты, исключают из дальнейшего рассмотрения те из электродвигателей, при использовании которых передаточные числа передач выйдут за пределы рекомендуемых значений (см. табл. 2.1). В обоснованных случаях могут быть исключены из рассмотрения также двигатели, при которых передаточные числа в приводах приближаются к крайним значениям рекомендуемого диапазона. Учитывают также, что более быстроходные двигатели имеют меньшую массу, стоимость и габариты. Отсутствие на ранней стадии проектирования достаточного числа объективных критериев при отборе одного из двигателей не всегда позволяет получить привод с наилучшими характеристиками. Для поиска оптимального варианта целесообразно использовать вычислительную технику.

Предварительная оценка данных (табл. 2.5) для привода, состоящего,

например, из электродвигателя и коническо-цилиндрического редуктора (частота вращения выходного вала $n_3 = 120$ об/мин), показывает, что варианты 1 и 4 неприемлемы, так как передаточные числа выходят за пределы рекомендуемых значений (см. табл. 2.1). Из вариантов 2 и 3 предпочтительнее вариант 2. Более быстроходный двигатель обычно позволяет получить привод с меньшими габаритами, массой и стоимостью. Для принятого варианта все или отдельные значения u округляются до стандартных значений. Заданием на проектирование могут быть установлены особые требования к округлению значений u и $u_{\text{общ}}$.

Таблица 2.5 – Предварительные оценка данных привода

Вариант	Тип двигателя	$P_{\text{дв}}$, кВт	$\frac{n_{\text{ов}}}{\frac{\text{синхр.}}{\text{асинхр.}}}$, об / мин	$u_{\text{общ}} = n_1 / n_3$	u_1 (коническая передача)	u_2 (цилиндрическая передача)	Примечание
1	АИР112М2У3	7,5	$\frac{3000}{2895}$	24,1	4,5	5,3	$u_1 > u_{\text{max}}^{\text{рек}} = 4$
2	АИР132S4У3	7,5	$\frac{1500}{1440}$	12,0	3,6	3,3	
3	АИР132М6У3	7,5	$\frac{1000}{960}$	8,0	3,2	2,5	
4	АИР160S8У3	7,5	$\frac{750}{727}$	6,1	2,9	2,1	$u_2 < u_{\text{max}}^{\text{рек}} = 2$

5. Определяют частоты вращения валов, мин⁻¹ для привода с выбранным электродвигателем: $n_1 = n_{\text{дв}}$; $n_2 = n_1/u_1$; $n_3 = n_2/u_2$ и т. д., где $n_1, n_2, n_3 \dots n_i$ – частоты вращения валов, перечисленных в порядке от входного к выходному валу привода, мин⁻¹.

По полученным значениям частот вращения определяют угловые скорости, рад/с, каждого вала по формуле

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30}. \quad (2.5)$$

6. Находят мощности, передаваемые каждым валом привода.

Они могут быть определены по $P'_{\text{дв}}$ с учетом потерь мощности во всех механизмах и устройствах, предшествующих данному валу:

$$P_i = P'_{\text{ов}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n, \quad (2.6)$$

где P_i – мощность на i -м валу, кВт; $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$ – КПД механизмов и устройств, предшествующих i -му валу.

7. Определяют крутящие (вращающие) моменты на валах привода, Н·м, по формулам (2.7) или (2.8):

$$T = 9550 \frac{P}{n}, \quad (2.7)$$

где P – мощность, передаваемая валом, кВт; n – частота вращения этого вала, мин⁻¹;

$$T = \frac{P}{\omega}, \quad (2.8)$$

где P – мощность, передаваемая валом, Вт; ω – угловая скорость этого вала, рад/с.

Примеры кинематического расчета привода [17]

Пример 1. Исходные данные для расчета:

- синхронная частота вращения вала двигателя $n_{д.с.} = 3000$ мин⁻¹;
- состав привода: цилиндро-червячный редуктор, открытая зубчатая передача с промежуточным валом;
- на корпусе рабочей машины установлено зубчатое колесо с числом зубьев $z_{0,2} = 120$;
- мощность рабочей машины $P_{р.м} = 4,2$ кВт;
- частота вращения рабочей машины $n_{р.м} = 7,2$ мин⁻¹.

Решение задачи.

1. Построение кинематической схемы привода (рис. 2.5).

Перед построением нужно выбрать тип муфт. Для соединения входного вала редуктора с двигателем выбираем упругую муфту (МУВП), а для соединения выходного вала редуктора – зубчатую муфту. Одновременно с построением кинематической схемы проводим от каждого вала выносные линии с полками для кинематических и силовых параметров привода.

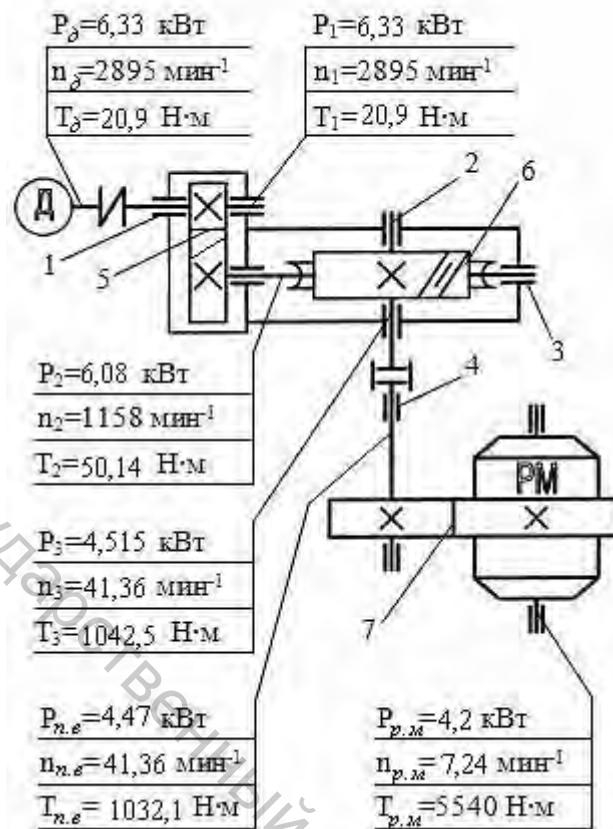


Рисунок 2.4 – Кинематическая схема привода

2. Определение общего КПД привода

Находим места потерь мощности. Ими оказываются четыре пары подшипников 1–4 на валах привода (три пары в редукторе и одна на промежуточном валу; подшипники рабочей машины не учитываем, так как потери в них учтены в требуемой мощности на валу рабочей машины), цилиндрическая косозубая 5 и червячная 6 передачи в редукторе, открытая зубчатая передача 7.

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^4 \cdot \eta_{o.n.}$$

Выбираем соответствующие значения КПД по таблице 2.1:

$$\eta_1 = 0,97; \eta_2 = 0,75; \eta_n = 0,99 \text{ и } \eta_{o.n.} = 0,95.$$

В результате: $\eta_0 = 0,97 \cdot 0,75 \cdot 0,99^4 \cdot 0,95 = 0,664$.

3. Определение расчетной мощности электродвигателя

$$P_D = P_{р.м} / \eta_0 = 4,2 / 0,664 = 6,33 \text{ кВт}.$$

По таблице 2.2, учитывая синхронную частоту вращения вала двигателя

$n_{д.с} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, выбираем двигатель ближайшей большей мощности АИР112М2: $P_{д.ном} = 7,5 \text{ кВт}$; $n_{д} = 2895 \text{ мин}^{-1}$.

4. Определение общего передаточного числа привода

$$U_0 = n_{\delta} / n_{р.м} = 2895 / 7,2 = 402,08.$$

5. Разбивка общего передаточного числа по ступеням привода

$$U_0 = U_{о.н.} \cdot U_p = U_{о.н.} \cdot U_1 \cdot U_2.$$

Так как на рабочей машине установлено зубчатое колесо, принимаем число зубьев на шестерне открытой передачи $z_{о,1} = 21$ и определяем её передаточное число

$$U_0 = z_{о,2} / z_{о,1} = 120 / 21 = 5,71.$$

Определяем передаточное число редуктора

$$U_p = U_0 / U_{о.н.} = 402,08 / 5,71 = 70,42.$$

Согласно таблицам по рекомендуемым передаточным отношениям, выбираем для цилиндрической передачи редуктора $U_1 = 2,5$, тогда передаточное число червячной ступени редуктора будет $U_2 = U_p / U_1 = 70,42 / 2,5 = 28,17$, что соответствует рекомендуемым значениям. Принимаем $U_2 = 28$.

6. Определение мощностей на валах привода

На валу рабочей машины $P_{р.м.} = 4,2 \text{ кВт}$;

на промежуточном валу $P_{н.в.} = P_{р.м.} / (\eta_{о.н.} \cdot \eta_n) = 4,2 / (0,95 \cdot 0,99) = 4,47 \text{ кВт}$;

на 3-м валу редуктора $P_3 = P_{н.в.} / \eta_n = 4,47 / 0,99 = 4,515 \text{ кВт}$;

на 2-м валу редуктора $P_2 = P_3 / (\eta_2 \cdot \eta_n) = 4,51 / (0,55 \cdot 0,99) = 6,08 \text{ кВт}$;

на 1-м валу редуктора $P_1 = P_2 / (\eta_1 \cdot \eta_n) = 6,08 / (0,97 \cdot 0,99) = 6,33 \text{ кВт}$;

на валу двигателя $P_{\delta} = P_1 = 6,33 \text{ кВт}$.

Последнее значение совпадает с расчетной мощностью двигателя $P_{\delta} = 6,33 \text{ кВт}$, следовательно, расчеты проведены правильно.

7. Определение частот вращения по валам привода

На валу двигателя $n_{\delta} = 2895 \text{ мин}^{-1}$;

на 1-м валу редуктора $n_1 = n_{\delta} = 2895 \text{ мин}^{-1}$;

на 2-м валу редуктора $n_2 = n_1 / U_1 = 2895 / 2,5 = 1158 \text{ мин}^{-1}$;

на 3-м валу редуктора $n_3 = n_2 / U_2 = 1158 / 28 = 41,36 \text{ мин}^{-1}$;

на промежуточном валу $n_{н.в.} = n_3 = 41,36 \text{ мин}^{-1}$;

на валу рабочей машины $n_{р.м.} = n_{н.в.} / U_{о.н.} = 41,36 / 5,71 = 7,24 \text{ мин}^{-1}$.

Отклонение от заданной частоты вращения вала рабочей машины

$$\Delta n_{p.m.} = \frac{7,24 - 7,2}{7,2} \cdot 100\% = 0,56 < [\Delta n] = 4\%.$$

Следовательно, разбивка передаточного числа и расчеты частот вращения валов выполнены правильно.

8. Определение вращающих моментов по валам привода

На валу двигателя $T_0 = 9550 \cdot P_0 / n_0 = 9550 \cdot 6,33 / 2895 = 20,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

на 1-м валу редуктора $T_1 = 9550 \cdot P_1 / n_1 = 9550 \cdot 6,33 / 2895 = 20,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

на 2-м валу редуктора $T_2 = 9550 \cdot P_2 / n_2 = 9550 \cdot 6,08 / 1158 = 50,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

на 3-м валу редуктора $T_3 = 9550 \cdot P_3 / n_3 = 9550 \cdot 4,515 / 41,36 = 1042,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

на промежуточном валу $T_{n.6} = 9550 \cdot P_{n.6} / n_{n.6} = 9550 \cdot 4,47 / 41,36 = 1032,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

на валу рабочей машины $T_{p.m.} = 9550 \cdot P_{p.m.} / n_{p.m.} = 9550 \cdot 4,2 / 7,24 = 5540 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Полученные значения мощностей, частот вращения и вращающих моментов записываем на соответствующих полках выносок кинематической схемы (рис. 2.5).

Таблица 2.6 – Индивидуальное задание для РГР 2

№ варианта	Частота вращения электродвигателя мин ⁻¹	Мощность рабочей машины, кВт	Частота вращения рабочей машины мин ⁻¹	Примечание
1	1500	2	22	
2	1500	3	17	
3	1500	4	12	
4	1500	5	7	
5	1500	6	4	
6	1000	1,5	20	
7	1000	2,5	15	
8	1000	3,5	10	
9	1000	4,5	8	
10	1000	5,4	2,1	
11	3000	2	100	
12	3000	3	200	
13	3000	4	300	
14	3000	5	400	
15	3000	6	500	
16	1000	1	50	
17	1000	2	40	
18	1000	3	30	
19	1000	4	20	
20	1000	5	10	

Литература

1. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность : ГОСТ 21354-87. – Взамен ГОСТ 21354-75 ; введ. 01.01.89. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.
2. Адашевский, В. М. Теоретические основы механики биосистем : учеб. пособие для студентов технических университетов / В. М. Адашевский / под общ. ред. О. К. Морачковского. – Харьков, 2001. – 260 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев : в 3 т. – М. : Машиностроение, 1999. – Т. 2. – 880 с.
4. Анурьев, В. М. Справочник конструктора машиностроителя : в 3 т. / В. М. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1999. – Т. 3. – 848 с.
5. Биомеханика : учебник для студ. высш. учеб. заведений / Г. И. Попов. – М. : Издательский центр «Академия», 210. – 256 с.
6. Дубовский, В. И. Биомеханика : учебник для сред. и выс. учеб. заведений / В. И. Дубовский, В. Н. Федерова. – М. : Изд-во ВЛАДОС-ПРЕСС, 2003. – 672 с.
7. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 1985. – 416 с.
8. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 1998. – 447 с.
9. Иванов, М. Е. Детали машин : учеб. для студентов вузов / М. Е. Иванов ; под ред. В. А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М. : Высшая школа, 1991. – 383 с.
10. Иванов, М. Н. Детали машин. Курсовое проектирование / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – М. : Высшая школа, 1975. – 551 с.
11. Иосилевич, Г. Б. Детали машин / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
12. Кинематические расчеты приводов машин : методические указания для самостоятельной подготовки студентов к выполнению курсового проекта / сост. А. Л. Кириленко, А. Б. Коновалов, М. В. Авакумов. – изд.2-е, испр. – СПб. : СПбГТУРП, 2011 – 29 с.
13. Кудрявцев, В. Н. Детали машин : учебник / В. Н. Кудрявцев. Ленинград : изд-во «Машиностроение» Ленинградское отделение, 1980. – 464 с.
14. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие для машиностроительных специальностей вузов / В. Н. Кудрявцев [и др.] ; под общ. ред. В. Н. Кудрявцева. – Ленинград : изд-во «Машиностроение» Ленинградское отделение, 1984. – 399.
15. Приводы машин : справочник / В. В. Длоугий [и др.] ; под общ. ред. В. В. Длоугого. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : изд-во «Машиностроение» Ленинградское отделение, 1982. – 383 с.
16. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
17. Семенов, В. А. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

приводов машин / В. А. Семенов ; Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М. И. Платова. – Новочеркасск, 2011. – 10 с.

18. Чернавского, С. А. Проектирование механических передач / С. А. Чернавского, Г. А. Снесарева, Б. С. Козинцева. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1984. – 560 с.

19. Чернавский, С. А. Проектирование механических передач : учеб. пособие для немашиностроительных вузов / С. А. Чернавский . – М. : Машиностроение, 1976. – 597 с.

20. Чернин, И. М. Расчеты деталей машин : справочник / И. М. Чернин, А. В. Кузьмин, Г. М. Ицкович . – Минск : Вышэйшая школа, 1974. – 592 с.

Учебное издание

Биомеханика и механика роботов

Методические указания

Составители:

Белов Анатолий Алексеевич
Туманов Владимир Сергеевич

Редактор *Т.А. Осипова*

Корректор *А.В. Пухальская*

Компьютерная верстка *В.С. Туманов*

Подписано к печати 12.09.2022. Формат $60 \times 90 \frac{1}{16}$. Усл. печ. листов 2,1.
Уч.-изд. листов 2,5. Тираж 30 экз. Заказ № 255.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.