

16/3/6

Одобрено кафедрой
«Теоретическая и прикладная
механика»

Утверждено
деканом факультета
«Транспортные средства»

МЕХАНИКА (ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА)

Задания на контрольные работы № 1, 2, 3
с методическими указаниями
для студентов III курса

специальностей

280101 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ
В ТЕХНОСФЕРЕ (БЖТ)
140104 ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА (ПТ)



16/3/6

Одобрено кафедрой
«Теоретическая и прикладная
механика»

Утверждено
деканом факультета
«Транспортные средства»

МЕХАНИКА (ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА)

Задания на контрольные работы № 1, 2, 3
с методическими указаниями
для студентов III курса

специальностей

280101 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ
В ТЕХНОСФЕРЕ (БЖТ)
140104 ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА (ПТ)



Москва – 2008

С о с т а в и т е л и : канд. техн. наук, проф. В.Г. Мицкевич,
д-р техн. наук, проф. В.С. Семенов, проф. В.С. Семенов,
канд. техн. наук, доц. А.А. Платонов,
канд. техн. наук Р.Е. Лисицын

Р е ц е н з е н т – канд. техн. наук, доц. Н.И. Федоринин

МЕХАНИКА (ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА)

Учебник для студентов высших учебных заведений
и специалистов в области механики

Издательство

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ТЕХНИКА»
В МОСКВЕ (1987)
ПЕЧАТНИКОВ П.А. ТЕХНИКА (1987)

© Российский государственный открытый технический университет
путей сообщения, 2008

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Механика (Прикладная механика)» призвана познакомить студента с основами теории механизмов и машин, сопротивления материалов и основами проектирования деталей машин общего назначения.

Учебными планами для студентов специальности «Безопасность жизнедеятельности в техносфере» (БЖТ) и «Промышленная теплоэнергетика» (ПТ) предусмотрено выполнение трех контрольных работ. Распределение задач по контрольным работам приведено в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Номер контрольной работы	Номера задач
1	1, 2
2	3, 4
3	5, 6

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

Схема задания и исходные данные выбираются студентом из таблиц по последней и предпоследней цифре учебного шифра в соответствии с указаниями, приводимыми в каждой задаче.

Контрольная работа должна быть оформлена в соответствии с требованиями ЕСКД. Расчетная часть контрольной работы выполняется на листах формата А4. На всех листах контрольной работы должна быть выполнена рамка. Слева оставляются поля 20 мм (для подшивки), с трех других сторон – 5 мм. Листы контрольной работы должны быть сшиты. Титульный лист должен быть заполнен чертежным шрифтом либо распечатан на принтере. Образец заполнения титульного листа представлен на рис. 1.

На первом листе контрольной работы рекомендуется поместить оглавление. Текстовая основная надпись на этом листе выполняется по форме 2 (прил. 8). Все последующие листы выполняются с текстовой основной надписью по форме 2а (прил. 9). Графическая часть контрольной работы выполняется на формате А4 или А3 с основной надписью по форме 1 (прил. 10).

**РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОТКРЫТЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ**

Кафедра «Теоретическая и прикладная механика»

Контрольные работы № 1, 2, 3

по дисциплине


«Механика»

Рецензент:	Выполнил:
доц. Платонов А.А.	Иванов А.Б.

Шифр: 0750-п/БЖТ-3215

2009

Рис. 1. Образец заполнения титульного листа



Графическая часть контрольной работы выполняется на чертежной бумаге формата А4 (297×210 мм) либо помещается непосредственно в тексте контрольной работы. На формате А4 чертежная основная надпись выполняется внизу (вдоль короткой стороны листа).

Содержание контрольной работы должно начинаться с текста задания, сопровождаемого исходными данными и заданной схемой. Затем последовательно излагается расчетная часть контрольной работы. Название разделов и пунктов указываются в оглавлении на заглавном листе работы. Расчеты должны сопровождаться краткими пояснениями, схемами и эскизами. Приводимые в расчете формулы и справочные данные должны сопровождаться ссылками на использованную литературу. Ссылки должны выполняться по типу: [1, с. 45], где 1 – номер литературного источника в списке использованной литературы. В данном списке, приводимом в конце контрольной работы, указывается автор, название книги (методического указания), издательство, год издания пособия и количество страниц (например: Иванов М.Н. Детали машин.– М.: Высш. шк., 2004. – 306 с.).

Результаты расчета по формулам указываются после подстановки в них цифровых величин без приведения промежуточных вычислений. Все обозначения величин, входящие в формулы, расшифровываются и сопровождаются необходимыми пояснениями с указанием единиц измерения данных величин. При выполнении контрольных работ необходимо пользоваться только Международной системой единиц СИ.

Распечатки результатов выполнения разделов контрольной работы с использованием ЭВМ также необходимо сопровождать пояснениями.

Контрольную работу, выполненную с грубыми нарушениями данных методических указаний, преподаватель имеет право вернуть студенту на доработку.

ЗАДАНИЕ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ № 1

Задание состоит из двух задач, относящихся к разделу «Теория механизмов и машин», и охватывает вопросы структурного, кинематического и динамического анализа плоских рычажно-шарнирных механизмов.

Задача № 1

По исходным данным, приведенным в табл. 2 и 3, выполнить.

1. Структурный анализ механизма [1], [2].

1.1. Начертить схему механизма в масштабе k_l для заданного углом φ мгновенного положения входного (ведущего) звена. Построение следует начинать с точки O , откладывая угол φ от оси OX или OY (см. схему механизма на рис. 2) в сторону вращения ведущего звена механизма.

1.2. Определить количество звеньев и кинематических пар механизма, обозначить на схеме входное (ведущее) звено цифрой 1 и стойку (неподвижное звено) цифрой 0 (кинематические пары обозначают заглавными латинскими буквами);

1.3. Определить степень подвижности W механизма и выделить входящую в него структурную группу Ассур, указав вид группы.

2. Кинематический анализ механизма в положении, заданном углом φ . [1], [2]

2.1. Построить планы скоростей и ускорений для всех указанных на схеме механизма точек. При расчете принять значение угловой скорости входного (первого) звена $\omega_1 = \text{const}$.

2.2. Определить величины и направления угловых скоростей ω_i и ускорений ε_i звеньев (где $i = 1, 2, 3, \dots$ – порядковый номер звена). Направления угловых скоростей и ускорений указать на схеме механизма круговыми стрелками (см. рис. 9).

2.3.
принять,
массы по
Исх
цифре у
Схема механиз (рис. 2)
ω_1 , рад/с
φ , град (для схем II, III и IV)
Схемы I и IV
I_{AB}
I_{BC}
I_{CD}
Схема II
I_{AB}
I_{AC}
I_{CD}
Схемы III
I_{AB}
Схемы V
φ , град
a, m

2.3. При определении скоростей и ускорений центров масс S_i звеньев принять, что центр массы звена расположен на середине его длины. Центр массы ползуна принять совпадающим с центром шарнира.

Исходные данные к расчету выбираются из табл. 2 по последней цифре учебного шифра, из табл. 3 – по предпоследней цифре шифра.

Т а б л и ц а 2

Исходные данные

	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Схема механизма (рис. 2)	V	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV

Т а б л и ц а 3

Исходные данные

		Вариант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ω_i , рад / с		30	20	40	30	18	32	26	24	20	25
ϕ , град. (для схем I, II, III и IV)		135	45	30	60	120	150	210	240	300	330
Схемы I и IV	l_{AB} , м	0,08	0,10	0,12	0,15	0,12	0,10	0,08	0,10	0,12	0,15
	l_{BC} , м	0,2	0,25	0,25	0,30	0,30	0,20	0,16	0,20	0,24	0,30
	l_{CD} , м	0,24	0,30	0,30	0,35	0,36	0,24	0,20	0,30	0,30	0,35
Схема II	l_{AB} , м	0,10	0,15	0,12	0,10	0,15	0,12	0,20	0,15	0,10	0,12
	l_{AC} , м	0,30	0,40	0,30	0,25	0,30	0,24	0,45	0,35	0,20	0,24
	l_{CD} , м	0,45	0,60	0,45	0,40	0,50	0,40	0,70	0,55	0,35	0,40
Схема III	l_{AB} , м	0,10	0,15	0,20	0,10	0,12	0,08	0,15	0,10	0,08	0,12
Схема V	ϕ , град.	20	30	45	315	330	340	25	40	335	320
	a , м	0,05	0,08	0,10	0,05	0,08	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09

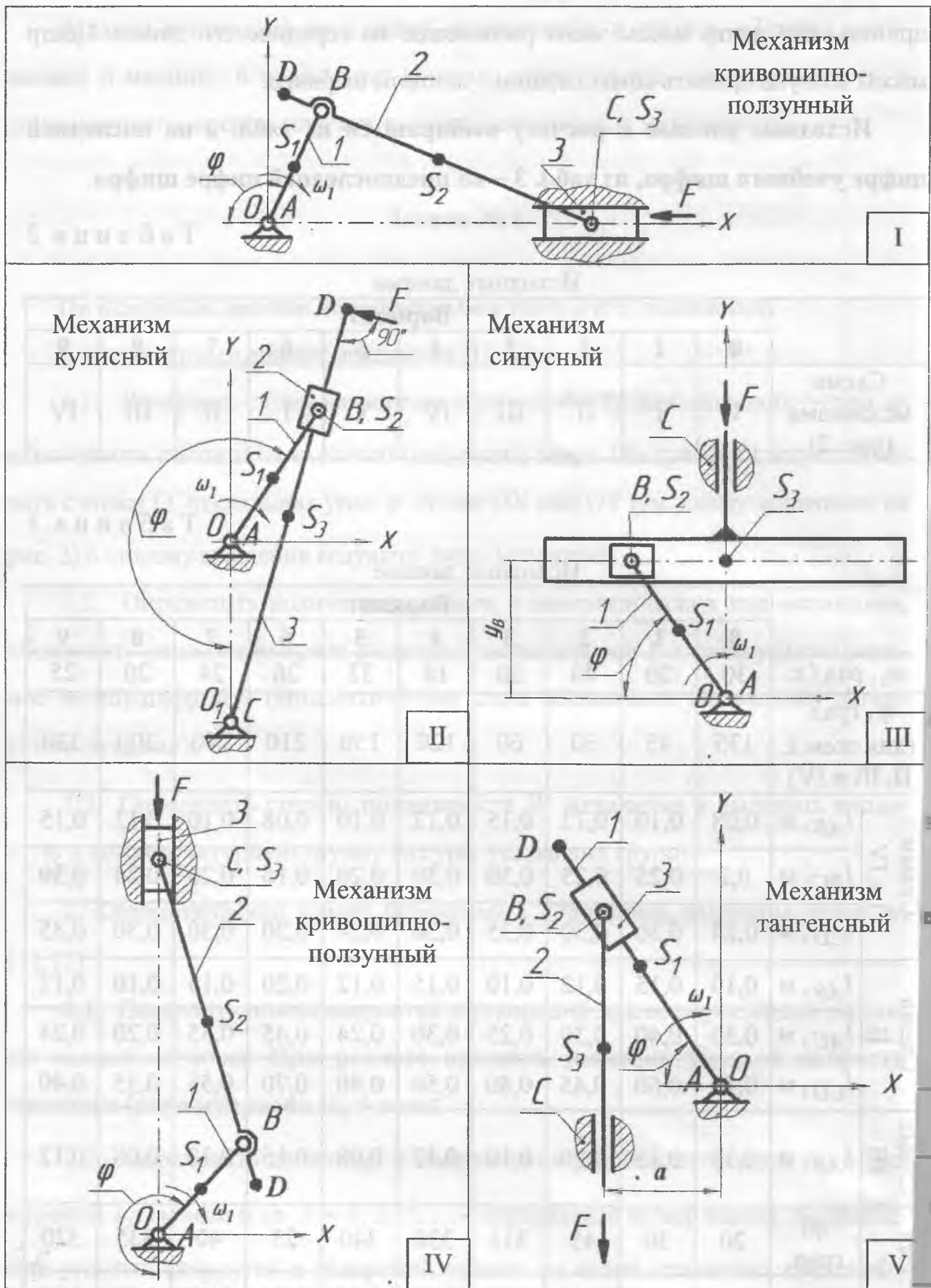


Рис. 2. Схемы механизмов

Для
 результатов
 1. К
 1.1. С
 $F_{\text{ин}}$ и мо
 1.2. П
 Для всех п
 F направл
 1.3. О
 Жуковског
 2. Дир
 2.1. Оп
 2.2. О
 энергии J
 2.3. Из
 тех парамет
 Исходн
 шифре шиф
 Сила
 сопротивл
 ения
 $F, Н$

Задача № 2

Для механизма, рассмотренного в задаче № 1, на базе полученных результатов и по исходным данным, приведенным в табл. 4 и 5, выполнить:

1. Кинетостатический анализ механизма в заданном положении [1], [2].

1.1. Определить величины и направления равнодействующих сил инерции $F_{ин i}$ и моментов пары сил инерции $M_{ин i}$ подвижных звеньев механизма.

1.2. Построить схему сил нагружения механизма в заданном положении.

Для всех положений звеньев механизма вектор силы полезного сопротивления F направить против скорости движения точки его приложения (см. рис. 10).

1.3. Определить уравновешивающую силу $F_{ур}$ методом жесткого рычага Жуковского.

2. Динамический синтез механизма [1], [2].

2.1. Определить приведенную к входному (ведущему) звену массу m_{II} .

2.2. Определить приведенный к входному (ведущему) звену момент инерции J_{II} .

2.3. Изобразить динамическую модель механизма с указанием расчетных параметров (см. рис. 10).

Исходные данные к расчету выбираются из табл. 4 по последней цифре шифра и табл. 5 по предпоследней цифре шифра.

Т а б л и ц а 4

Исходные данные

	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила сопротивления F , Н	130	110	150	180	100	120	140	160	180	190

Исходные данные

		Вариант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вес звеньев, Н	G_1	15	20	25	10	30	15	30	15	20	10
	G_2	30	40	50	25	60	30	60	50	40	20
	G_3	30	40	50	25	60	35	65	55	45	25

ЗАДАНИЕ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ № 2

Задание состоит из двух задач, относящихся к разделу «Сопротивление материалов», и охватывает вопросы расчетов прочности, жесткости и устойчивости элементов конструкций.

Задача № 3

На стальную балку 1, лежащую на двух опорах 2 (рис. 3), действуют внешние нагрузки (силы F_1 и F_2 , а также изгибающий момент M_1).

Требуется:

1. Выполнить расчетную схему балки по заданным размерам в масштабе.
2. Определить реакции опор балки от действующих нагрузок [5].

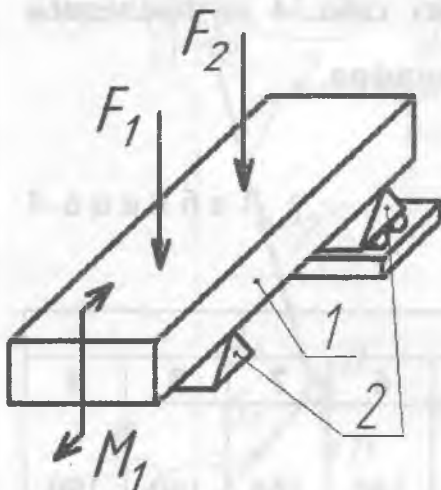


Рис. 3. Стальная балка

3. Написать аналитические выражения изгибающего момента M для каждого расчетного участка балки [5].

4. Построить эпюры изгибающих моментов M с указанием численных значений ординат моментов.

5. По максимальному изгибающему моменту подобрать стальную балку прямоугольного поперечного сечения при допуске на напряжение на изгиб $[\sigma_{\text{изг}}] = 120 \text{ МПа}$.

Исходные данные выбираются по рис. 4 по последней цифре учебного шифра (схема балки) и из табл. 6 по предпоследней цифре шифра.



Рис. 4. Схемы двухпропорных балок

Таблица 6

Исходные данные

		Вариант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Длина одного пролета l , м		0,5	1	1,5	2	2,5	2,5	2	1,5	1	0,5
Внешние нагрузки	F_1 , кН	12	11	10	9	8	7	8	9	10	11
	F_2 , кН	2	4	6	8	10	9	8	7	6	5
	M_1 , кН·м	25	20	15	10	5	15	20	25	10	15
	M_2 , кН·м	12	14	16	18	20	20	18	16	14	12

Задача № 4

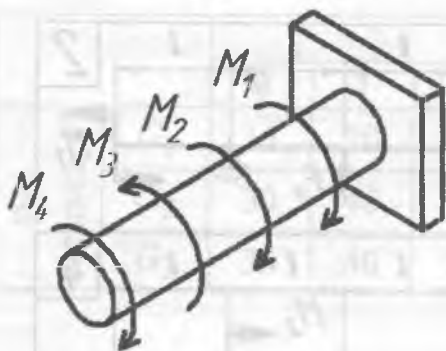


Рис. 5. Схема вала

К стальному круглому валу, жестко заделанному одним концом (рис. 5), приложены четыре вращающих момента: M_1 , M_2 , M_3 и M_4 .

Требуется:

1. Построить эпюру вращающих моментов.
2. Определить допустимый диаметр вала из расчета на прочность [5]. Допустимые напряжения кручения вала $[\tau_{кр}]$ принять в зависимости от материала вала по прил. 1.

Исходные данные к расчету выбираются по рис. 6 по последней цифре учебного шифра (схема вала) и из табл. 7 по предпоследней цифре учебного шифра.

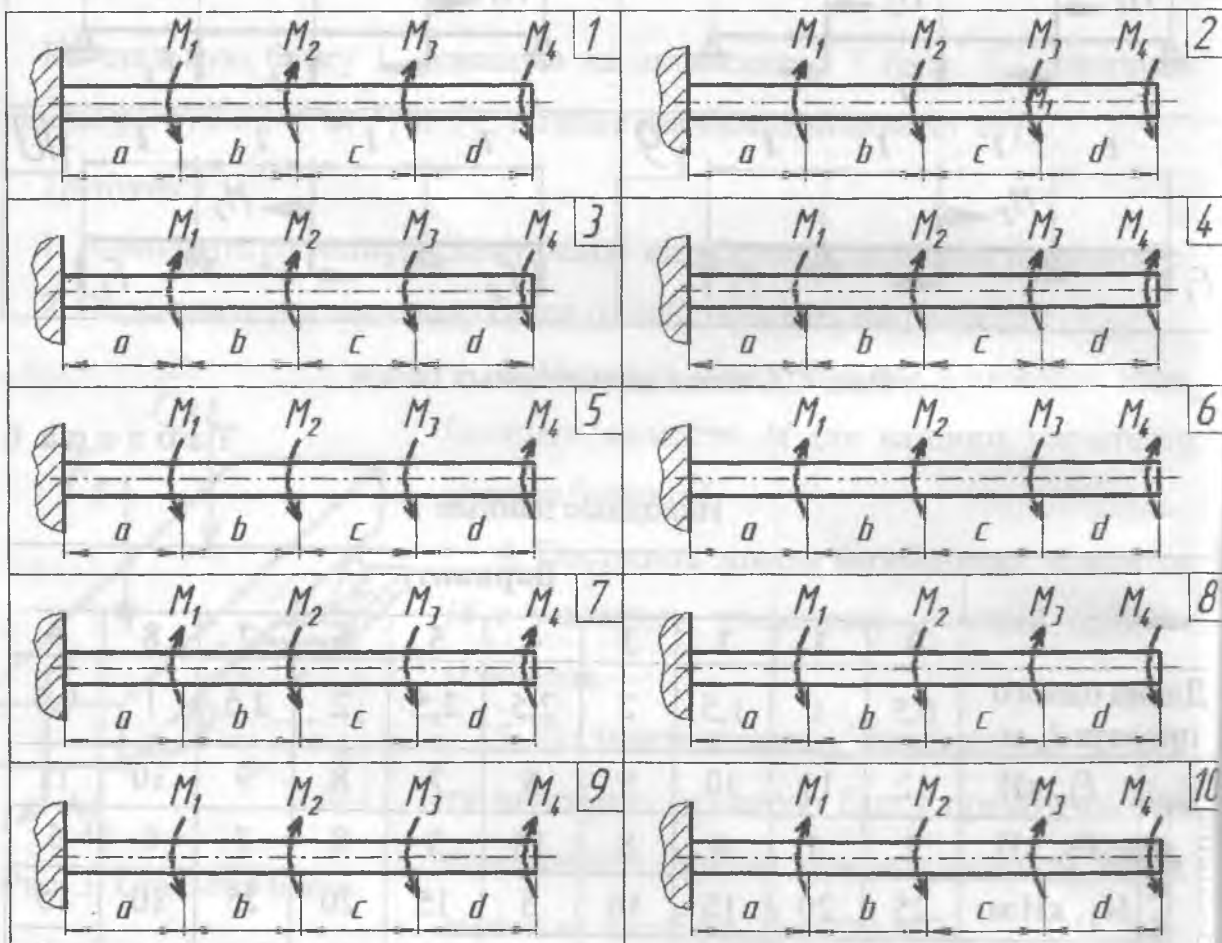


Рис. 6. Расчетные схемы валов

Исходные данные

		Вариант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Моменты, кН·м	M_1	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
	M_2	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
	M_3	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
	M_4	3,6	3,3	3,0	2,7	2,4	2,1	1,8	1,5	1,2	0,9
Длина, м	a	0,1	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55
	b	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38
	c	0,3	0,33	0,36	0,39	0,42	0,45	0,48	0,51	0,54	0,57
	d	0,4	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85
Материал вала	Сталь Ст6	Сталь 35	Сталь 40	Сталь 45	Сталь 50	Сталь Ст6	Сталь 35	Сталь 40	Сталь 45	Сталь 50	
Вид нагрузки	I	II	III	I	III	III	I	II	III	I	

Примечание. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I – статическая;

II – переменная, действующая от нуля до максимума и от максимума до нуля (пульсирующая); III – знакопеременная (симметричная).

ЗАДАНИЕ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ № 3

Задание состоит из двух задач, относящихся к разделу «Детали машин и основы конструирования», и охватывает вопросы расчета конструкций деталей машин общего назначения.

На рис. 7 представлена схема тормозного устройства, состоящего из тормозного барабана 1, тормозных колодок 2, тормозной ленты 3 и рычага 4.

Требуется:

Рассчитать наибольшее тормозное усилие P в тормозном устройстве и подобрать размеры поперечного сечения тормозной ленты ($h \times t$, мм), а также количество заклепок на ней. Величина допустимых напряжений среза заклепок $[\tau_{ср}] = 140$ МПа, напряжений смятия $[\sigma_{см}] = 320$ МПа, напряжений на разрыв ленты $[\sigma_{разр}] = 160$ МПа. Диаметр заклепки принять равным $d = 8$ мм, коэффициент трения тормозной колодки о барабан $f = 0,30 \dots 0,35$.

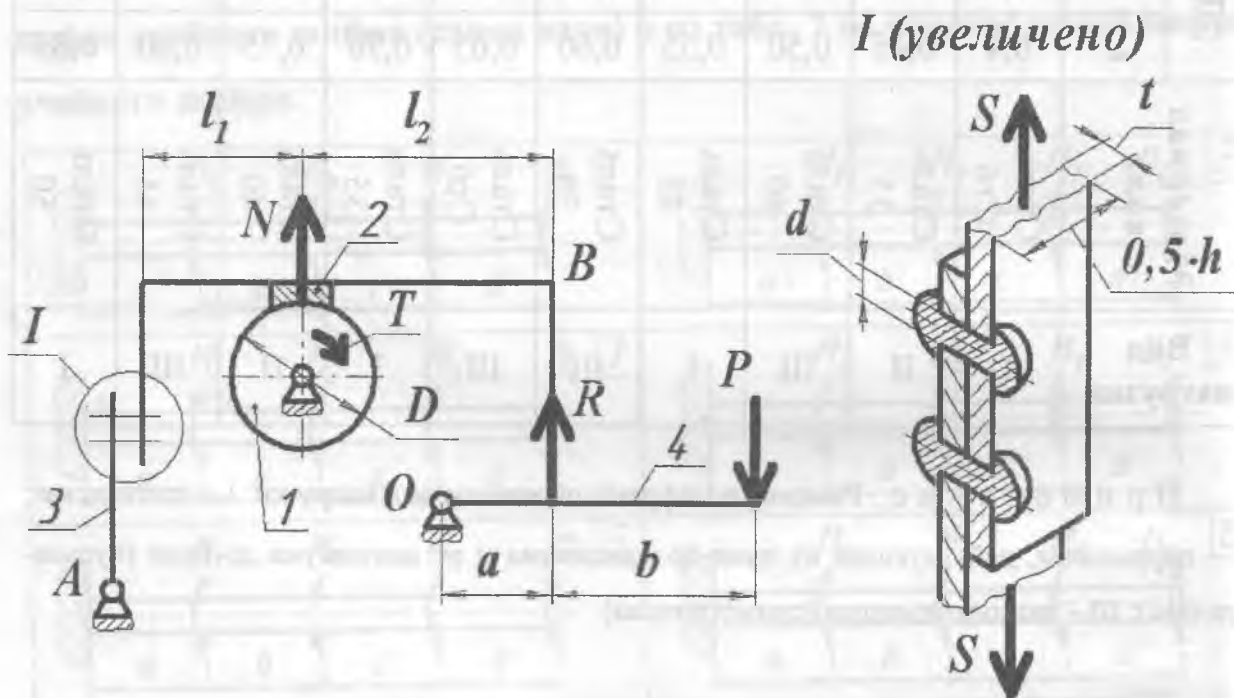


Рис. 7. Расчетная схема тормозного устройства

Исходные данные к расчету выбираются по табл. 8. Величина тормозного момента T и диаметра тормозного барабана D принимаются по последней цифре шифра, остальные данные – по предпоследней цифре шифра.

Исходные данные

	Вариант										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Тормозной момент T , Н·м	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	
Диаметр тормозного барабана D , м	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,6	0,5	0,4	
Размеры рычага, м	a	0,3	0,3	0,25	0,4	0,35	0,35	0,4	0,4	0,5	0,6
	b	1	0,5	0,6	1	0,75	0,6	0,8	1	1	1,2
Размеры плеч тормоза, м	l_1	0,15	0,2	0,35	0,3	0,5	0,4	0,6	0,4	0,6	0,5
	l_2	0,15	0,2	0,35	0,4	0,4	0,5	0,6	0,6	0,4	0,6

Задача № 6

На рис. 8 представлена схема электромеханического привода, состоящего из электродвигателя, ременной передачи и одноступенчатого цилиндрического редуктора.

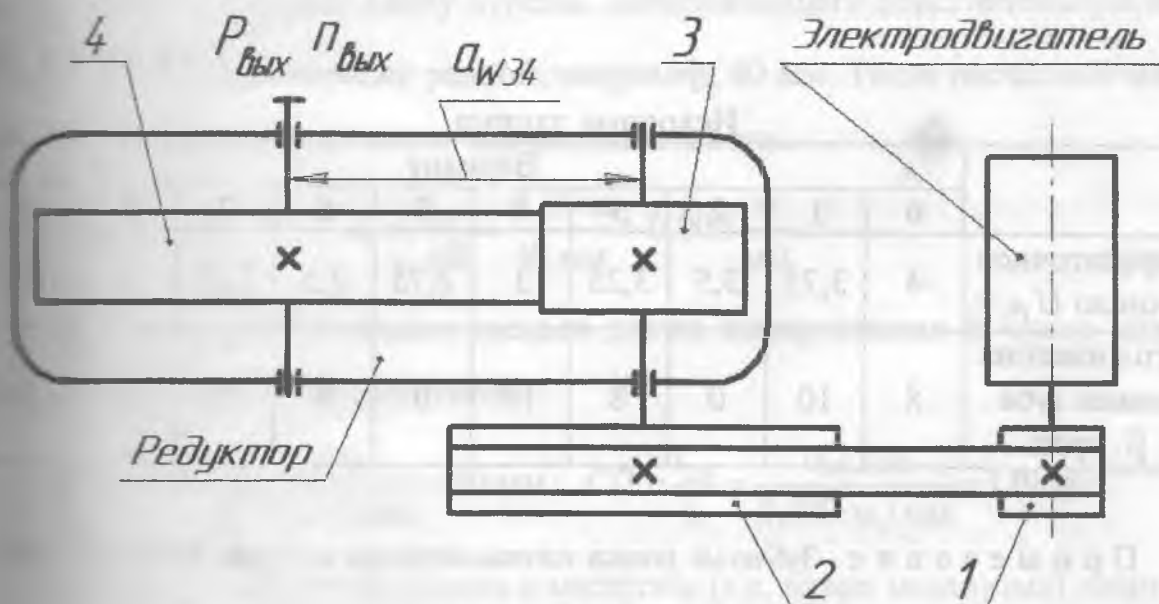


Рис. 8. Схема привода

Требуется:

Выполнить расчет и разработать компоновочный эскиз редуктора [3], [4].

1. Определить кинематические параметры привода.
2. Определить межосевое расстояние редуктора.
3. Определить геометрические параметры зубчатой передачи.
4. Определить силы, действующие в зубчатом зацеплении.
5. Выполнить предварительный расчет валов.
6. Подобрать подшипники качения.
7. Разработать и выполнить компоновочный эскиз редуктора.

Исходные данные к расчету выбираются из табл. 9 по последней цифре шифра и из табл. 10 по предпоследней цифре шифра.

Таблица 9

	Исходные данные									
	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Мощность $P_{вых}$, кВт	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	3
Частота $n_{вых}$, об/мин	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650

Таблица 10

	Исходные данные									
	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Передаточное число U_P	4	3,75	3,5	3,25	3	2,75	2,5	2,25	2	1,75
Угол наклона линии зуба β , град.	8	10	0	8	10	0	8	10	0	8

Примечание. Зубчатые колеса изготавливаются из стали 40ХН, для которой допустимые контактные напряжения $[\sigma_H]=450$ МПа, твердость по методу Бринелля $HV=280$.

Контрольная работа № 1

К задаче № 1

В качестве примера решения задачи № 1 проведем исследование криво-ползунного механизма (см. рис. 2, схема I). Примем следующие исходные данные: входное (ведущее) звено 1 (кривошип AB) вращается по часовой стрелке с угловой скоростью $\omega_1 = 12$ рад / с (по условию $\omega_1 = \text{const}$); угол поворота звена 1 от вертикального положения $\varphi = 70^\circ$; размеры звеньев: $l_{AB} = 0,08$ м, $l_{BC} = 0,18$ м, $l_{CD} = 0,22$ м; центры тяжести S_1 и S_2 звеньев расположены посередине каждого звена (на чертеже – точки S_1 и S_2); центр тяжести S_3 третьего звена (ползуна) совпадает с точкой C .

1. Структурный анализ механизма

По исходным данным вычерчиваем схему механизма в произвольно выбранном (но удобном для построения) масштабе. Графическая часть структурного и кинематического анализа выполняется на одном листе формата А3 (см. рис. 9). С учетом того, что действительная длина входного звена $l_{AB} = 0,08$ м, примем длину отрезка, изображающего действительную величину звена AB на чертеже равной, например, 40 мм. Тогда расчетный масштаб построения схемы механизма определится как:

$$k_1 = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{0,08 \text{ м}}{40 \text{ мм}} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Размеры (в мм) остальных звеньев для их вычерчивания на схеме механизма определяются соответственно:

$$BC = \frac{l_{BC}}{k_1} = \frac{0,18 \text{ м}}{0,002 \text{ м/мм}} = 90 \text{ мм}; \quad CD = \frac{l_{CD}}{k_1} = \frac{0,22 \text{ м}}{0,002 \text{ м/мм}} = 110 \text{ мм}.$$

Построение схемы механизма в масштабе (т.е. плана механизма) начинается с выбора точки O – начала отсчета системы координат $X-Y$ (см. рис. 9).

Степень подвижности W механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_n - p_v,$$

где n – число подвижных звеньев механизма; p_n – число низших кинематических пар; p_v – число высших кинематических пар.

Для данной схемы число подвижных звеньев механизма $n = 3$ (кривошип АВ, шатун ВС, а также ползун, обозначенный как звено 3), число подвижных соединений звеньев низшего класса $p_n = 4$, число подвижных соединений звеньев высшего класса $p_v = 0$. Следовательно,

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Это означает, что для работы рассматриваемого механизма достаточно задать закон движения только одному звену (в данном случае – звену 1, которое является входным, т.е. ведущим). При этом законы движения остальных звеньев механизма будут вполне определенными и однозначными.

Разложение механизма на группы Ассура начинается с наиболее простой и наиболее удаленной от ведущего звена группы. При разложении механизма обязательно следует соблюдать взаимное расположение звеньев. Простейшая группа Ассура представляет собой сочетание двух звеньев и трех кинематических пар. Для заданного механизма такую группу составляют звенья 2 и 3, а также три кинематические пары: две вращательные (В, которую образуют звенья 1 и 2, и С, которую образуют звенья 2 и 3) и одна поступательная С (звенья 3 и 0). Эта группа является группой Ассура 2 класса 2 порядка.

Оставшаяся часть механизма (ведущее звено АВ и вращательная кинематическая пара А (0-1)) имеет степень подвижности $W = 1$ и относится к механизмам 1 класса. Таким образом, исследуемый механизм является механизмом 2 класса 2 порядка.

2. Кинематический анализ механизма

Кинематическое исследование механизма ведется для каждой структурной группы в порядке их присоединения. Порядок расчета приведен в табл. 11.

Таблица 11

Кинематический анализ механизма

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
1. Определение линейных и угловых скоростей				
1.1	Скорость точки B V_B	$V_B = \omega_1 \cdot l_{AB} =$ $= 12 \cdot 0,08 =$	0,96 м/с	Рассмотрим группу Ассур 2-3 и определим линейные скорости точек этой группы. Первой такой точкой является точка B , которая относительно точки A совершает вращательное движение. Вектор скорости точки B направлен в сторону вращения ω_1 перпендикулярно звену AB (см. рис. 9, план скоростей)
1.2	Масштаб плана скоростей k_V	$k_V = \frac{V_B}{(P_V b)} = \frac{0,96}{96} =$	$0,01 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$	Из произвольно выбранной точки P_V (полюс плана скоростей: начало отсчета) отложить перпендикулярно звену AB отрезок $(P_V b)$ (например, $(P_V b) = 96$ мм: выбирается произвольно), который на схеме изображает величину вектора скорости т. B ($V_B = 0,96$ м/с)
1.3	Скорость точки C \vec{V}_C	$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{C/B}$ $\vec{V}_{C/B} = \omega_2 \cdot l_{BC} = ?$ (направлен $\perp BC$)		Следующая точка – точка C . На основании теоремы о сложении скоростей в сложном движении точки C ее скорость V_C будет определяться векторами скорости точки B (V_B) и скорости $V_{C/B}$ (относительного вращательного движения точки C вокруг точки B). Величина скорости $V_{C/B}$ неизвестна, т.к. не задано значение угловой скорости звена 2 ω_2 ; при этом известно, что вектор данной скорости направлен

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
		$V_C // \text{оси } OX$		перпендикулярно радиусу относительного вращения (т.е. звену BC). Точка C движется возвратно-поступательно вдоль оси OX , поэтому полный вектор V_C скорости точки C направлен параллельно оси OX
		Из плана скоростей: $V_{C/B} = (bc) \cdot k_V = 36 \cdot 0,01 =$ $V_C = (P_V c) \cdot k_V = 75 \cdot 0,01 =$	$= 0,36 \text{ м/с}$ $= 0,75 \text{ м/с}$	Из точки « b » плана скоростей провести прямую перпендикулярно звену BC , а из полюса P_V – прямую, параллельно оси OX (т.е. параллельно направляющей). Их пересечение определяет положение точки « c ». Направление векторов скоростей осуществляется в соответствии с векторным уравнением для точки C . Значение скоростей $V_{C/B}$ и V_C (в м/с) определяют из плана скоростей измерением отрезков (bc) и $(P_V c)$, и умножением этих значений на величину масштаба скорости k_V
1.4	Угловая скорость звена 2 ω_2	$\omega_2 = \frac{V_{C/B}}{l_{BC}} = \frac{0,36}{0,18} =$	2 рад/с	Для определения направления угловой скорости ω_2 необходимо условно перенести в точку C механизма вектор скорости $V_{C/B}$, а точку B условно закрепить. Тогда вектор $V_{C/B}$ будет вращать точку C относительно B по часовой стрелке.

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
-------	-----------------------	-------------------	-------------------	-----------------------

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета
2.1		$\frac{V_{D/B}}{V_{C/B}} = \frac{(db)}{(cb)}$ <p>Отсюда:</p> $(db) = (cb) \cdot \frac{V_{D/B}}{V_{C/B}} =$ $= (cb) \cdot \frac{l_{DB}}{l_{CB}} =$	
1.5	Скорость точки D механизма V_D .	$= (36) \cdot \frac{20}{90} =$ $V_{D/B} = (db) \cdot k_V =$ $= (8) \cdot 0,01 =$ $V_{C/B} = (cb) \cdot k_V =$ $= (36) \cdot 0,01 =$	8 мм 0,08 м/с 0,36 м/с
2.3		$V_D = (P_V d) \cdot k_V =$ $= (101) \cdot 0,01 =$	1,01 м/с
2.4			

Методические указания

Положение точек « d », « S_1 », « S_2 » и « S_3 » на плане скоростей определяется на основании свойства подобия (скорости точек D и C при их вращении вокруг точки B соотносятся также, как и аналогичные отрезки)

Скорость точки D при ее вращении вокруг точки B

Скорость точки C при ее вращении вокруг точки B

От точки « b » на прямой (bc) отложить отрезок (db)=8 мм и соединить полученную точку « d » с полюсом P_V . Вектор ($P_V d$) графически изображает скорость точки D механизма.

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
1.6	Скорости точек центров тяжести S_1 , S_2 и S_3 звеньев (V_{S_1} , V_{S_2} и V_{S_3}).	$V_{S_1} = (P_V S_1) \cdot k_V =$ $= (48) \cdot 0,01 =$ $V_{S_2} = (P_V S_2) \cdot k_V =$ $= (86) \cdot 0,01 =$ $V_{S_3} = V_C =$	 0,48 м/с 0,86 м/с 0,75 м/с	Точки центров тяжести S_1 и S_2 звеньев расположены посередине длин соответствующих звеньев, а центр тяжести S_3 расположен в шарнире C (см. задание). Поэтому точки « S_1 » и « S_2 » будут расположены на плане скоростей посередине отрезков $(P_V b)$ и (cd) , а скорость точки S_3 будет равна скорости точки C . Значения скоростей точек (в м/с) определяют из плана скоростей измерением соответствующих отрезков и умножением этих значений на величину масштаба скорости k_V
2. Определение линейных и угловых ускорений				
2.1	Ускорение точки B \bar{a}_B	$\bar{a}_B = \bar{a}_B^n + \bar{a}_B^t$ $a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} =$ $= 12^2 \cdot 0,08 =$ (направлено вдоль звена AB от точки B к точке A)	11,5 м/с ²	<p>Рассмотрим группу Ассура 2-3 и определим линейные ускорения точек этой группы. Первой точкой является точка B. В общем виде ускорение любой точки можно представить как векторную сумму нормального \bar{a}_i^n и тангенциального \bar{a}_i^t ускорений. Абсолютная величина нормального ускорения равна $a_i^n = \omega_i^2 \cdot R_i$, где ω_i – угловая скорость звена (рад/с), R_i – радиус вращения звена, м.</p> <p>Вектор нормального ускорения направлен вдоль радиуса от точки к центру ее вращения.</p>

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
-------	-----------------------	-------------------	-------------------	-----------------------

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
		$a_B^t = \varepsilon_1 \cdot l_{AB} =$ $\varepsilon_1 = \frac{dw_1}{dt} = 0$ (т.к. $\omega_1 = \text{const}$)	0 м/с ²	<p>Абсолютная величина тангенциального ускорения равна $a_i^t = \varepsilon_i \cdot R_i$, где ε_i – угловое ускорение звена.</p> <p>Вектор тангенциального ускорения направлен перпендикулярно нормальному ускорению (т.е. звену) в сторону углового ускорения.</p> <p>Т.к. угловая скорость $\omega_1 = \text{const}$, то $\varepsilon_1 = 0$ и $a_B^t = 0$.</p> <p>Следовательно, ускорение \bar{a}_B для точки В определится величиной нормального ускорения \bar{a}_B^n.</p>
2.2	Масштаб плана ускорений k_a	$k_a = \frac{a_B}{(P_a b)} = \frac{11,5}{57,5} =$	0,2 $\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$	<p>Из произвольной точки P_a (полюс плана ускорений – начало отсчета) отложить параллельно звену AB отрезок $(P_a b) = 57,5$ мм, который в масштабе k_a изображает величину вектора ускорений точки В (рис. 9, план ускорений)</p>
2.3	Ускорение точки С \bar{a}_C	$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{C/B}$ $\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{C/B}^n + \bar{a}_{C/B}^t$		<p>Общее ускорение точки С складывается из ускорения точки В и ускорения точки С при ее вращении вокруг точки В.</p> <p>Ускорение точки С при ее вращении вокруг точки В ($\bar{a}_{C/B}$) может быть разложено на нормальное $\bar{a}_{C/B}^n$ и тангенциальное $\bar{a}_{C/B}^t$ ускорения, которые определяются согласно выражениям, приведенным в пункте 2.1 данной таблицы</p>

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
	Нормальное ускорение точки C при ее вращении вокруг точки B $a_{C/B}^n$	$\bar{a}_{C/B}^n = \omega_2^2 \cdot l_{CB} =$ $= 2^2 \cdot 0,18 =$ (направлено // BC от точки C к точке B)	0,72 м/с ²	Полученные уравнения решаем графоаналитическим методом.
		$(b n_2) = \frac{a_{C/B}^n}{k_a} = \frac{0,72}{0,2} =$	3,6 мм	Отрезок $(b n_2) = 3,6$ мм, представляющий в масштабе k_a вектор ускорения $a_{C/B}^n$, отложить от точки « b » плана ускорений в направлении от точки C к точке B механизма (рис. 9, план ускорений).
	Тангенциальное ускорение точки C при ее вращении вокруг точки B $a_{C/B}^r$	$a_{C/B}^r = \varepsilon_2 \cdot l_{CB} = ?$		Величина ускорения $a_{C/B}^r$ остается неизвестной, т.к. $\varepsilon_2 = ?$ Известно лишь, что $a_{C/B}^r \perp BC$. Поскольку нормальное и тангенциальное ускорения взаимно перпендикулярны, то через точку n_2 плана ускорений проводим прямую, перпендикулярную отрезку $(b n_2)$ до пересечения с горизонтальной прямой – линией действия ускорения точки C , проведенной из полюса P . Точку пересечения обозначаем « c ».

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
-------	-----------------------	-------------------	-------------------	-----------------------

с горизонтальной прямой — линией действия ускорения точки C , проведенной из полюса P . Точку пересечения обозначаем « c ».

Продолжение табл. 11

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
	$a_{C/B}^t$ $a_{C/B}$ a_C	$a_{C/B}^t = (n_2 c) \cdot k_a =$ $= (58) \cdot 0,2 =$ $a_{C/B} = (bc) \cdot k_a =$ $= (59) \cdot 0,2 =$ $a_C = (P_a c) \cdot k_a =$ $= (41) \cdot 0,2 =$	 11,6 м/с ² 11,8 м/с ² 8,2 м/с ²	<p>Значения ускорений (м/с²) определяют из плана ускорений измерением соответствующих отрезков и умножением этих значений на величину масштаба плана ускорений k_a.</p>
2.4	Угловое ускорение звена 2 ε_2	$\varepsilon_2 = \frac{a_{C/B}^t}{l_{BC}} = \frac{11,6}{0,18} =$	64,4 $\frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$	Для определения направления вектора углового ускорения ε_2 необходимо условно перенести вектор тангенциального ускорения $a_{C/B}^t$ в точку C механизма, а точку B — условно закрепить. Тогда искомый вектор будет вращать точку C относительно точки B против часовой стрелки.
2.5	Ускорения центров тяжести звеньев (S_1, S_2 и S_3) и точки D	$\frac{a_{C/B}}{a_{D/B}} = \frac{(cb)}{(db)} = \frac{CB}{DB}$ Отсюда: $(db) = (bc) \cdot \frac{DB}{BC} =$ $= (59) \cdot \frac{20}{90} =$	13,1 мм	<p>Положение центров тяжести звеньев S_1, S_2 и S_3, а также точки D определяется на основании свойств планов скоростей и ускорений (см. пункт 1.5 данной таблицы). От точки «b» на прямой (bc) отложить отрезок $(db) = 13,1$ мм. Соединить полученную точку «d» с полюсом плана ускорений P_a.</p>

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
27	Ускорение точки D			<p>План ускорений построен в масштабе $k_a = 0,2 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$</p> <p>Значения ускорений точек S_1, S_2, S_3 и D (в м/с^2) определяют из плана ускорений измерением соответствующих отрезков и умножением этих значений на величину масштаба ускорений k_a.</p>
28	Ускорение точки D	$a_D = (P_a d) \cdot k_a =$ $= (67) \cdot 0,2 =$	13,4 м/с ²	<p>Вектор $(P_a d)$ изображает в масштабе ускорение точки D механизма (a_D)</p>
29	Ускорение точки S ₁	$a_{S_1} = (P_a S_1) \cdot k_a =$ $= (28) \cdot 0,2 =$	5,6 м/с ²	<p>Вектор $(P_a S_1)$ изображает в масштабе ускорение точки S_1 механизма (a_{S_1})</p>
30	Ускорение точки S ₂	$a_{S_2} = (P_a S_2) \cdot k_a =$ $= (40) \cdot 0,2 =$	8 м/с ²	<p>Вектор $(P_a S_2)$ изображает в масштабе ускорение точки S_2 механизма (a_{S_2})</p>
31	Ускорение точки S ₃	$a_{S_3} = a_C =$	8,2 м/с ²	<p>Ускорение точки S_3 равно ускорению точки C, т.к. центр тяжести S_3 расположен в шарнире C</p>

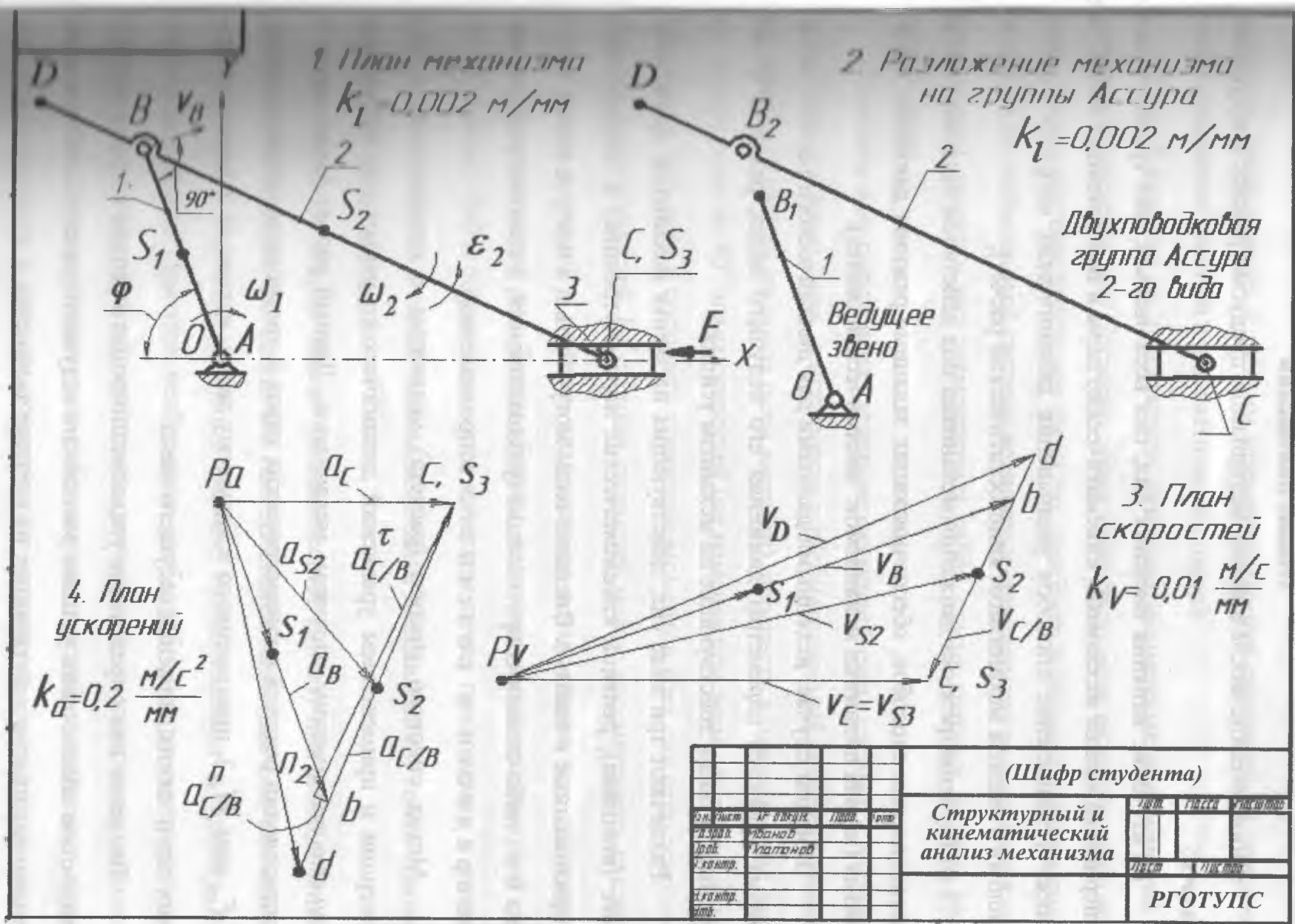


1 План механизма
 $k_1 = 0,002 \text{ м/мм}$



2 Разложение механизма на группы Ассура

		$= (40) \cdot 0,2 =$		
		$a_{S_3} = a_C =$	$8,2 \text{ м/с}^2$	Ускорение точки S_3 равно ускорению точки C , т.к. центр тяжести S_3 расположен в шарнире C



				(Шифр студента)		
№ п/п	Зачет	Курс	Группа	Структурный и кинематический анализ механизма	Зачет	Курс
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
				РГОТУПС		

Рис. 9. Структурный и кинематический анализ механизма

К задаче № 2

Общие положения

Динамические исследования механизмов предусматривают следующие задачи:

а) изучение влияния внешних сил, сил веса звеньев, сил трения и сил инерции на звенья механизма, кинематические пары и неподвижные опоры, а также установление способов уменьшения динамических нагрузок (задача силового анализа механизмов: кинетостатический расчет);

б) изучение режима движения механизма под действием заданных сил и установление способов, обеспечивающих заданные режимы движения механизма (задача динамики механизмов: динамический синтез).

В общем случае, исходными данными для динамического расчета механизма являются параметры движения его ведущего звена, размеры и веса звеньев, а также действующие на механизм усилия.

Различают три вида сил, действующих на звенья механизма: *приложенные* (внешние), *реакции кинематических пар* (внутренние) и *инерционные* (приложенные к связям). Внешние силы могут быть движущими силами, либо силами сопротивления (разделяющиеся, в свою очередь, на силы вредного и полезного сопротивления).

Метод силового анализа (расчета) механизма с использованием сил инерции и применением уравнений динамического равновесия называется *кинетостатическим расчетом* механизмов. Данный расчет заключается в определении реакций в кинематических парах и уравновешивающего усилия ($F_{ур}$ или $M_{ур}$), приложенного к ведущему звену, исходя из заданных внешних сил и закона движения ведущего звена.

Введение или определение уравновешивающего усилия вызвано необходимостью обеспечения условия равновесия ведущего звена (т.е. обеспечения уравновешивания действующих на ведущее звено сил).

Н.Е. Жуковский предложил простой способ непосредственного определения величины уравновешивающей силы, исходя из внешних сил и сил, приложенных к звеньям механизма (минуя сравнительно трудоемкое определение реакций в кинематических парах).

Способ основан на приложении принципа возможных перемещений к системе тел. Согласно этому принципу, если на какую-либо механическую систему действуют силы, то, прибавив к заданным силам силы инерции (и сообщив всей системе возможные для данного ее положения перемещения), получим ряд элементарных работ, сумма которых должна равняться нулю.

Практическое определение уравновешивающей силы состоит в следующем. Если заданы силы, действующие в рассматриваемый момент времени на звенья механизма (включая силы инерции), перенести в одноименные точки векторного на 90° плана скоростей (не изменяя при этом величины и направления этих сил) и составить уравнение моментов всех сил относительно центра плана скоростей P_V , то план скоростей можно рассматривать как жесткий рычаг с опорой в полюсе, находящийся в равновесии под действием рассматриваемых сил. Таким образом, величина уравновешивающей силы F_0 может быть определена, если известны точка приложения и линия действия этой силы, а также заданы величины, направления и точки приложения всех остальных сил.

Для решения второй задачи (динамический синтез) при исследовании механизма, находящегося под действием заданных сил, все силы, действующие на звенья, заменяют силами, приложенными к одному из звеньев механизма. При этом необходимо, чтобы работа на рассматриваемом перемещении или мощность, развиваемая заменяющими силами, были соответственно равны сумме работ или мощностей, развиваемых силами, приложенными к звеньям исследуемого механизма. Заменяющие силы,

удовлетворяющие этим условиям, называются *приведенными силами*. Звено механизма, к которому приложены приведенные силы, называется *звеном приведения*, а точка приложения приведенных сил – *точкой приведения*.

Обычно за звено приведения выбирается то звено, по обобщенной координате которого проводится исследование механизма. Тогда вместо рассмотрения всего комплекса звеньев механизма можно рассматривать одно звено (например, кривошип AB , обобщенной координатой которого является угол φ).

Уравновешивающая сила $F_{\text{уп}}$ имеет направление, противоположное направлению приведенной силы $F_{\text{пр}}$, равна ей по величине и приложена в той же точке, т.е. $F_{\text{уп}} = -F_{\text{пр}}$.

Исследование движения механизма под действием приложенных сил основывается на законе изменения кинетической энергии, который формулируется следующим образом: «Изменение кинетической энергии системы за некоторый промежуток времени равно сумме работ, приложенных к системе сил на соответствующих перемещениях».

Кинетическая энергия E движущегося механизма в заданном положении равна сумме кинетических энергий его звеньев, т.е. в общем случае плоскопараллельного движения звена:

$$E = \sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^n \left(m_i \cdot \frac{v_{si}^2}{2} + J_{Si} \cdot \frac{\omega_i^2}{2} \right), \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

В данной формуле для каждого подвижного звена: m_i – масса звена, кг; v_{si} – линейная скорость центра масс S_i , м/с; J_{Si} – момент инерции относительно центра масс S_i , кг/м²; ω_i – угловая скорость, рад/с; n – порядковый номер звена.

В зависимости от вида движения кинетическая энергия отдельных звеньев равна:

а) при поступательном движении звена

$$E_{\text{П}i} = \frac{m_i \cdot v_{si}^2}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где m_i – масса звена, кг; v_{si} – скорость центра тяжести i -го звена, м/с.

б) при вращательном движении

$$E_{\text{вр}i} = J \cdot \frac{\omega_i^2}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где J – момент инерции звена относительно оси вращения, кг/м²; ω_i – угловая скорость звена, рад/с.

в) при сложном плоскопараллельном (вращательно-поступательном) дви-

жении звена

$$E_{\text{ПП}} = \frac{m_i \cdot v_{si}^2}{2} + J_{Si} \cdot \frac{\omega_i^2}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Если механизм имеет одну степень подвижности, то его кинетическая энергия может быть выражена через кинетическую энергию приведенной массы $m_{\text{ПР}}$ или приведенного момента инерции $J_{\text{ПР}}$:

$$E = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n (m_i \cdot v_{si}^2 + J_{Si} \cdot \omega_i^2) = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ПР}} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{ПР}} \cdot \omega^2.$$

где v и ω – линейная скорость точки и угловая скорость звена привде-

дены. Величины приведенной массы $m_{\text{ПР}}$ и приведенного момента инерции звена, кг; $J_{\text{ПР}}$ можно получить из выражений:

$$m_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \cdot \left(\frac{v_{si}}{v} \right)^2 + J_{Si} \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right], \text{ кг};$$

$$J_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \cdot \left(\frac{v_{si}}{\omega} \right)^2 + J_{Si} \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right], \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Приведенная масса $m_{\text{пр}}$ (или приведенный момент инерции $J_{\text{пр}}$) является условной расчетной величиной. При умножении ее на половину квадрата скорости точки приведения (или угловой скорости звена приведения) в каждый момент времени можно получить значение кинетической энергии, равной сумме кинетических энергий всех подвижных звеньев механизма.

Пример решения задачи № 2

В задаче № 2 исследуется тот же механизм, что и в задаче № 1. В нашем случае продолжаем исследование кривошипно-ползунного механизма.

При решении задачи необходимо соблюдать следующие указания:

1. Силу сопротивления F направить *противоположно вектору скорости* движения точки ее приложения;

2. При расчете учесть, что $F_{\text{ин}i} = -m_i \cdot a_{Si}$ и $M_{\text{ин}i} = -\varepsilon_i \cdot J_{Si}$, где знак «минус» говорит только о том, что *векторы $F_{\text{ин}i}$ и $M_{\text{ин}i}$ направлены в противоположную сторону вектору ускорения центра масс i -го звена a_{Si} и углового ускорения i -го звена $M_{\text{ин}i}$ соответственно.*

3. Момент инерции звена рычажного типа относительно осей, проходящих через их центр масс, определить по формуле:

$$J_{Si} = \frac{m_i \cdot l_i^2}{12} = \frac{G_i}{g} \cdot \frac{l_i^2}{12}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где m_i – масса звена, кг; l_i – длина звена, м; g – ускорение свободного падения ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

4. Принять условно, что уравновешивающая сила $F_{\text{уп}}$ приложена в точке B перпендикулярно звену AB . Влияние сил трения не учитывать.

Для расчета примем полученные в задаче № 1 параметры по структурному и кинематическому анализу, а также следующие исходные данные: сила сопротивления $F = 90 \text{ Н}$; вес звеньев $G_1 = 14 \text{ Н}$, $G_2 = 33 \text{ Н}$, $G_3 = 52 \text{ Н}$.

Порядок расчета приведен в табл. 12.

Динамический анализ механизма

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
1. Кинетостатический расчет механизма				
1.1 Определение величин и направлений равнодействующих сил инерции $F_{ин i}$ и моментов сил инерции $M_{ин i}$ подвижных звеньев механизма.				
а)	Сила инерции первого звена $F_{ин 1}$	$F_{ин 1} = -m_1 \cdot a_{S1} =$ $= -\frac{G_1}{g} \cdot a_{S1} =$ $= -\frac{14}{9,81} \cdot 5,6 =$	- 8 Н	Значение a_{S1} см. в задаче № 1; Знак «-» («минус») говорит только о том, что вектор силы $F_{ин 1}$ направлен в сторону, противоположную вектору ускорения a_{S1} центра масс 1-го звена.
б)	Сила инерции второго звена $F_{ин 2}$	$F_{ин 2} = -m_2 \cdot a_{S2} =$ $= -\frac{G_2}{g} \cdot a_{S2} =$ $= -\frac{33}{9,81} \cdot 8 =$	- 26,9 Н	Вектор силы $F_{ин 2}$ направлен в сторону, противоположную вектору ускорения a_{S2} центра масс 2-го звена.
в)	Сила инерции третьего звена $F_{ин 3}$	$F_{ин 3} = -m_3 \cdot a_{S3} =$ $= -\frac{G_3}{g} \cdot a_{S3} =$ $= -\frac{52}{9,81} \cdot 8,2 =$	- 43,4 Н	Вектор силы $F_{ин 3}$ направлен в сторону, противоположную вектору ускорения a_{S3} центра масс 3-го звена.

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
з)	Момент инерции первого звена J_{S1}	$J_{S1} = \frac{m_1 \cdot l_1^2}{12} =$ $= \frac{G_1 \cdot l_1^2}{g \cdot 12} =$ $= \frac{14 \cdot 0,08^2}{9,81 \cdot 12} =$	0,000761 кг·м ² .	Значения $l_1 = l_{AB} = 0,08$ м – см. задачу № 1
д)	Момент пары сил инерции первого звена	$M_{ин1} = -\varepsilon_1 \cdot J_{S1} =$	0	Поскольку угловая скорость первого звена $\omega_1 = \text{const}$ (по условию), то угловое ускорение $\varepsilon_1 = 0$
е)	Момент инерции второго звена J_{S2}	$J_{S2} = \frac{m_2 \cdot l_2^2}{12} =$ $= \frac{G_2 \cdot l_2^2}{g \cdot 12} =$ $= \frac{33 \cdot 0,18^2}{9,81 \cdot 12} =$	0,0091 кг·м ² .	Значения $l_2 = l_{BC} = 0,18$ м – см. задачу № 1
ж)	Момент пары сил инерции второго звена $M_{ин2}$	$M_{ин2} = -\varepsilon_2 \cdot J_{S2} =$ $= -64,4 \cdot 0,0091 =$	-0,586 Н·м.	Значение $\varepsilon_2 = 64,4$ рад/с – см. задачу № 1 Момент $M_{ин2}$ направлен в сторону, противоположную направлению углового ускорения звена ε_2 (в данном случае – по часовой стрелке)

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
-------	-----------------------	-------------------	-------------------	-----------------------

ж)	Момент пары сил инерции второго звена $M_{ин2}$	$M_{ин2} = -\varepsilon_2 \cdot J_{S2} =$ $= -64,4 \cdot 0,0091 =$	$-0,586 \text{ Н}\cdot\text{м}.$	Момент $M_{ин2}$ направлен в сторону, противоположную направлению углового ускорения звена ε_2 (в данном случае – по часовой стрелке)
----	--	---	----------------------------------	---

Продолжение табл. 13

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
з)	Момент пары сил инерции третьего звена $M_{ин3}$	$M_{ин3} = 0$	0	Поскольку третье звено движется возвратно-поступательно, то $M_{ин3} = 0$

1.2. Построение схемы сил нагружения механизма в заданном положении

2.2	Схема нагружения механизма			Начертить механизм в масштабе k_l (задача 1, см. рис. 9) в соответствии с заданным положением и параметрами, составить схему сил его нагружения по выполненным расчетам. Для этого необходимо приложить в соответствующие точки механизма следующие силы (соблюдая их направление): внешние (сила сопротивления F ; силы веса звеньев G_1, G_2 и G_3), инерционные силы ($F_{ин1}, F_{ин2}, F_{ин3}$ и $M_{ин2}$), уравнивающую силу $F_{уп}$ (точка приложения и линия действия которой известны). Графическую часть расчета необходимо выполнить на одном листе формата А4 или А3 (см. рис. 10)
-----	----------------------------	--	--	---

1.3. Определение уравнивающей силы $F_{уп}$ методом жесткого рычага Жуковского

а)	Уравнение моментов сил $\sum M_{Pv}$	$\sum M_{Pv} = -G_1 \cdot h_1 -$ $-G_2 \cdot h_2 -$ $-(F + F_{ин3}) \cdot (P_v c) -$ $-F_{ин2} \cdot h_3 +$		На формате (см. рис. 10) начертить план скоростей, повернутый на 90° по направлению вращения ведущего звена. В одноименные точки этого плана приложить соответствующие силы, сохраняя их направление. Составить уравнение моментов этих
----	---	--	--	--

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
		$+P_{ин2} \cdot (bc) +$ $+F_{ур} \cdot (p_v b) = 0$		сил относительно полюса плана P_V , рассматривая план скоростей как жесткий рычаг, находящийся в равновесии под действием рассматриваемых сил.
	б) Пара сил $P_{ин2}$	$P_{ин2} = \frac{M_{ин2}}{l_{BC}} =$ $= \frac{0,586}{0,18} =$	3,25 Н	Момент пары сил инерции можно представить в виде пары сил $P_{ин2}$, приложенных в точках В и С плана механизма.
	в) Уравновешивающая сила $F_{ур}$	$F_{ур} = \frac{G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2}{(p_v b)} +$ $+ \frac{(F + F_{ин3}) \cdot (p_v c)}{(p_v b)} +$ $+ \frac{F_{ин2} \cdot h_3 - P_{ин2} \cdot (bc)}{(p_v b)} =$ $= \frac{14 \cdot 16 + 33 \cdot 20}{(96)} +$ $+ \frac{(90 + 43,4) \cdot (75)}{(96)} +$ $+ \frac{26,9 \cdot 50 - 3,25 \cdot 36}{(96)} =$		<p>Значения</p> $h_1 = 16 \text{ мм};$ $h_2 = 20 \text{ мм};$ $(p_v c) = 75 \text{ мм};$ $h_3 = 50 \text{ мм};$ $(bc) = 36 \text{ мм};$ $(p_v b) = 96 \text{ мм}.$
			126,2 Н	

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
		$+ \frac{26,9 \cdot 50 - 3,25 \cdot 36}{(96)} =$	126,2 Н	

Продолжение табл. 12

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
2. Приведение масс и моментов инерции механизма (динамика механизма)				
2.1	Выбор звена приведения		Выберем в качестве звена приведения кривошип 1 (рис. 10)	Для определения параметров движения звеньев механизма можно рассмотреть его динамическую модель, представляющую собой только одно звено, к которому приводятся все существующие массы и силы. Звено механизма, к которому приложены приведенные силы, называется <i>звеном приведения</i> .
2.2	Уравнение кинетической энергии E	$E = m_1 \cdot \frac{v_{s1}^2}{2} + J_{S1} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} +$ $+ m_2 \cdot \frac{v_{s2}^2}{2} + J_{S2} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} +$ $+ m_3 \cdot \frac{v_{s3}^2}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$		Уравнение кинетической энергии рассматриваемого кривошипно-ползунного механизма
2.3	Определение приведенной массы $m_{\text{п}}$	$E = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{п}} \cdot v_B^2 =$ $= \frac{1}{2} \cdot (m_1 \cdot v_{s1}^2 +$ $+ J_{S1} \cdot \omega_1^2 +$ $+ m_2 \cdot v_{s2}^2 +$ $+ J_{S2} \cdot \omega_2^2 + m_3 \cdot v_{s3}^2)$		Закон движения всех звеньев механизма определяет закон движения обобщенного звена (кривошипа 1, см. рис. 10). Для звена приведения кинетическая энергия: $E = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{п}} \cdot v_B^2 \text{ или } E = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{п}} \cdot \omega_1^2$

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
53	масса звеньев	Тогда: $m_{\text{III}} = m_1 \cdot \left(\frac{v_{s1}}{v_B} \right)^2 +$ $+ J_{s1} \cdot \left(\frac{\omega_1}{v_B} \right)^2 +$ $+ m_2 \cdot \left(\frac{v_{s2}}{v_B} \right)^2 +$	125 кг	
53	в звеньях	$+ J_{s2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{v_B} \right)^2 +$ $+ m_3 \cdot \left(\frac{v_{s3}}{v_B} \right)^2 ;$		
31	масса звеньев	$m_1 = G_1 / g = 14 / 9,81 =$ $m_2 = G_2 / g = 33 / 9,81 =$ $m_3 = G_3 / g = 52 / 9,81 =$	1,427 кг 3,364 кг 5,3 кг	В соответствии с заданными значениями весов G_1 , G_2 и G_3 звеньев определяем их массы m_1 , m_2 и m_3

№	Определяемая	Расчетная	Результат	Методические указания
---	--------------	-----------	-----------	-----------------------

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
		Тогда: $m_{\text{пр}} =$ $= 0,000761 \cdot \left(\frac{12}{0,96}\right)^2 +$ $+ 1,427 \cdot \left(\frac{0,48}{0,96}\right)^2 +$ $+ 0,0091 \cdot \left(\frac{2}{0,96}\right)^2 +$ $+ 3,364 \cdot \left(\frac{0,86}{0,96}\right)^2 +$ $+ 5,3 \cdot \left(\frac{0,75}{0,96}\right)^2 =$	6,763 кг	Значения линейных и угловых скоростей $v_B = 0,96$ м/с, $v_{S1} = 0,48$ м/с, $v_{S2} = 0,86$ м/с, $v_{S3} = v_C = 0,75$ м/с, $\omega_1 = 12$ рад/с, $\omega_2 = 2$ рад/с определены в задаче № 1
2.4	Определение приведенного момента инерции $J_{\text{пр}}$	$J_{\text{пр}} = J_{S1} +$ $+ m_1 \cdot \left(\frac{v_{S1}}{\omega_1}\right)^2 +$ $+ J_{S2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 +$		$J_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции относительно оси вращения звена (точки O); J_{S1} – момент инерции звена 1 относительно оси, проходящей через центр масс S_1 .

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула	Результат расчета	Методические указания
24	Момент инерции привода	$+m_2 \cdot \left(\frac{v_{S2}}{\omega_1}\right)^2 +$ $+m_3 \cdot \left(\frac{v_{S3}}{\omega_1}\right)^2 =$ $= 0,000761 +$		<p>Приведенный момент инерции определяется из зависимости:</p> $E = J_{\text{пр}} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} = \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \left(J_{S1} + m_1 \cdot \left(\frac{v_{S1}}{\omega_1}\right)^2 + J_{S2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + m_2 \cdot \left(\frac{v_{S2}}{\omega_1}\right)^2 + m_3 \cdot \left(\frac{v_{S3}}{\omega_1}\right)^2 \right)$
		$+1,427 \cdot \left(\frac{0,48}{12}\right)^2 +$ $+3,364 \cdot \left(\frac{0,86}{12}\right)^2 +$ $+0,0091 \cdot \left(\frac{2}{12}\right)^2 +$ $+5,3 \cdot \left(\frac{0,75}{12}\right)^2 =$	0,04127 кг·м ² .	<p>Динамическая модель приведенного механизма представлена на рис. 10.</p>
25	Момент инерции привода			

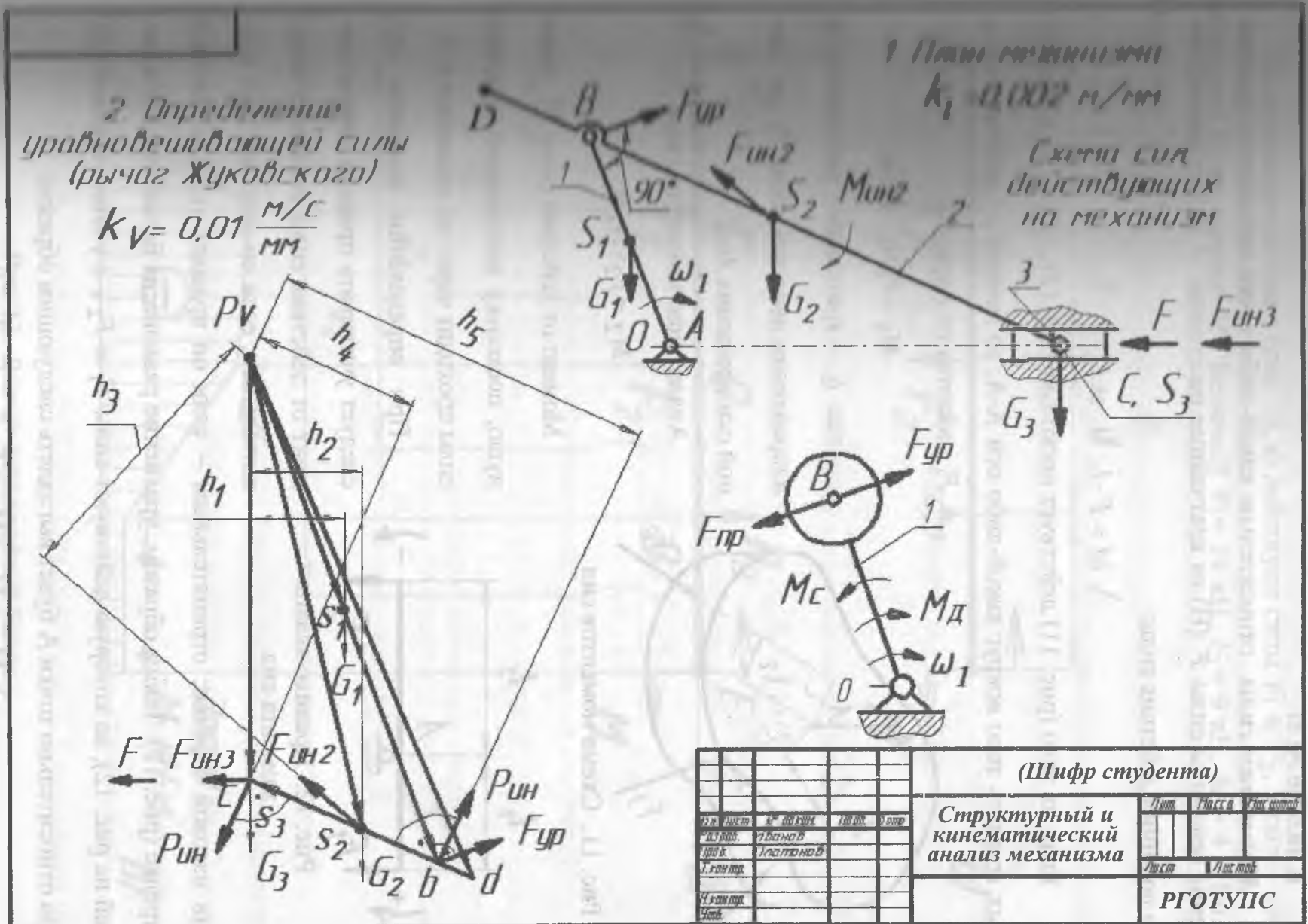


Рис. 10. Кинетостатический анализ механизма

К задаче № 3:

Моментом силы относительно какой-либо точки называется произведение величины силы F (Н) на кратчайшее расстояние l (м) от данной точки до линии действия силы:

$$M = F \cdot l, \text{ Н} \cdot \text{ м.}$$

Если на тело (рис. 11) действует несколько сил (F_1, F_2, F_3), способных вращать тело вокруг какой-либо оси $A-A$, то момент от действия силы

F_1 найдется по формуле:

$$M_1 = F_1 \cdot l_1, \text{ Н} \cdot \text{ м,}$$

где l_1 – кратчайшее расстояние от направления действия силы F_1 до данной оси вращения $A-A$.

Аналогично момент от силы F_2 :

$$M_2 = F_2 \cdot l_2, \text{ Н} \cdot \text{ м.}$$

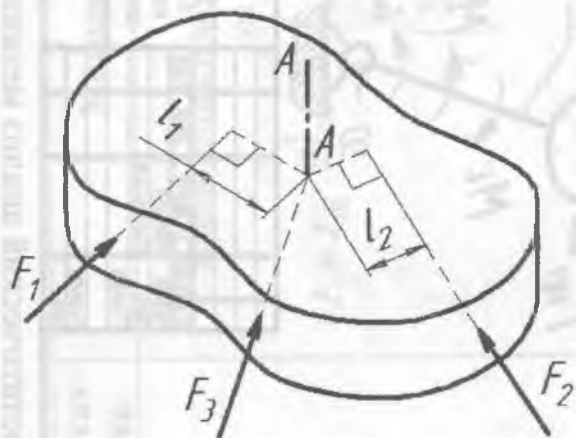


Рис. 11. Схема моментов сил

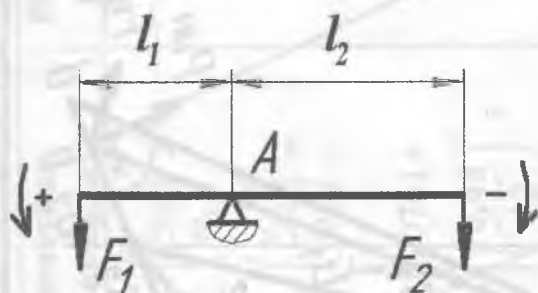


Рис. 12. Правило знаков момента сил

Момент от действия силы F_3 равен нулю, поскольку направление действия силы проходит через ось вращения $A-A$.

При определении моментов сил следует учитывать правило знаков: момент от действия силы считается положительным, если он вращает тело против часовой стрелки; отрицательным – если он вращает тело по часовой стрелке (рис. 12). Таким образом, уравнение равновесия балки (представленной на рис. 12), на которую действуют силы F_1 и F_2 , с учетом правила знаков относительно точки A будет выглядеть следующим образом:

$$\sum M_A = M_1 - M_2 = F_1 \cdot l_1 - F_2 \cdot l_2 = 0.$$

Пример решения задачи № 3

На двухопорную балку (рис. 13, а) действуют силы F_1 и F_2 , а также изгибающий момент M . Величина $F_1 = 14$ кН, $F_2 = 9$ кН, $M = 4$ кН·м. Длина пролетов $l = 2$ м.

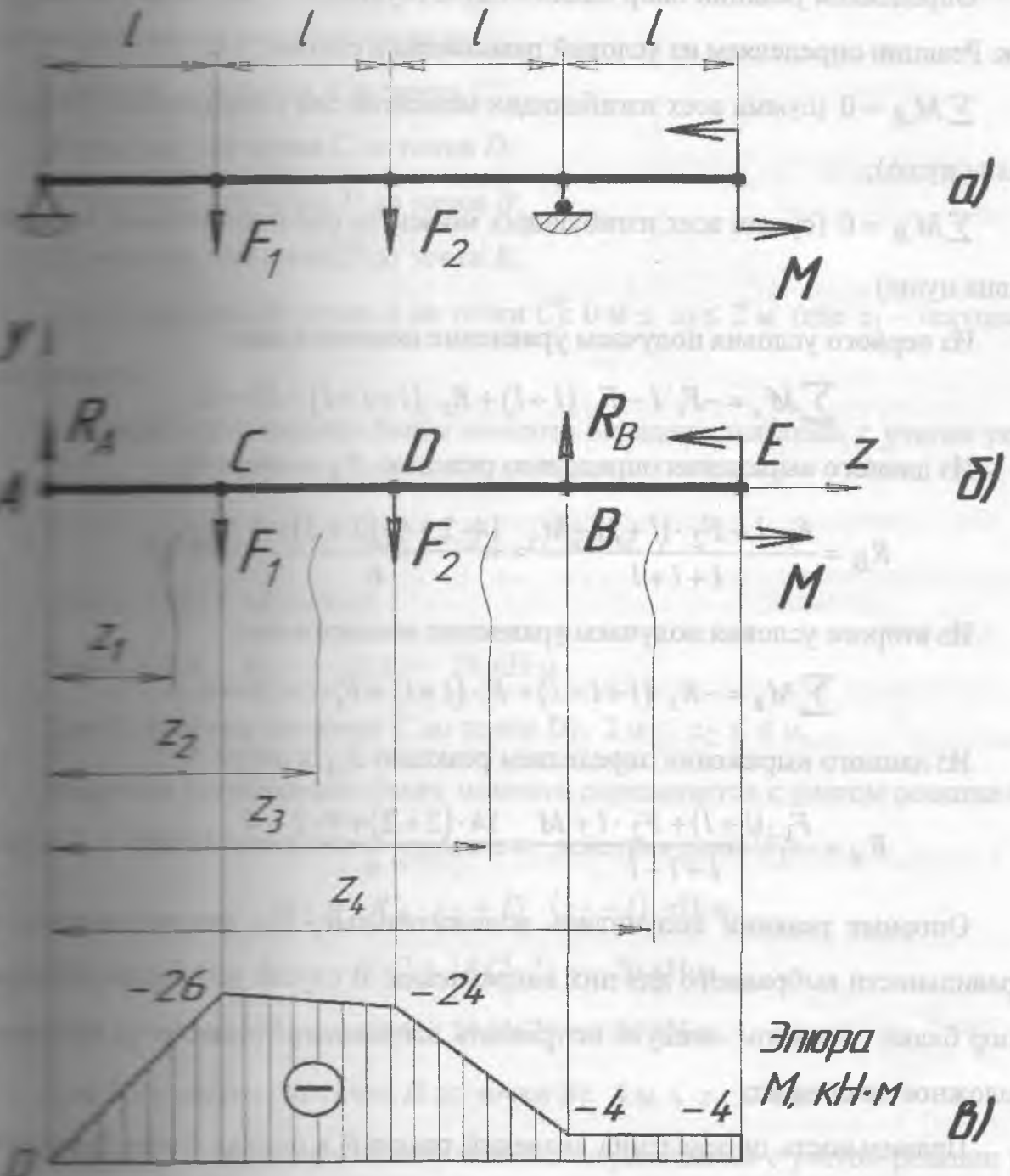


Рис. 13. Расчет двухопорной балки

При действии на балку внешних нагрузок в ее опорах возникают реакции (т.е. усилия), препятствующие перемещениям балки. Заменяем опоры соответствующими реакциями: так как силы действуют вниз, то усилия (т.е. реакции опор R_A и R_B) будут направлены вверх (рис. 13, б).

Определяем реакции опор балки от действующих на нее внешних нагрузок. Реакции определяем из условий равновесия в статике, т.е.:

$\sum M_A = 0$ (сумма всех изгибающих моментов сил относительно точки А равна нулю);

$\sum M_B = 0$ (сумма всех изгибающих моментов сил относительно точки В равна нулю).

Из первого условия получаем уравнение моментов сил:

$$\sum M_A = -F_1 \cdot l - F_2 \cdot (l+l) + R_B \cdot (l+l+l) + M = 0.$$

Из данного выражения определяем реакцию R_B в опоре В:

$$R_B = \frac{F_1 \cdot l + F_2 \cdot (l+l) - M}{l+l+l} = \frac{14 \cdot 2 + 9 \cdot (2+2) - 4}{6} = 10 \text{ кН.}$$

Из второго условия получаем уравнение моментов сил:

$$\sum M_B = -R_A \cdot (l+l+l) + F_1 \cdot (l+l) + F_2 \cdot l + M = 0.$$

Из данного выражения определяем реакцию R_A в опоре А:

$$R_A = \frac{F_1 \cdot (l+l) + F_2 \cdot l + M}{l+l+l} = \frac{14 \cdot (2+2) + 9 \cdot 2 + 4}{6} = 13 \text{ кН.}$$

Опорные реакции получились положительные, что свидетельствует о правильности выбранного для них направления. В случае получения реакции опор балки со знаком «минус» исправлять направление реакции на противоположное не следует.

Правильность определения значений реакций в опорах балки проверим по уравнению $\sum Y = 0$ (сумма всех действующих сил на ось Y равна нулю):

$$\sum Y = R_A + R_B - F_1 - F_2 = 0;$$

$$\sum Y = 13 + 10 - 14 - 9 = 0.$$

Восемь, $0 = 0$. Расчет реакций опор балки произведен верно. При провер-

ке правильности определения реакций величина изгибающего балку момента не учитывается.

Определим изгибающие моменты, действующие на балку методом сечений. Балка имеет четыре расчетных участка, границами которых служат точки приложения внешних нагрузок:

I участок – от точки A до точки C ;

II участок – от точки C до точки D ;

III участок – от точки D до точки B ;

IV участок – от точки B до точки E .

Для I участка (от точки A до точки C): $0 \text{ м} \leq z_1 \leq 2 \text{ м}$ (где z_1 – текущая координата).

Величина изгибающего балку момента определяется лишь с учетом реакции в опоре A :

$$M_1 = -R_A \cdot z_1, \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

При $z_1 = 0 \text{ м}$ $M_1 = 0 \text{ кН}$.

При $z_1 = 2 \text{ м}$ $M_1 = -13 \cdot 2 = -26 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Для II участка (от точки C до точки D): $2 \text{ м} \leq z_2 \leq 4 \text{ м}$.

Величина изгибающего балку момента определяется с учетом реакции в опоре A и также изгибающего момента от действия силы F_1 :

$$M_2 = -R_A \cdot z_2 + F_1 \cdot (z_2 - l), \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

При $z_2 = 2 \text{ м}$ $M_2 = -13 \cdot 2 + 14 \cdot (2 - 2) = -26 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

При $z_2 = 4 \text{ м}$ $M_2 = -13 \cdot 4 + 14 \cdot (4 - 2) = -24 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Для III участка (от точки D до точки B): $4 \text{ м} \leq z_3 \leq 6 \text{ м}$.

Величина изгибающего балку момента определяется с учетом реакции в опоре A и также изгибающих моментов от действия сил F_1 и F_2 :

$$M_3 = -R_A \cdot z_3 + F_1 \cdot (z_3 - l) + F_2 \cdot [z_3 - (l + l)], \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\text{При } z_3 = 4 \text{ м} \quad M_3 = -13 \cdot 4 + 14 \cdot (4-2) + 9 \cdot [4 - (2+2)] = -24 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\text{При } z_3 = 6 \text{ м} \quad M_3 = -13 \cdot 6 + 14 \cdot (6-2) + 9 \cdot [6 - (2+2)] = -4 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Для IV участка (от точки В до точки Е): $6 \text{ м} \leq z_4 \leq 8 \text{ м}$.

Величина изгибающего балку момента определяется с учетом реакций в опорах А и В, а также изгибающих моментов от действия сил F_1 и F_2 (на данном расчетном участке):

$$M_4 = -R_A \cdot z_4 + F_1 \cdot (z_4 - l) + F_2 \cdot [z_4 - (l + l)] - R_B \cdot [z_4 - (l + l + l)], \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\text{При } z_4 = 6 \text{ м} \quad M_4 = -13 \cdot 6 + 14 \cdot (6 - 2) + 9 \cdot [6 - (2 + 2)] - \\ - 10 \cdot [6 - (2 + 2 + 2)] = -4 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\text{При } z_4 = 8 \text{ м} \quad M_4 = -13 \cdot 8 + 14 \cdot (8 - 2) + 9 \cdot [8 - (2 + 2)] - \\ - 10 \cdot [8 - (2 + 2 + 2)] = -4 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Соответственно, в данном случае величина изгибающего балку момента постоянна и равна величине заданного изгибающего момента M .

По полученным числовым значениям изгибающих балку моментов строим эпюру изгибающих моментов (рис. 13, в).

Осуществляем подбор поперечного сечения балки.

Расчетным (опасным) сечением балки будет сечение, где возникает максимальный изгибающий момент. В данном случае максимальный изгибающий момент возникает в точке С (рис. 13, в), где $M_{\max} = 26 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Сечение балки подбираем по условию прочности:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_{\text{изг}}} \leq [\sigma_{\text{изг}}], \text{ МПа,}$$

где $W_{\text{изг}}$ – момент сопротивления изгибу балки, мм^3 . Тогда:

$$W_{\text{изг}} \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma_{\text{изг}}]}, \text{ мм}^3.$$

Так как $M_{\max} = 26 \text{ кН}\cdot\text{м} = 26 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м} = 26 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$, $[\sigma_{\text{изг}}] = 150 \text{ МПа}$, то

$$W_{\text{изг}} \geq \frac{26 \cdot 10^6}{150} \geq 173300 \text{ мм}^3.$$

Для балки прямоугольного сечения (рис. 14) момент сопротивления из-

гиба $W_{изг}$ вычисляется по формуле:

$$W_{изг} = \frac{b \cdot h^2}{6}, \text{ мм}^3,$$

где b – ширина балки (мм), h – высота балки (мм). Тогда:

$$b \cdot h^2 = 6 \cdot W_{изг} = 6 \cdot 173300 = 1039800 \text{ мм}^3.$$

Примем, например, ширину балки $b = 120$ мм. Тогда высота балки h будет равна:

$$h \geq \sqrt{\frac{1039800}{120}} \geq 93,08 \text{ мм}.$$

Рис. 14. Размеры поперечно-прямой балки

Следовательно принимаем высоту балки $h = 100$ мм, ширину балки $b =$

120 мм. При таких размерах момент сопротивления изгибу $W_{изг}$ равен:

$$W_{изг} = \frac{120 \cdot 100^2}{6} = 200000 \text{ мм}^3.$$

Самое большее действующее напряжение в балке будет равно:

$$\sigma = \frac{26000000}{200000} = 130 \text{ МПа}.$$

Таким образом $\sigma = 130$ МПа удовлетворяет условию $\sigma \leq [\sigma_{изг}] = 150$ МПа.

Задача № 4

К стальному круглому валу (рис. 15, а) приложены вращающие моменты

$M_1 = 2,5$ кН·м, $M_2 = 4$ кН·м, $M_3 = 4,5$ кН·м, $M_4 = 1$ кН·м. Вид на

вал – II, материал вала – сталь 40, напряжения $[\tau_{кр}] = 100$ МПа (прил. 1).

Вычерчиваем схему вала, отмечая на ней расчетные сечения I-I, II-II, III-

III и IV-IV (рис. 15, а) Определение действующих на стальной круглый вал

действующих вращающих моментов начинаем со свободного конца вала.

В сечении I-I величина суммарного вращающего момента:

$$\sum M_{врI-I} = M_1 = 2,5 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

В сечении II-II величина суммарного вращающего момента:

$$\sum M_{врII-II} = M_1 - M_2 = 2,5 - 4 = -1,5 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

В сечении III-III величина суммарного вращающего момента:

$$\sum M_{врIII-III} = M_1 - M_2 + M_3 = 2,5 - 4 + 4,5 = 3 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

В сечении IV-IV величина суммарного вращающего момента:

$$\sum M_{врIV-IV} = M_1 - M_2 + M_3 - M_4 = 2,5 - 4 + 4,5 - 1 = 2 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

По расчетным данным строим эпюру вращающих моментов $M_{кр}$ (рис. 15, б)

Анализ данной эпюры показывает, что наибольший суммарный вращающий момент $M_{\Sigma} = 4,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$ возникает в сечении III-III, где действует вращающий момент M_3 .

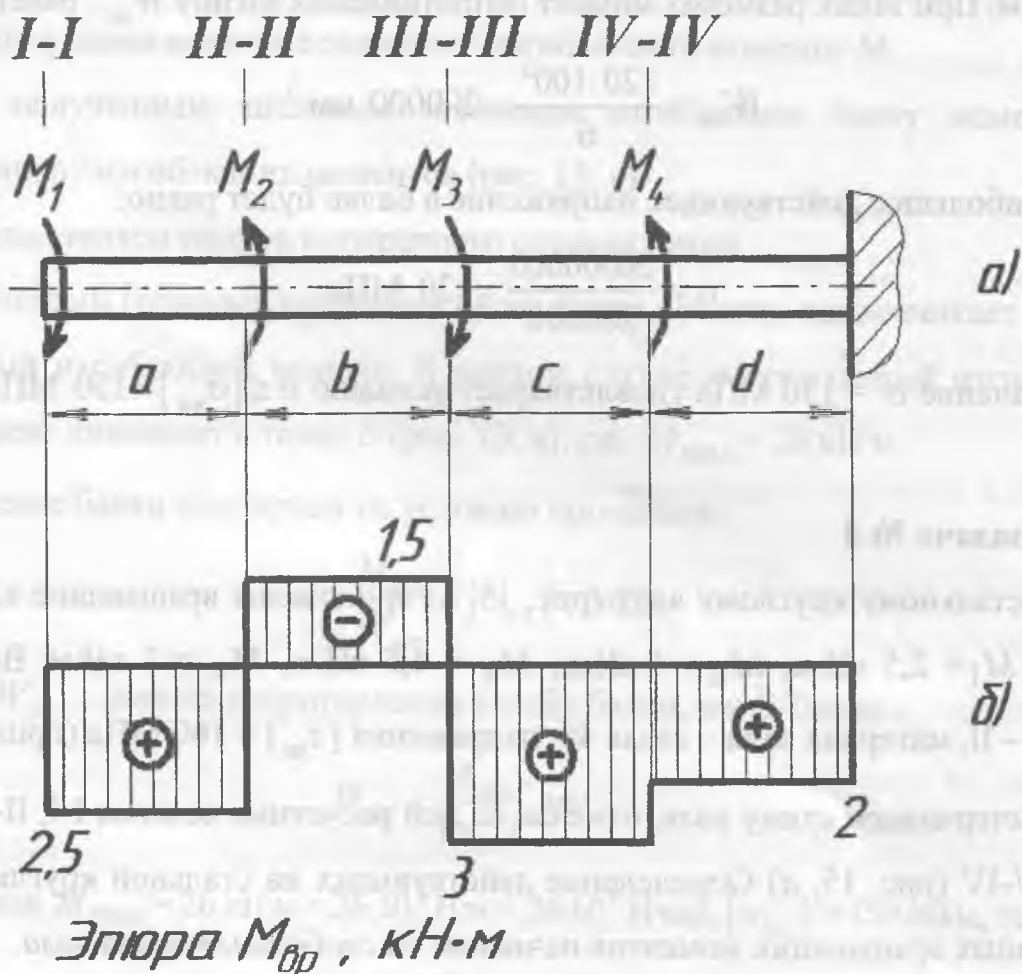


Рис. 15. Расчетная схема вала

Используя условие прочности вала, определяем диаметр вала d_v в опасном сечении (где действует наибольший суммарный вращающий момент).

Условие прочности на кручение имеет вид:

$$\tau_{кр} = \frac{M}{W_{кр}} \leq [\tau_{кр}], \text{ МПа,}$$

где M – вращающий момент, Н·мм.

Момент сопротивления кручению $W_{кр}$ (для тел с круглым поперечным сечением, вал) определяется по формуле:

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot d_v^3}{16}, \text{ мм}^3,$$

где d_v – диаметр вала, мм.

При определении допустимого диаметра вала d_v принять величину вращающего момента $M = M_{\Sigma}$ (наибольший суммарный вращающий момент, действующий в опасном сечении, Н·м). Расчетное значение диаметра вала округлить до целого числа.

Контрольная работа № 3

Задача № 5

Выбрав реакцию N тормозной колодки на барабан определяем по

$$N = \frac{2 \cdot T}{f \cdot D}, \text{ Н,}$$

где T – тормозной момент на барабане, Н·м; f – коэффициент трения

колодки о барабан; D – диаметр тормозного барабана, м.

Силы натяжения тормозной ленты S и реакцию R тяги рычажной системы рассмотрим при рассмотрении расчетной схемы (рис. 16), составленной по расчетной схеме тормозного устройства (см. рис. 7).

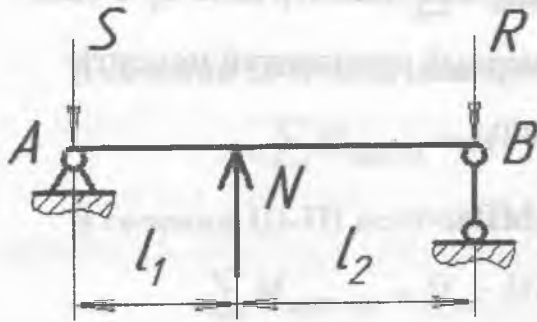


Рис. 16. Расчетная схема

Составим уравнение моментов относительно опоры A (см. рис. 16):

$$\sum M_A = N \cdot l_1 - R \cdot (l_1 + l_2) = 0.$$

$$\text{Отсюда } R = \frac{N \cdot l_1}{l_1 + l_2}, \text{ Н.}$$

Составим уравнение моментов относительно опоры B (см. рис. 16):

$$\sum M_B = -N \cdot l_2 + S \cdot (l_1 + l_2) = 0.$$

$$\text{Отсюда, } S = \frac{N \cdot l_2}{l_1 + l_2}, \text{ Н.}$$

Для определения необходимого тормозного усилия P составим уравнение моментов приводного рычага (см. рис. 7):

$$\sum M_O = R \cdot a - P \cdot (a + b) = 0.$$

$$\text{Отсюда, } P = \frac{R \cdot a}{a + b}, \text{ Н.}$$

Возникающие в заклепочном соединении напряжения среза $\tau_{\text{ср}}$ определим по условию прочности:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{S}{A} \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{ МПа,}$$

где A – площадь поперечного сечения одной заклепки ($A = \pi \cdot d^2 / 4$, мм²),

d – диаметр заклепки, мм (по заданию величина диаметра заклепки известна).

С учетом вышеприведенных формул, получаем:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{S}{n \cdot \pi \cdot d^2 / 4} = \frac{4 \cdot S}{n \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{ МПа.}$$

Тогда необходимое количество заклепок n будет равно:

$$n \geq \frac{4 \cdot S}{\pi \cdot d^2 \cdot [\tau_{\text{ср}}]}.$$

Количество заклепок n необходимо округлить до целого числа.

ментов от-

16):
2) = 0.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{S}{n \cdot t \cdot d} \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ МПа.}$$

ментов от-

16):

$$\sigma_{\text{разр}} = \frac{S}{(h - k_3 \cdot d) \cdot t} \leq [\sigma_{\text{разр}}], \text{ МПа,}$$

м уравне-

$\tau_{\text{ср}}$ опреде-

$\frac{d^2}{4}$, мм²

и известна).

ла.

условие прочности заклепок на смятие, определяем мини-

толщину тормозной ленты t :

условие прочности тормозной ленты на разрыв (в сечении с наи-

меньшим количеством заклепок) определяем ширину тормозной ленты h :

k_3 - количество заклепок в поперечном сечении ленты.

Толщину тормозной ленты t и ширину тормозной ленты h необходимо

выбрать из заданного числа.

Задача № 6

Сразу же приступить к выполнению контрольной работы, необходимо

использовать материал, представленный в [3] и [4].

Для лучшего понимания и наглядности проведем расчет электромехани-

ческого привода на конкретном примере. Требуется спроектировать электро-

механический привод, схема которого представлена на рис. 8, при следую-

щих данных: $P_{\text{вых}} = 2 \text{ кВт}$; $U_P = 5$; $\beta = 11^\circ$; $n_{\text{вых}} = 125 \text{ об/мин}$.

1. Краткие сведения о назначении и устройстве электропривода

Как видно из задания, привод состоит из электродвигателя, ременной

передачи и редуктора. Электродвигатель соединяется с входным валом ре-

дуктора с помощью ременной передачи, состоящей из ведущего 1 и ведомого

шкивов. Вращение от шкива 1 к шкиву 2 передается при помощи ремня. От

шкива 2 вращение через зубчатую передачу (состоящую из шестерни 3 и зуб-

чатого колеса 4) передается выходному валу.

Электродвигатель относится к числу унифицированных узлов, преобра-

зующих электрическую энергию в механическую. В приводах обычно ис-

пользуются асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А по ГОСТ 19523-74, извлечения из которого приведены в прил. 2.

Редуктором называют зубчатый механизм, предназначенный для передачи вращательного движения с понижением числа оборотов на выходном валу (по сравнению с входным) и увеличения вращающего момента.

Редуктор может состоять из одной или нескольких зубчатых передач. В зависимости от числа зубчатых передач различают редукторы *о д н о с т у п е н ч а т ы е*, *д в у х с т у п е н ч а т ы е* и т.д.

Наиболее распространенными являются цилиндрические, конические и червячные редукторы. Цилиндрические предназначены для передачи вращательного движения между валами с параллельными осями, конические – с пересекающимися осями, червячные – со скрещивающимися осями.

В предлагаемом задании используется одноступенчатый (применяется одна передача) цилиндрический (оси валов, между которыми осуществляется передача вращения – параллельны) косозубый (угол наклона линии зуба $\beta > 0$) редуктор.

2. Определение кинематических параметров привода

2.1. Подбор стандартного электродвигателя

Входная мощность $P_{вх}$ на валу электродвигателя, которая обеспечит заданную мощность на выходном валу привода $P_{вых}$, определяется с учетом потерь в элементах привода из формулы общего коэффициента полезного действия (КПД):

$$\eta_{общ} = \frac{P_{вых}}{P_{вх}}$$

Общий КПД заданного привода $\eta_{общ}$ определяется по формуле

$$\eta_{общ} = \eta_{рп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{подш}^k,$$

двигатели - КПД ременной передачи, $\eta_{\text{зп}}$ - КПД зубчатой передачи, прил. 2. $\eta_{\text{п}} = 0,95 \dots 0,96$; для клиноременной передачи реко- $\eta = 0,95 \dots 0,96$; для зубчатой цилиндрической передачи $\eta = 0,95 \dots 0,96$; КПД одной пары подшипников $\eta = 0,99 \dots 0,995$; k - число пар

передач. В соответствии с вышеизложенными рекомендациями, принимаем КПД $\eta_{\text{общ}} = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,99$. Анализируя конструкцию заданного при- $\eta_{\text{общ}} = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,9124$. Приходим к выводу, что в данной конструкции 2 пары под- $k = 2$. Тогда:

$$\eta_{\text{общ}} = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,9124.$$

Выходная (пробуемая) мощность электродвигателя:

$$P'_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{2}{0,9124} = 2,192 \text{ кВт.}$$

По найденному значению $P'_{\text{вх}}$ подбираем из прил. 2 стандартный элек- При выборе электродвигателя должно быть выполнено условие $P_{\text{вх}} = 2,2$ кВт и асинхронным числом оборотов вала $n_{\text{вх}} = 1425$ об/мин.

2.2. Определение передаточных чисел элементов привода

Передаточное число привода можно определить из соотношения

$$U_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1425}{125} = 11,4.$$

Передаточное число привода представляет собой также произве- передаточного числа ременной передачи $U_{\text{рем}}$ и цилиндрического ре- $U_{\text{пр}} = U_{\text{рем}} \cdot U_{\text{зп}}$. Отсюда:

$$U_{\text{рем}} = \frac{U_{\text{пр}}}{U_{\text{зп}}} = \frac{11,4}{5} = 2,28.$$

Значение передаточного числа ременной передачи ориентировочно должно находиться в пределах $U_{\text{рем}} = 1,5 \dots 3$. При значительном отличии $U_{\text{рем}}$ от указанных пределов необходимо принять иное значение числа оборотов вала электродвигателя $n_{\text{вх}}$ и пересчитать значения $U_{\text{пр}}$ и $U_{\text{рем}}$.

2.3. Определение частот вращения валов привода

Частоты вращения определяются с учетом рассчитанных передаточных чисел привода.

Частота вращения первого (ведущего) вала привода (вала электродвигателя) $n_1 = n_{\text{вх}} = 1425$ об/мин.

Частота вращения второго вала привода (входного вала редуктора):

$$n_{\text{II}} = \frac{n_1}{U_{\text{рем}}} = \frac{1425}{2,28} = 625 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения третьего вала привода (выходного вала редуктора):

$$n_{\text{III}} = \frac{n_{\text{II}}}{U_{\text{р}}} = \frac{625}{5} = 125 \text{ об/мин.}$$

2.4. Определение мощностей, передаваемых каждым валом привода

Мощности определяются с учетом значений КПД всех элементов привода.

Мощность, передаваемая первым (ведущим) валом привода (валом электродвигателя) $P_1 = P'_{\text{вх}} = 2,192$ кВт.

Мощность, передаваемая вторым валом привода:

$$P_{\text{II}} = P_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{\text{подш}} = 2,192 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 2,061 \text{ кВт.}$$

Мощность, передаваемая третьим валом привода

$$P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\text{подш}} = 2,061 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2 \text{ кВт.}$$

2.5. Определение вращающих моментов, передаваемых валами привода

Вращающие моменты, передаваемые каждым валом привода, определяются с учетом мощности P (кВт) и частоты вращения вала n (об/мин) рассматриваемого вала по зависимости:

$$T = 9550 \cdot \frac{P}{n}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

В соответствии с данной формулой, для первого вала привода:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{2,192}{1425} = 14,69 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Для второго вала привода (входного вала редуктора):

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \cdot \frac{2,061}{625} = 31,49 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Для третьего вала привода (выходного вала редуктора):

$$T_{III} = 9550 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \cdot \frac{2}{125} = 152,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

В соответствии с ними полученные данные в табл. 13.

Таблица 13

Нагрузочные характеристики на валах

Вал	P , кВт	n , об/мин	T , Н·м
I	2,192	1425	14,69
II	2,061	625	31,49
III	2	125	152,8

3. Определение межосевого расстояния редуктора

Для расчета межосевого расстояния используется следующая формула

$$a_w = (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K_M}{[\sigma_H] \cdot U}\right)^2 \cdot \frac{K_{H\alpha} \cdot K_H \cdot T_2}{\Psi_{ba}}}, \text{ мм,}$$

где $U = U_P$ – передаточное число зубчатой передачи; $T_2 = T_{III}$ – вра-

тующий момент на ведомом валу зубчатой передачи, Н·м; $[\sigma_H]$ – допускае-

мое контактное напряжение для материала колеса, МПа; K_M – коэффициент,

зависящий от вида передачи (для прямозубых колес $K_M = 10000$, для косозу-

бчатых колес $K_M = 8500$); K_H – коэффициент учета неравномерности

нагрузки по ширине зубчатого колеса ($K_H = 1,1 \dots 1,15$); коэф-

коэффициент ширины колеса $\psi_{ba} = 0,25..0,4$; $K_{H\alpha}$ – коэффициент учета распределения нагрузки между зубьями (для прямозубых колес величина $K_{H\alpha} = 1$, для косозубых $K_{H\alpha} = 1,05..1,1$).

С учетом этих рекомендаций и полученных ранее значений, имеем $T_{III} = T_{III} = 152,8$ Н·м (в соответствии с табл. 13); $[\sigma_H] = 450$ МПа (по условию); $U = U_P = 5$ (по условию); $K_M = 8500$ (по условию зубчатые колеса косозубые). Принимаем значения $\psi_{ba} = 0,4$, $K_{H\alpha} = 1,07$, $K_H = 1,1$. Тогда:

$$a_w = (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{8500}{450 \cdot 5}\right)^2 \cdot \frac{1,07 \cdot 1,1 \cdot 152,8}{0,4}} = 111,3 \text{ мм.}$$

Вычисленное межосевое расстояние следует округлить до стандартного ближайшего значения (прил. 3). При этом значения межосевого расстояния из первого ряда являются более предпочтительными.

На основании данного приложения и расчетов принимаем $a_w = 112$ мм.

4. Определение геометрических параметров зубчатой передачи

Основным параметром передачи является модуль зацепления m , величина которого выбирается из стандартного ряда (прил. 4). При этом значения модуля из первого ряда являются более предпочтительными.

Модуль зацепления назначают из интервала

$$m = (0,01...0,02) \cdot a_w, \text{ мм.}$$

С учетом данной зависимости (подставляя $a_w = 112$ мм), получаем:

$$m = 1,12...2,24 \text{ мм.}$$

По прил. 4 принимаем стандартный модуль $m = 1,5$ мм.

Вычисляем суммарное число зубьев Z_Σ шестерни и колеса с учетом данного угла наклона зубьев $\beta = 11^\circ$ по формуле:

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 112 \cdot \cos 11^\circ}{1,5} = 146,5.$$

распредел

Принимаем $Z_{\Sigma} = 146$ (округляем до целого) и находим действительное

$\alpha = 1$, для

$$\beta = \arccos \left(\frac{Z_{\Sigma} \cdot m}{2 \cdot a_w} \right) = \arccos \left(\frac{146 \cdot 1,5}{2 \cdot 112} \right) = 14^{\circ}3'$$

и, имеем T_2

Число зубьев шестерни

$$Z_3 = \frac{Z_{\Sigma}}{U+1} = \frac{146}{5+1} = 24,33.$$

по условию

числа косоз

а:

Принимаем $Z_3 = 24$ (округляем до целого).

Число зубьев колеса $Z_4 = Z_{\Sigma} - Z_3 = 146 - 24 = 122$.

Фактическое передаточное число редуктора

стандартно

о расстоян

$$U_{\phi} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{122}{24} = 5,08.$$

Отличие U_{ϕ} от U_0 :

$a_w = 112$ мм

$$\frac{U_{\phi} - U_0}{U_0} \cdot 100\% = \frac{5,08 - 5}{5} \cdot 100\% = 1\% \text{ (что меньше допустимого } \pm 5\%).$$

передачи

Определим диаметры зубчатых колес.

ния m , вел

Диаметры делительных окружностей:

том значен

$$d_3 = \frac{m \cdot Z_3}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 24}{\cos 14^{\circ}3'} = 37,1 \text{ мм;}$$

$$d_4 = \frac{m \cdot Z_4}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 122}{\cos 14^{\circ}3'} = 188,62 \text{ мм.}$$

лучаем:

Фактическое межосевое расстояние

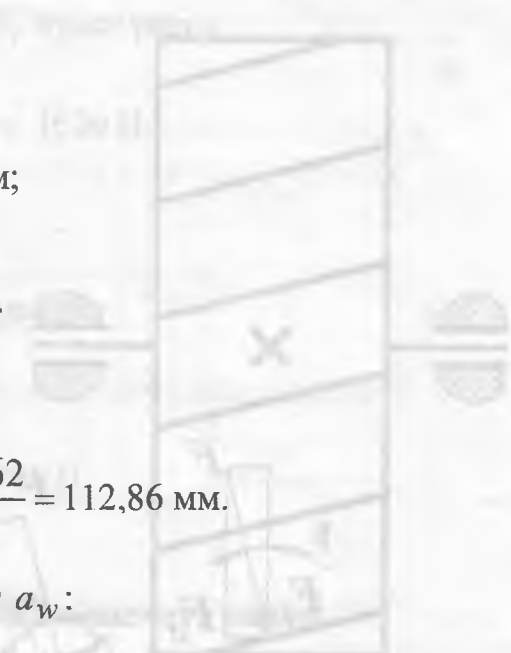
$$a_{w \text{ факт}} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{37,1 + 188,62}{2} = 112,86 \text{ мм.}$$

а с учетом

Отличие $a_{w \text{ факт}}$ от a_w :

$$\frac{a_{w \text{ факт}} - a_w}{a_w} \cdot 100\% = \frac{112,86 - 112}{112} \cdot 100\% = 0,76\%$$

что меньше допустимого $\pm 5\%$).



Принимаем окончательно: $m = 1,5$ мм, $Z_3 = 24$, $Z_4 = 122$.

Диаметры вершин зубьев:

шестерни $d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m = 37,1 + 2 \cdot 1,5 = 40,1$ мм;

колеса $d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m = 188,62 + 2 \cdot 1,5 = 191,62$ мм.

Диаметры впадин зубьев:

шестерни $d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m = 37,1 - 2,5 \cdot 1,5 = 33,35$ мм;

колеса $d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m = 188,62 - 2,5 \cdot 1,5 = 184,87$ мм.

Рабочая ширина зубчатого венца b_4 определяется по принятому коэффициенту $\psi_{ba} = 0,4$. Из выражения $\psi_{ba} = b_4 / a_w$ находим:

$$b_4 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 112 = 44,8 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину зубчатого венца $b_4 = 45$ мм.

Для того чтобы обеспечить передачу вращающего момента с шестерни на колесо, ширину шестерни назначают на 2..5 мм больше ширины колеса. Таким образом, примем ширину шестерни $b_3 = 45 + 5 = 50$ мм.

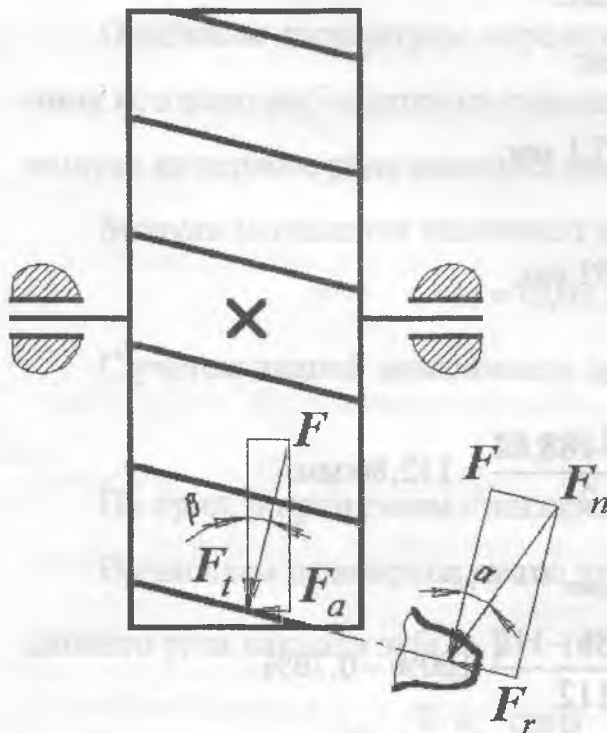


Рис. 17. Схема сил в зубчатом зацеплении

5. Определение сил, действующих в зубчатом зацеплении

В косозубом зацеплении два зубчатых колеса (рис. 17) зубья шестерни воздействуют на зубья колеса равнодействующей силой F_n , которая раскладывается на силу F (вращающую перпендикулярно линии зуба) и радиальную силу F_r (направленную от зуба к центру зубчатого колеса). Сила F в свою очередь раскладывается на окружную силу F_t

окружную силу F_t (направленную вдоль оси вращения зубчатого колеса).

Окружная сила определяется по зависимости:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}, \text{ Н,}$$

где T — крутящий момент на зубчатом колесе, Н·мм; d — делительный диаметр зубчатого колеса, мм.

Радиальная сила определяется по зависимости:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \text{ Н,}$$

где α — угол зацепления).

Осевая сила F_a определяется по зависимости:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н.}$$

В цилиндрическом зацеплении осевая сила отсутствует.

С учетом вышесказанного, приняв $T = T_{III} = 152,8 \cdot 10^3$ (вращающий момент на зубчатом колесе, Н·мм) и $d = d_4 = 188,62$ (делительный диаметр зуб-

чатого колеса, мм), величина окружной силы F_t будет равна:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{III}}{d_4} = \frac{2 \cdot 152,8 \cdot 10^3}{188,62} = 1620 \text{ Н.}$$

Радиальная сила равна:

$$F_r = 1620 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14^\circ 3'} = 599,4 \text{ Н.}$$

Осевая сила равна:

$$F_a = 1620 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 589,5 \text{ Н.}$$

6. Выполнение предварительного расчета валов

Основным критерием работоспособности валов является условие их

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_P} \leq [\tau_{кр}], \text{ МПа,}$$

где $\tau_{кр}$ – напряжение, возникающее при кручении вала, МПа; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение при кручении, МПа; T – вращающий момент, передаваемый валом, Н·мм; W_P – полярный момент сопротивления круглого сечения, мм³.

Полярный момент сопротивления определяется по зависимости:

$$W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16}, \text{ мм}^3,$$

где d – диаметр вала, мм.

Поскольку в предварительных расчетах изгиб вала не учитывается, то расчет ведут по пониженным допускаемым напряжениям, которые выбирают из интервала $[\tau_{кр}] = 25 \dots 30$ МПа. Принимаем к расчету $[\tau_{кр}] = 30$ МПа.

Из приведенных зависимостей определяем диаметры выходных концов валов редуктора:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} \text{, мм.}$$

Для входного вала редуктора (момент $T = T_{II} = 31,49 \cdot 10^3$ Н·мм):

$$d_{\text{вх расч}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 31,49 \cdot 10^3}{\pi \cdot 30}} \geq 17,48 \text{ мм.}$$

Для выходного вала редуктора (момент $T = T_{III} = 152,8 \cdot 10^3$ Н·мм):

$$d_{\text{вых расч}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 152,8 \cdot 10^3}{\pi \cdot 30}} \geq 29,6 \text{ мм.}$$

С учетом полученных значений примем диаметры выходных концов валов, руководствуясь нормальным рядом линейных размеров, представленных в прил. 5.

На основании данного приложения принимаем диаметр входного конца вала редуктора $d_{\text{вх}} = 18$ мм ($d_{\text{вх}} > d_{\text{вх расч}}$). Диаметры остальных частей вала (кроме диаметров шестерни d_3 , d_{a3} и d_{f3}) принимаются по конструктивным соображениям (рис. 18), при этом разница между диаметрами обычно составляет 3...5 мм (иногда больше). Диаметр вала под подшипником $d_{\text{п}}$ должен делиться на 5. Диаметр вала для упора $d_{\text{уп}}$ должен быть больше $d_{\text{п}}$. С учетом этого, принимаем диаметр входного вала под подшипником $d_{\text{п вх}} = 20$ мм, диаметр вала для упора $d_{\text{уп}} = 25$ мм.

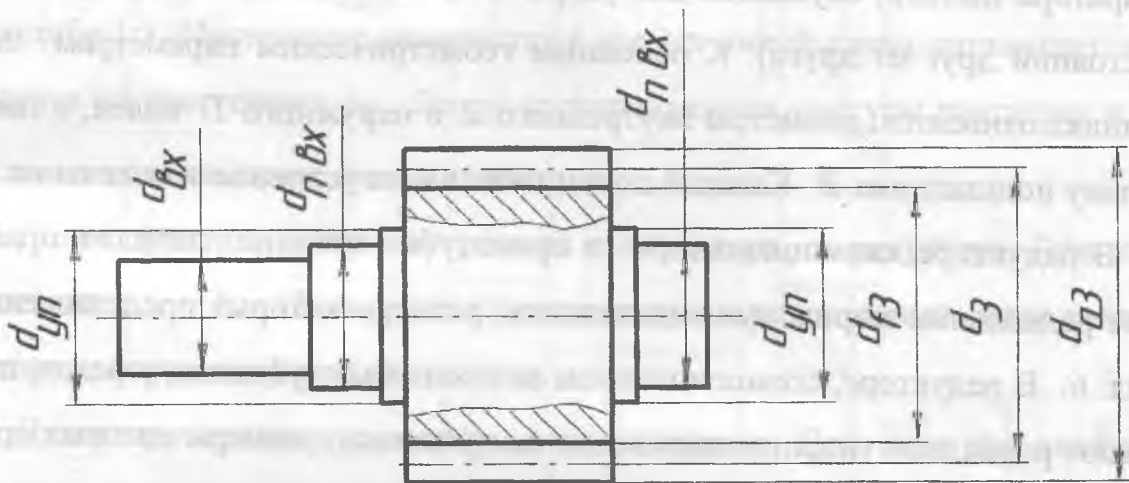


Рис. 18. Входной вал

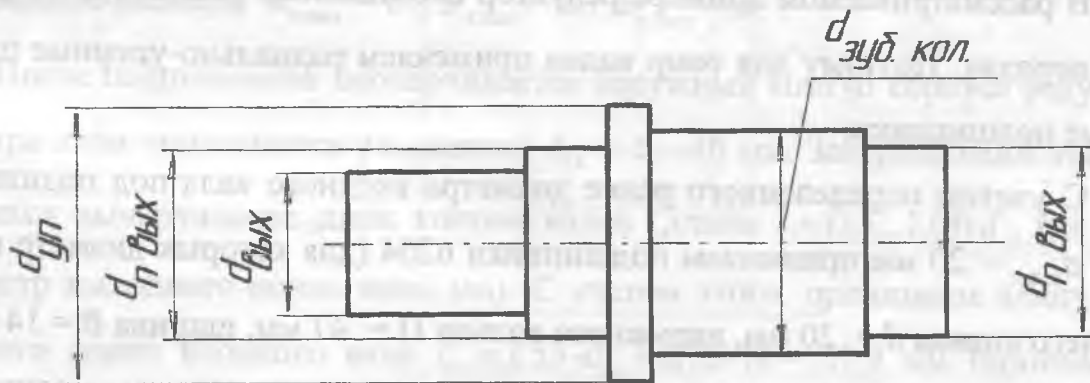


Рис. 19. Выходной вал

В соответствии с прил. 5 принимаем диаметр выходного конца вала редуктора $d_{\text{вых}} = 30$ мм ($d_{\text{вых}} > d_{\text{вых расч}}$). Диаметры остальных частей вала принимаются по конструктивным соображениям (рис. 19). На основании вышеиз-

ложенных соображений, принимаем диаметр выходного вала под подшипником $d_{п.вых} = 35$ мм, диаметр вала под зубчатым колесом $d_{зуб.кол.} = 40$ мм, диаметр вала для упора зубчатого колеса $d_{уп} = 45$ мм.

7. Подбор подшипников качения

Валы редуктора устанавливают в подшипники. Различают подшипники скольжения и качения. В редукторах чаще всего используются подшипники качения, которые состоят из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора (детали, служащей для удержания тел качения на определенном расстоянии друг от друга). К основным геометрическим параметрам подшипника относятся: диаметры внутреннего d и наружного D колец, а также ширину подшипника B . Каждый подшипник имеет условное обозначение.

В редукторе, скомпонованном из прямозубых зубчатых передач, применяют радиальные шариковые подшипники, размеры которых представлены в прил. 6. В редукторе, скомпонованном из косозубых зубчатых передач, применяют радиально-упорные шариковые подшипники, размеры которых представлены в прил. 7.

В рассматриваемом примере редуктор скомпонован из косозубых зубчатых передач. Поэтому для опор валов применяем радиально-упорные шариковые подшипники.

С учетом определенного ранее диаметра входного вала под подшипником $d_{п.вх} = 20$ мм принимаем подшипники 6204 (для которых диаметр внутреннего кольца $d = 20$ мм, наружного кольца $D = 47$ мм, ширина $B = 14$ мм).

С учетом определенного ранее диаметра выходного вала под подшипником $d_{п.вых} = 35$ мм принимаем подшипники 6207 (для которых диаметр внутреннего кольца $d = 35$ мм, наружного кольца $D = 72$ мм, ширина $B = 17$ мм).

8. Разработка компоновочного эскиза редуктора

Компоновочный эскиз выполняется на базе имеющихся к настоящему моменту данных: межосевого расстояния a_w , диаметров шестерни и колеса ($d_3, d_{a3}, d_{f3}, d_4, d_{a4}, d_{f4}$), ширины шестерни b_3 и зубчатого колеса b_4 , диаметров всех частей входного и выходного валов, а также размеров подшипников. Целью компоновочного эскиза является проработка конструкции и размещения деталей редуктора.

На рис. 20 приведен компоновочный эскиз проектируемого редуктора. Для большей наглядности, как правило, компоновочный эскиз выполняется в масштабе 1:1. Построение начинается с осевых линий валов, отстоящих друг от друга на расстоянии a_w . Затем прочерчиваются контуры шестерни и колес по известным диаметрам и ширине.

Далее прочерчивается внутренний контур корпуса редуктора. При этом расстояние $\Delta = 8...12$ мм обеспечивает зазор между торцами колес и внутренним контуром корпуса редуктора.

Далее прочерчиваются контуры подшипников. При этом для входного вала принимают размеры $d_{п\text{вх}} = d, D_{п\text{вх}} = D, B_{п\text{вх}} = B$. Для выходного вала принимают размеры $d_{п\text{вых}} = d, D_{п\text{вых}} = D, B_{п\text{вых}} = B$.

После подшипников прочерчивается наружный контур корпуса редуктора. При этом принимается расстояние $\Delta_1 = 5...10$ мм. Завершающим этапом является вычерчивание длин концов валов (длина $l \approx (1,5...1,6) \cdot d$, где d – диаметр выходного конца вала, мм). С учетом этого, принимаем длину выходного конца входного вала $l_{\text{вх}} = 1,55 \cdot d_{\text{вх}} = 1,55 \cdot 18 = 27,9$ мм (принимаем длину $l_{\text{вх}} = 28$ мм), выходного конца выходного вала $l_{\text{вых}} = 1,5 \cdot d_{\text{вых}} = 1,5 \cdot 30 = 45$ мм.

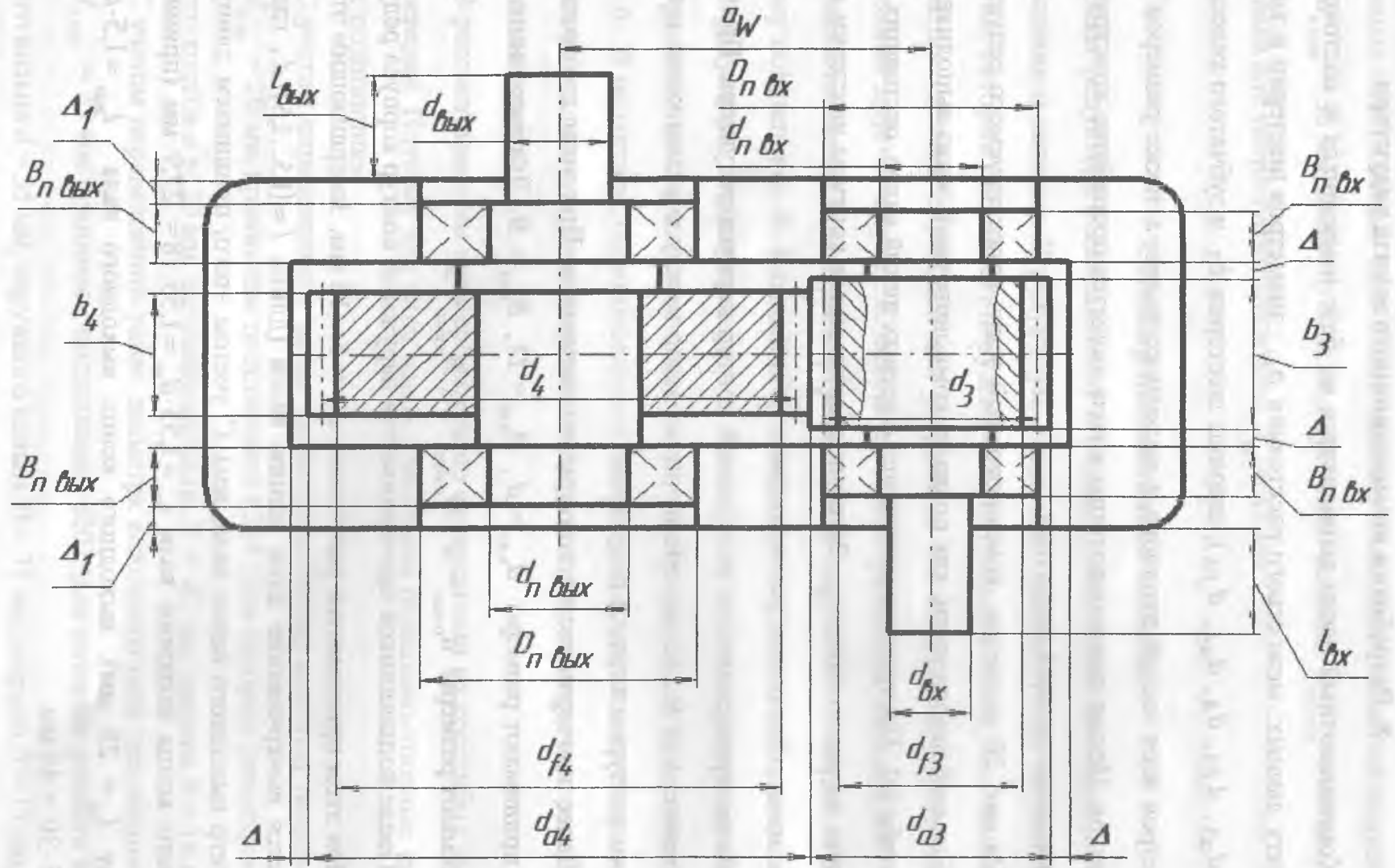


Рис. 20. Компоновочный эскиз редуктора

Рекомендуемая литература

Основная

1. Джамая В. В. Прикладная механика: учебник для студентов высших учебных заведений. – М.: Дрофа, 2004.
2. Скойбеда А. Т. Прикладная механика: учебник для студентов высших учебных заведений. – Минск: Выш. шк., 1997.
3. Иванов М. Н., Финогенов В. А. Детали машин: учебник для вузов. 8-е издание. – М.: Выс. шк., 2004.
4. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование и деталей машин: учебное пособие для технических специальностей вузов. 8-е издание. – М.: Издательский центр «Академия», 2004.
5. Саргсян А. Е. Сопротивление материалов, теории упругости и пластичности. – М.: Выс. шк., 2000.

Дополнительная

1. Иоселевич Г. Б., Строганов Г. В., Маслов Г. С. Прикладная механика. – М.: Выс. шк., 1989.
2. Белоконев И. М., Балан С. А., Белоконев К. И. Теория механизмов и машин. – М.: Дрофа, 2004.
3. Теория механизмов и механика машин / Под ред. акад. Фролова К. В. – М.: Выс. шк., 2001.
4. Мицкевич В. Г., Накапкин А. Н. Теория механизмов и машин. – М.: РГОТУПС, 2003.
5. Смелягин А. И. Теория механизмов и машин: Уч. пос. – М.: Инфа-М, 2003.
6. Битюцкий Ю. И., Мицкевич В. Г., Доль В. Д. Прикладная механика. Уч. пос. – М.: РГОТУПС, 2006.
7. Куклин Н. Г., Куклина Г. С., Житков В. К. Детали машин. – М.: Выс. шк., 2005.

Приложение 1

Значения допустимых напряжений кручения [$\tau_{кр}$], МПа

		Стали				
		Ст6	35	40	45	50
Вид нагрузки	I	145	135	140	150	160
	II	105	90	100	105	110
	III	80	70	75	80	85

Приложение 2

Технические данные электродвигателей серии 4А

Тип электродвигателя	Номинальная мощность $P_{вх}$, кВт	Асинхронная частота вращения $n_{вх}$, об/мин
Синхронная частота вращения 3000 об/мин		
4A71A2Y3	0,75	2840
4A71B2Y3	1,1	2810
4A80A2Y3	1,5	2850
4A80B2Y3	2,2	2850
4A90L2Y3	3,0	2850
4A100S2Y3	4,0	2850
Синхронная частота вращения 1500 об/мин		
4A71B4Y3	0,75	1390
4A80A4Y3	1,1	1420
4A80B4Y3	1,5	1415
4A90L4Y3	2,2	1425
4A100S4Y3	3,0	1425
4A100L4Y3	4,0	1425
Синхронная частота вращения 1000 об/мин		
4A80A6Y3	0,75	915
4A80B6Y3	1,1	920
4A90L6Y3	1,5	935
4A100L6Y3	2,2	950
4A112MA6Y3	3,0	950
4A112MB6Y3	4,0	950

Значения межосевого расстояния a_w , мм

1-й ряд	40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400
2-й ряд	71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 335, 450

Приложение 4

Значения модулей зацепления m , мм

1-й ряд	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10
2-й ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

Приложение 5

Ряд нормальных линейных размеров

10	19	30	56
10.5	20	32	60
11	21	34	63
11.5	22	36	67
12	23	38	71
13	24	40	75
14	25	42	80
15	26	45	85
16	27	48	90
17	28	50	95
18	29	53	100

Приложение 6

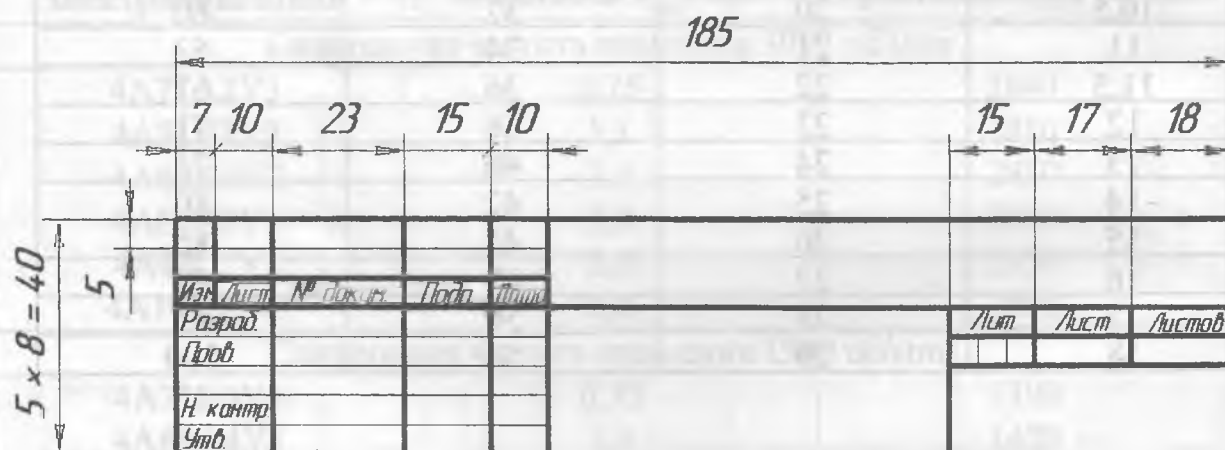
Размеры радиальных шариковых подшипников

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм		
	d	D	B
200	10	30	9
201	12	32	10
202	15	35	11
203	17	40	12
204	20	47	14
205	25	52	15
206	30	62	16
207	35	72	17
208	40	80	18
209	45	85	19

Размеры радиально-упорных шариковых подшипников

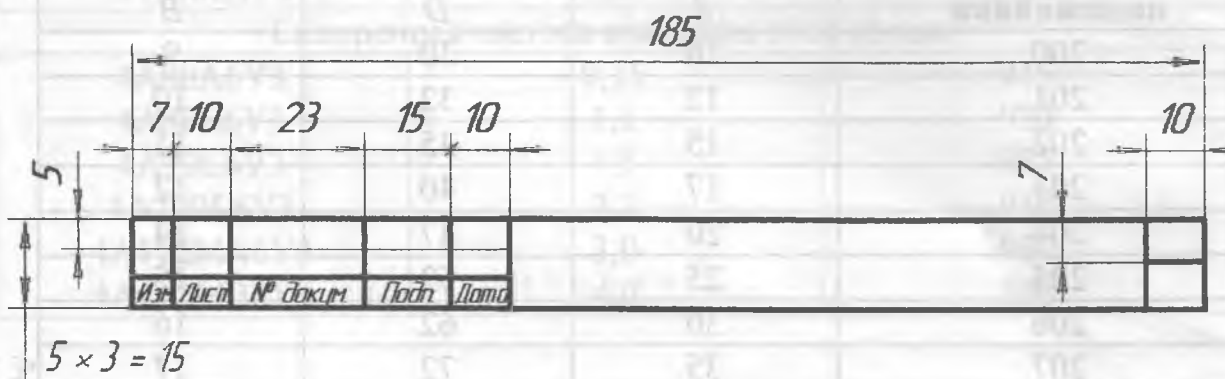
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>
6204	20	47	14
6205	25	52	15
6206	30	62	16
6207	35	72	17
6208	40	80	18
6209	45	85	19
6210	50	90	20
6211	55	100	21
6212	60	110	22

Приложение 8



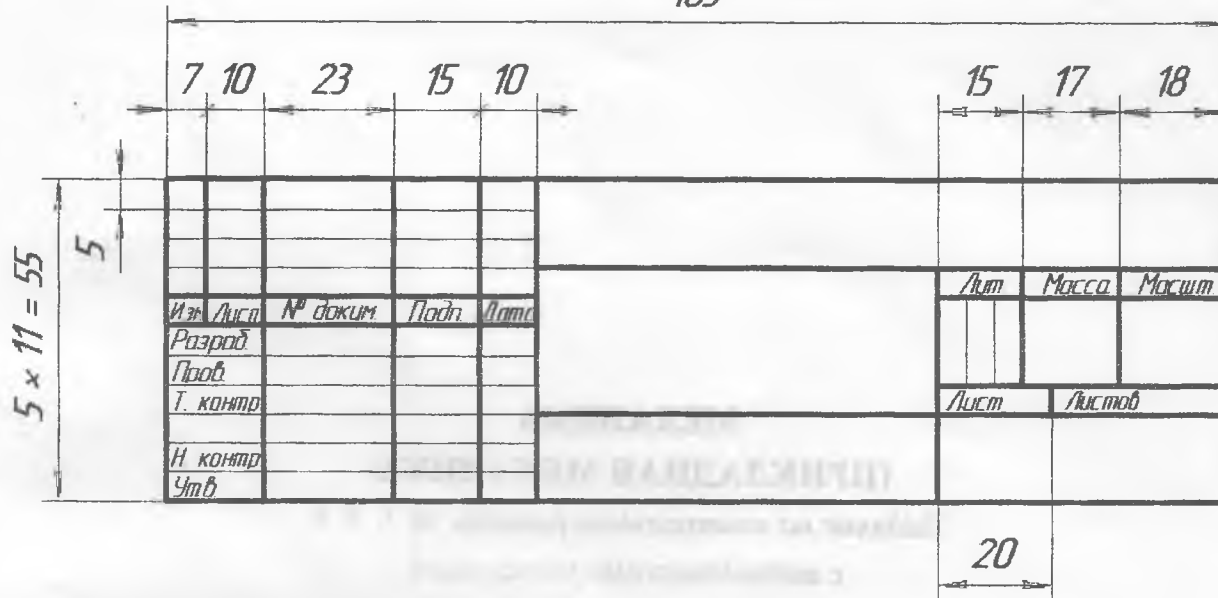
Основная надпись (форма 2)

Приложение 9



Основная надпись (форма 2а)

185



Основная надпись (форма 1)