

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Томский политехнический университет»

В. Т. Горбенко, М. В. Горбенко

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Курсовое проектирование

Учебное пособие

Издание второе, исправленное и дополненное

Допущено Учебно-методическим объединением вузов по образованию в области автоматизированного машиностроения (УМО АМ) в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям подготовки: бакалавров и магистров «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств» и дипломированных специалистов «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», «Автоматизированные технологии производства»

**Издательство
Томского политехнического университета
Томск 2007**

УДК 621.01
Г 67

- Горбенко В.Т.
Г 67 Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / В. Т. Горбенко, М. В. Горбенко. – Изд. 2-е, испр. и дополн. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2007. – 144 с., вкладка 4 с.

В учебном пособии приведены содержание и требования по выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин, как в целом, так и каждого из трех разделов: «Рычажный механизм», «Зубчатый механизм», «Кулачковый механизм». Изложены некоторые основные положения из теории; приведены задания по указанным разделам с исходными данными, примеры выполнения структурного, кинематического и силового анализа рычажных механизмов, синтеза зубчатого и кулачкового механизмов.

Пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей.

УДК 621.01

Рекомендовано к печати Редакционно-издательским советом
Томского политехнического университета.

Рецензенты:

В. Ф. Трофимов – доктор физико-математических наук, профессор кафедры прикладной аэромеханики Томского государственного университета;

А. М. Шиляев – кандидат физико-математических наук, доцент кафедры прикладной механики и материаловедения Томского государственного архитектурно-строительного университета.

© Томский политехнический университет, 2007

© Оформление. Изд-во Томского политехнического ун-та, 2007

© Горбенко В.Т., Горбенко М.В., 2007

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по теории механизмов и машин является завершающим этапом прохождения теоретического курса и преследует цели более глубокого овладения теорией применительно к решению конкретных вопросов практики.

Курсовой проект предусматривает самостоятельное решение студентом целого комплекса инженерных задач, в частности: структурного, кинематического и силового исследования рычажного механизма (в отдельных случаях – подбора для него маховой массы, обеспечивающей заданную степень неравномерности хода), синтеза и кинематического исследования сложного зубчатого механизма (включающего рядовые и планетарные ступени) и профилирование зацепления, синтеза кулачкового механизма. В отдельных случаях могут ставиться дополнительные задачи, например: уравнивание механизма, анализ или синтез механизма манипулятора и др.

Проект состоит из графической части, выполняемой на 3–4 листах формата А1 по ГОСТ 2.301–68 (размер 594×841 мм), и пояснительной записки в объеме 35–40 страниц формата А4 (297×210 мм) рукописного текста.

Каждый студент получает индивидуальные задания, в которых содержатся необходимые для выполнения поставленной задачи основные данные.

Содержание каждого раздела с отдельными примечаниями и рекомендациями в настоящем пособии составлено с учетом последовательности выполнения одного этапа за другим и поэтому является конкретным планом работы над проектом.

При подготовке раздела «Кинематический синтез типовых планетарных механизмов» (подбор чисел зубьев) использованы методические разработки, выполненные к.т.н., доцентом П. Т. Мальцевым и старшим преподавателем О. Г. Корняковым.

1. РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ

1.1. Структурный анализ механизма

Цель структурного анализа – выявить строение (структуру) механизма (рис. 1.1).

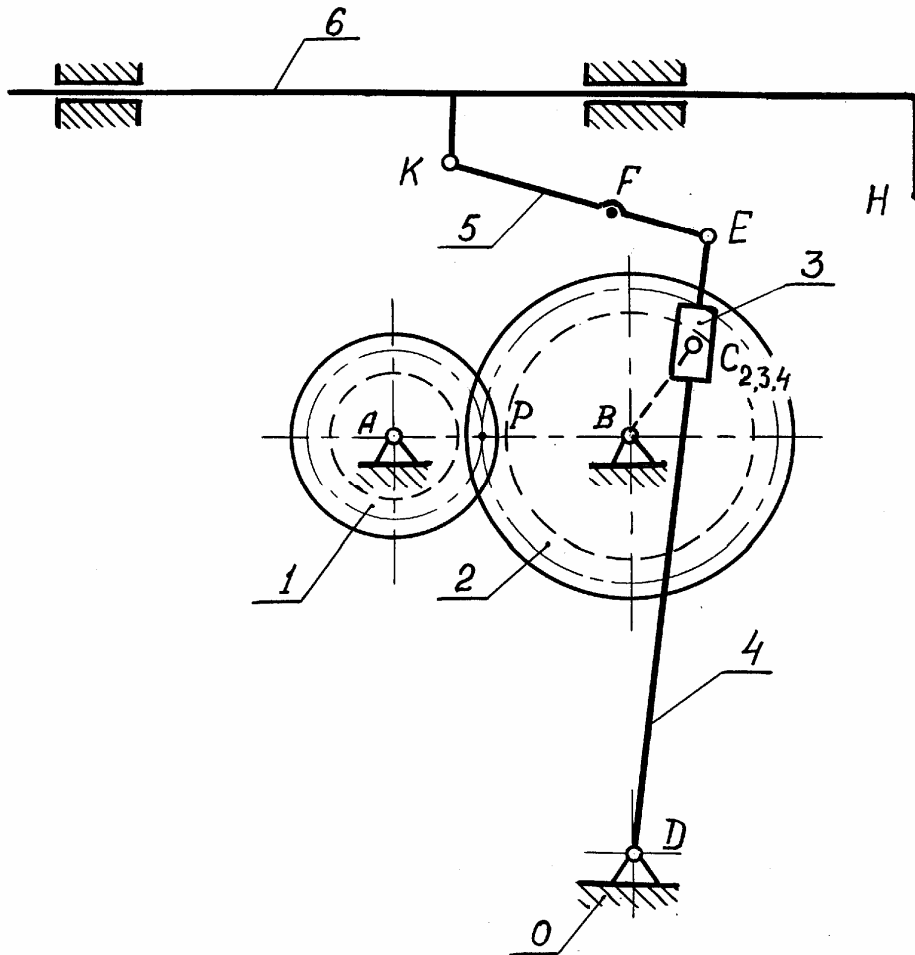


Рис. 1.1. Кинематическая схема строгального станка

При этом необходимо:

- определить число звеньев механизма и назвать каждое из них (например: звено 0 – стойка, звено 1 – кривошип, звено 2 – камень кулисы, звено 3 – кулиса и т. д.);
- определить число кинематических пар и дать их характеристику (например: стойка 0 – кривошип, 1 – вращательная кинематическая пара $V_{0,1}$ пятого класса и т. д.);
- выявить структурные группы (группы Ассура), входящие в состав механизма; привести схемы групп, назвать их, определить класс

группы, написать формулу строения (например: звено 2 – камень и 3 – кулиса образуют двухзвенную двухповодковую группу второго класса третьего вида с двумя внешними вращательными кинематическими парами $V_{1,2}$, $V_{0,3}$ и внутренней поступательной $П_{2,3}$ – группа Ассура 2–3 [$V_{1,2}$ – $П_{2,3}$ – $V_{3,0}$] и т. д.);

- определить степень подвижности механизма (по формуле П. Л. Чебышева);
- привести формулу строения механизма (в общем и развернутом виде).

Структурный анализ проводится в пояснительной записке и составляет 2–2,5 страницы формата А4. Для наглядности структурный анализ может быть выполнен в форме таблиц (см. табл. 1.1 и 1.2).

1.2. Кинематический анализ механизма

Задачами кинематического анализа механизма являются:

- определение положений механизма и траектории движения его отдельных точек;
- определение линейных скоростей и ускорений точек и угловых скоростей и ускорений звеньев.

В данном разделе необходимо:

1. Найти крайние (мертвые) положения механизма по рабочему¹ звену.
2. Построить траектории движения всех характерных точек механизма (шарниров, центров тяжести звеньев) не менее чем по 12 основным и необходимому числу дополнительных² положений механизма.

Примечания:

1. Схема механизма вычерчивается в масштабе ГОСТ 2.302–68 и Ст. СЭВ 1180–78 (1:1; 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10 и т. д.; или 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1 и т. д.).

2. Нумерацию положений следует вести от одного из крайних (мертвого) положений, соответствующего началу рабочего хода, приняв его за нулевое, и обозначить: A_0 , A_1 , A_2 и т. д., B_0 , B_1 , B_2 и т. д.

3. Высота букв и цифр основного шрифта – 5 мм для строчных, 7 мм – для прописных. Индексы и степени – 3,5 мм.

4. Основное положение механизма вычерчивается контурной линией S (0,6...1,5 мм); все остальные положения – линиями $S/2$... $S/3$ (в том числе и крайние положения механизма); траектории движения точек – сплошной тонкой линией $S/2$... $S/3$.

¹ Звено, к которому приложено производственное сопротивление.

² Под дополнительными понимают положения, определяющие какие-либо особенности механизма и не совпадающие с основными, например крайние (мертвые) положения, – положения, при которых скорости или ускорения имеют максимальные или минимальные значения, положения начала и конца приложения нагрузок и др.

Таблица 1.1

Структурный анализ механизма

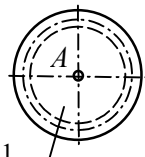
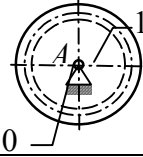
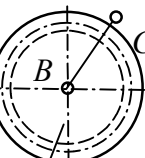
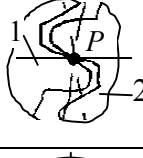
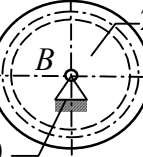
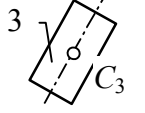
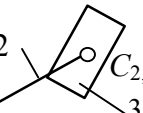
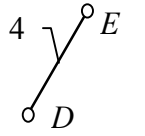
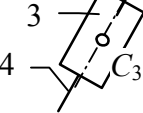
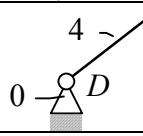
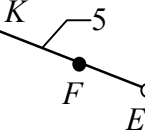
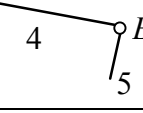
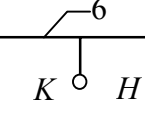
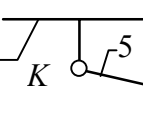
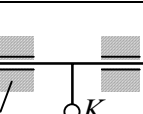
Подвижные звенья		Кинематические пары					
Схема	Название	Схема	Вид	Степ. подвижности	Символ	Класс пары	Высшая или низшая
	Шестерня – ведущее звено		Вращат.	1	$V_{0,1}$	P_5	Низш.
		Зубчатое колесо – кривошип		Вращательно-поступательная	2	$VP_{1,2}$	P_4
				Вращат.	1	$V_{0,2}$	P_5
	Камень кулисы		Вращат.	1	$V_{2,3}$	P_5	Низш.
		Коромысло-кулиса		Поступ.	1	$П_{3,4}$	P_5
				Вращат.	1	$V_{4,0}$	P_5
	Шатун		Вращат.	1	$V_{4,5}$	P_5	Низш.
		Ползун		Вращат.	1	$V_{5,6}$	P_5
				Поступ.	1	$П_{0,6}$	P_5
Число подвижных звеньев $n=6$		Число кинематических пар: всего – 9, из них пятого класса $P_5=8$, четвертого класса $P_4=1$					
Степень подвижности механизма $W=3n-2P_5-P_4=3\cdot 6-2\cdot 8-1=1$							
<i>Примечание:</i> пассивных звеньев и кинематических пар механизм не содержит							

Таблица 1.2

Структурный состав механизма

Начальный механизм и структурные группы (группы Ассура)					
Схема	Название, класс, порядок, вид	Число звеньев	Число кинематических пар		Формула строения
			Всего	поводковых	
	Начальный вращательный механизм I класса	1	1	–	$V_{0,1}$
	Однозвенная двухповодковая группа с высшей кинематической парой	1	2	2 ($VP_{1,2}; V_{0,2}$)	$[VP_{1,2} - V_{2,0}]$
	Двухзвенная двухповодковая группа II класса, 2 порядка, 3-го вида	2	3	2 ($V_{2,3}; V_{0,4}$)	$[V_{2,3} - P_{3,4} - V_{4,0}]$
	Двухзвенная двухповодковая группа II класса, 2 порядка, 2-го вида	2	3	2 ($V_{4,5}; P_{0,6}$)	$[V_{4,5} - V_{5,6} - P_{6,0}]$
<p>Начальных механизмов – 1. Структурных групп (групп Ассура) – 3, соединение групп – последовательное. Механизм второго класса. Формула строения: в общем виде – $1-[2]-[3-4]-[5-6]$; в развернутом – $V_{0,1}-[VP_{1,2}-V_{2,0}]-[V_{2,3}-P_{3,4}-V_{4,0}]-[V_{4,5}-V_{5,6}-P_{6,0}]$</p>					

3. Произвести кинематические исследования механизма методом планов.

Определить кинематические параметры (скорости, ускорения), найти численные значения линейных скоростей всех характерных точек механизма (кинематических пар, центров тяжести) и угловых скоростей всех звеньев для рассматриваемых положений, для чего – построить планы скоростей для двух положений механизма:

1-е положение – при рабочем ходе (примерно середина рабочего хода);

2-е положение – одно из крайних (мертвых) положений.

Построить планы ускорений (для тех же двух положений) и определить численные значения линейных ускорений всех характерных точек механизма и угловых ускорений всех звеньев для данных положений механизма.

Определить направления угловых скоростей и ускорений звеньев механизма, обозначив эти направления знаком плюс (+) или минус (–). За положительное направление угловой скорости и углового ускорения принять направление движения ведущего звена, и отрицательное – при противоположном движении.

Результаты по определению скоростей и ускорений могут быть сведены в таблицы (см. форму табл. 1.3 и 1.4)¹.

Примечание:

Масштабы планов скоростей и планов ускорений $\mu_v \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}}, \frac{\text{см/с}}{\text{мм}}, \frac{\text{мм/с}}{\text{мм}} \right)$ и $\mu_a \left(\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}, \frac{\text{см/с}^2}{\text{мм}}, \frac{\text{мм/с}^2}{\text{мм}} \right)$ следует выбирать из ряда: 1; 2; 4; 5; 10; 20; 25; 40; 50; (75); 100 и т. д.; или 0,5; 0,4; 0,25; 0,2; 0,1; 0,05; 0,01 и т. д.

4. Произвести кинематическое исследование методом графиков², для чего:

- Построить кинематические графики для рабочего звена механизма в виде

$$s=s(t), \quad v=v(t), \quad a=a(t),$$

где s, v, a – линейные перемещения, скорость и ускорение звена (точки) в функции времени t .

Если рабочее звено совершает вращательное (колебательное) движение, то, помимо линейных перемещений, скорости и ускорения для какой-либо точки, необходимо найти угловые перемещения φ , угловую скорость ω и угловое ускорение ε , т. е.

$$\varphi=\varphi(t), \quad \omega=\omega(t), \quad \varepsilon=\varepsilon(t).$$

¹ В таблицах обычно приводятся только изменяющиеся величины. Постоянные величины могут быть указаны в заголовке (например, ... $\omega_1=75 \text{ рад/с}=\text{const}$); в примечаниях указать, какие направления угловой скорости и ускорения приняты за положительные и отрицательные.

² Этот раздел может быть предложен отдельным студентам.

Таблица 1.3

Значения линейных скоростей точек и угловых скоростей звеньев механизма

Положение механизма	Отрезки на плане скоростей (мм)								Линейные скорости точек (м/с)								Угловые скорости звеньев (1/с)			
	$p_{\nu}a$	$p_{\nu}a$	$p_{\nu}a$...	ab	bc	V_A	V_B	V_C	...	$V_{B/A}$	$V_{C/B}$	ω_2	ω_3
0																				
1																				
...																				

Таблица 1.4

Значения линейных ускорений точек и угловых ускорений звеньев механизма

Положение механизма	Отрезки на плане ускорений (мм)								Линейные ускорения точек (м/с)								Угловые ускорения звеньев (1/с)			
	$p_a a$	$p_a a$...	$a_{B/A}^n$	$a_{B/A}^{\tau}$...	$a_{C/C1}^k$	$a_{C/C2}^r$	a_B	...	$a_{B/A}^n$	$a_{B/A}^{\tau}$	$a_{C/C1}^k$	$a_{C/C2}^r$	ε_2	ε_3
0																				
1																				
...																				

При построении этих графиков следует принимать такие масштабы, которые были бы удобными для пользования, например масштаб перемещения $\mu_s=1$ мм/мм, 2 мм/мм, 5 мм/мм, 10 мм/мм или 0,1 мм/мм, 0,5 мм/мм и т. д. При графическом дифференцировании для выполнения этого условия нужно, задавшись величиной масштаба (μ_v или μ_ω , μ_a или μ_ε), определить величину полюсного расстояния, а не наоборот, приняв величину полюсного расстояния, определять масштабы. В этом случае значения масштабов получаются неудобными для дальнейшего использования. Так, при масштабе перемещения $\mu_s=5$ мм/мм=0,005м/мм, масштабе времени $\mu_t=0,002$ с/мм, приняв полюсное расстояние $H_v=30$ мм, получим масштаб графика скорости

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_v} = \frac{0,005}{0,002 \cdot 30} = 0,083(3) \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Таким масштабом, конечно, пользоваться неудобно. Примем $\mu_v = 0,1 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$, тогда величина полюсного расстояния должна быть

$$H_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot \mu_v} = \frac{0,005}{0,002 \cdot 0,1} = 25 \text{ мм.}$$

- Определить из графиков численные значения скоростей и ускорений для данных положений механизма.

Примечание:

На графиках должна быть нанесена координатная сетка перемещений, скорости и ускорения, а также угла поворота кривошипа.

5. Сравнить результаты кинематического анализа методами планов и кинематических диаграмм (результаты привести в форме таблиц, расхождение результатов не должно превышать 3...4 % для скоростей и 7...8 % для ускорений).

Кинематический анализ выполняется совместно с силовым расчетом на одном листе формата А1 (лист 1 вклейки), если не проводится кинематическое исследование методом графиков (п. 4). В этом случае силовой расчет выполняется на отдельном формате. Пояснительная записка (формат А4) составляет примерно 15–18 страниц.

В гл. 4 рассмотрен пример построения планов скоростей и ускорений кулисного механизма.

1.3. Силовой расчет механизма

Целью силового расчета механизма является определение усилий в звеньях механизма, давлений (реакций) в кинематических парах, величины уравновешивающего момента, приложенного к ведущему звену.

В результате силового расчета можно определить коэффициент полезного действия механизма, а также мощность, необходимую для его привода.

Силовой расчет может быть выполнен различными методами.

В данной работе силовой расчет выполняется методом планов сил для одного положения рабочего хода, для которого определены ускорения (см. п. 3 разд. 1.2). При этом необходимо:

1. Определить силы, действующие на звенья механизма. При определении сил, кроме заданных сил (моментов) производственных сопротивлений, учесть силы тяжести, силы и моменты инерции звеньев. Силами трения в кинематических парах пренебречь.

Массы и моменты инерции звеньев, если они не заданы, определить на основании эмпирических зависимостей (с последующим округлением):

а) массу долбяков, резцовых призм поперечно-строгальных и долбежных станков, а также массу главных ползунов прессов определять по формуле

$$m = (30 \dots 60)S, \text{ кг},$$

где S – ход долбяка, м;

б) массу зубчатых колес – по формуле

$$m = 10^4 r^3, \text{ кг},$$

где r – радиус делительной окружности, м;

в) массу поршней в двигателях и компрессорах определить по формуле

$$m = (0,5 \dots 0,7)m_{\text{ш}}, \text{ кг},$$

где $m_{\text{ш}}$ – масса шатуна;

г) массу остальных звеньев – по формуле

$$m = kl, \text{ кг},$$

где $k = 8 \dots 12$ кг/м для шатунов, $k = 10 \dots 20$ кг/м для коромысел, $k = 20 \dots 30$ кг/м для кулис;

l – длина звена, м;

д) массой камня кулисы, а также ползунов, не являющихся рабочими звеньями, можно пренебречь;

е) моменты инерции зубчатых колес относительно оси вращения определить по формуле

$$J_0 = 0,5r^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где r – радиус делительной окружности, м;

m – масса колеса, кг;

ж) для остальных звеньев момент относительно оси, проходящей через центр тяжести S , определить по формуле

$$J_S = 0,1ml^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

(Для треугольников принять $l = 1,3$ длины наибольшей стороны);

з) центр тяжести звеньев S принять в центре тяжести фигур, их изображающих (за исключением случаев, когда они указаны в задании, – точки на звене).

Силы тяжести звеньев определяются по зависимости

$$F_g = gm, \text{ Н},$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

m – масса звена.

Сила приложена в центре тяжести звена S и направлена к центру Земли.

Как известно, на тело, движущееся с ускорением, действуют силы инерции F_i и моменты сил инерции M_i .

Главный вектор сил инерции $|F_i| = ma_S$ приложен в центре тяжести звена S и направлен противоположно его ускорению a_S .

Главный момент сил инерции $|M_i| = J\varepsilon$ направлен противоположно угловому ускорению звена ε .

Величины и направления линейных (a_S) и угловых (ε) ускорений определяются по планам ускорений.

Примечания:

1. Силами тяжести, силами и моментами инерции, составляющими в сумме менее 5 % от внешних сил и моментов, можно пренебречь.

2. Если силовой расчет выполнен на отдельном листе, то для большей точности и наглядности построения планов сил и рычага Н. Е. Жуковского рядом с положением механизма, для которого производится силовой расчет, вычертить планы скоростей и ускорений и диаграмму изменения сил (моментов) полезных сопротивлений с обязательной разметкой по оси абсцисс положений рабочего звена (линейного или углового перемещения).

В инженерных расчетах все физические величины принято выражать в международной системе единиц (СИ) с основными единицами – метр (длина), килограмм (масса) и секунда (время) и МКГСС. Основные физические величины в МКГСС и коэффициенты приведения их к единицам СИ даны в прил. I.

2. Определить реакции во всех кинематических парах механизма методом планов сил.

3. Определить величину уравновешивающей силы F_b (или уравновешивающего момента M_b) методом планов сил и на основании принципа возможных перемещений (рычагом Н. Е. Жуковского), результаты сравнить (расхождение не должно превышать 5...7 %).

Результаты определения реакций и уравновешивающей силы следует свести в таблицу по нижеприведенной форме (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Значения реакций в кинематических парах
и уравновешивающей силы

Поло- жение меха- низма	$F_{R0,1}$	$F_{R1,2}$	$F_{R2,3}$	$F_{R3,4}$	$F_b^{(пл)}$	$F_b^{ж}$	Расхождение результатов $\Delta F_b = \frac{F_b^{пл} - F_b^{ж}}{F_b^{пл}} \cdot 100 \%$
	Н Ъ Ю Т О Н								
4									
6									

4. Определить силы, моменты и мгновенные мощности трения в каждой кинематической паре и для всего механизма. Коэффициент трения скольжения можно принять в среднем $f=0,1$, коэффициент трения качения $k=0,01$ см, радиусы цапф определить по соотношениям: для кривошипов $r=(0,2 \dots 0,3)l$, причем верхний предел относится к коренным, нижний – к мотылевым шейкам; $r=(0,07 \dots 0,15)l$ – для шатунов коромысел, кулис. Здесь l – длина звена.

Примечания:

1. Должны быть определены размеры каждой цапфы (r_A, r_B, r_C и т. д.). Значения диаметров цапф округлить в соответствии с ГОСТ 6636–69.

2. При определении мощности трения во вращательных кинематических парах (не связанных со стойкой) обязательно показать определение относительной скорости. Например, мощность трения в кинематической паре $B_{4,5}$

$$P_{f4,5} = M_{f4,5} \cdot \omega_{4/5} = M_{f4,5} (\omega_4 - \omega_5) = 18,4 [24,3 - (-6,1)] \approx 560 \text{ Вт.}$$

5. Определить мгновенное значение коэффициента полезного действия (КПД) механизма для данного положения.

КПД механизма определяется по формуле

$$\eta = P_{nc} / (P_{nc} + \Sigma P_f),$$

где P_{nc} – мощность, которая идет на преодоление полезных (производительных) сопротивлений;

ΣP_f – суммарная мощность трения во всех кинематических парах.

Полезная мощность определяется по формуле

$$P_{nc} = FV \cos(\vec{F}, \vec{V})$$

или

$$P_{\text{пс}} = M\omega.$$

Здесь F и M – сила и момент полезного сопротивления;

V – скорость точки приложения силы F ;

(\bar{F}, \bar{V}) – угол между векторами силы F и скорости V точки приложения силы;

ω – угловая скорость звена, к которому приложен момент M .

В поступательных кинематических парах определяется сила трения

$$F_f = f F_R,$$

во вращательных кинематических парах определяется момент трения

$$F_f = f F_R r,$$

где F_R – реакция (давление) в кинематической паре;

f – коэффициент трения;

r – радиус цапфы.

Мощности, необходимые для преодоления трения в кинематических парах, определяются по формулам:

$$P_f = \vec{F}_f \cdot \vec{V}_r = f F_R V_r \quad \text{– для поступательных кинематических пар;}$$

$$P_f = M_f \cdot \omega_r = f F_R \omega_r r \quad \text{– для вращательных кинематических пар,}$$

где V_r и ω_r – относительные скорости.

Для ползуна, совершающего движение по неподвижной направляющей, V_r является абсолютной его скоростью. В кулисных механизмах V_r представляет скорость камня относительно подвижной направляющей (кулисы), которая определяется из плана скоростей. Для вращательных кинематических пар ω_r представляет алгебраическую разность угловых скоростей звеньев, образующих кинематическую пару. Например, для вращательной кинематической пары $B_{3,4}$ относительная скорость будет

$$\omega_r = \omega_{3/4} = \omega_3 - \omega_4,$$

где угловые скорости берутся со своим знаком.

Графическая часть силового расчета, как правило, выполняется на одном листе с кинематическим анализом и 7–8 страницах пояснительной записки, где обязательно приводятся схемы групп Ассур и начального механизма с расстановкой всех учитываемых сил, моментов, реакций в кинематических парах, плеч действия сил и их размеров со ссылкой на лист, уравнения для определения реакций во всех кинематических парах, их значения, а также рычаг Н. Е. Жуковского.

В гл. 5 приведены примеры силового расчета рычажных механизмов.

2. ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ.

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Целью данного раздела работы является приобретение навыков в подборе чисел зубьев зубчатого механизма, геометрического расчета зубчатого зацепления, кинематического исследования механизма.

По данным задания необходимо:

1. Произвести разбивку передаточного отношения (передаточного числа) по ступеням и подобрать числа зубьев зубчатых колес. Для планетарного механизма числа зубьев должны удовлетворять требуемому передаточному отношению, условию соосности, условию сборки, если число сателлитов больше одного; условию соседства, если число сателлитов больше двух (при условии равномерного их расположения относительно центральных колес). Размеры механизма должны быть минимальными.

При разбивке передаточного числа следует принимать:

– для рядовых механизмов с внешним зацеплением $U=2...3,5$; с внутренним зацеплением $U=4...5(6)$;

– для планетарных механизмов передаточные числа принимать в соответствии с рекомендациями, приведенными в гл. 6.

Число зубьев шестерни (меньшего колеса) для рядовой корригированной пары (нарезанной методом огибания со смещением режущего инструмента) принимать в пределах 10...15, для нулевых колес с профильным углом $\alpha=20^\circ$ и коэффициентом высоты головки $h_a^*=1$ число зубьев шестерни должно быть больше или равно 17. Наибольшее число зубьев цилиндрических колес 130...180 (иногда до 200).

Подбор чисел зубьев планетарных механизмов рассмотрен в гл. 6.

2. Определить основные геометрические параметры всех зубчатых колес. (Если число зубьев зубчатого колеса меньше Z_{\min} , то такое колесо должно быть нарезано со смещением режущего инструмента).

Геометрические расчеты производить с точностью до 0,001 мм.

Результаты расчета свести в общую таблицу по форме 2.1.

По данным этой таблицы на листе вычерчивается схема всего механизма в масштабе. Для планетарной части – в двух проекциях.

3. Провести кинематический анализ механизма – определить частоту вращения всех звеньев механизма аналитическим методом.

4. Провести полный геометрический расчет одного и того же внешнего эвольвентного зацепления зубчатых колес, нарезанных со смещением режущего инструмента (А) и без смещения (Б – нулевые колеса), не входящих в планетарный механизм. Коэффициенты смещения принимать из таблицы прил. II.

Результаты расчета геометрических параметров зубчатых колес свести в общую таблицу по форме 2.2.

Примечания:

1. Показатели зацепления изменяются тем существеннее, чем меньше число зубьев сопрягаемых зубчатых колес, что и должно в первую очередь учитываться при выборе зубчатой пары (см. п. 4). Число зубьев на шестерне рядовой пары внешнего зацепления принимать в пределах 10...15.

2. Для зубчатой пары, входящей в планетарный механизм, для сохранения условия соосности, если число зубьев на шестерне меньше минимального, коэффициент смещения принять $x_2 = -x_1$ – равносмещенное зацепление. Коэффициент смещения в этом случае можно подсчитать по формуле $x_1 = \frac{Z_{\min} - Z_1}{Z_{\min}} = \frac{17 - Z_1}{17}$. В остальных случаях зацепление принимать положительным неравносмещенным.

3. В прил. II приведена одна из таблиц выбора коэффициентов смещения. В прил. III приведена таблица значений эвольвентной функции ($\text{inv}\alpha$).

5. По данным расчета п. 4 провести профилирование зацеплений А и Б, при этом:

а) построить профили не меньше 3...4 зубьев на каждом колесе;
б) найти теоретические и действительные линии зацепления;
в) найти дуги зацепления (действительные);
г) найти и выделить рабочие участки профилей зубьев;
д) построить диаграммы удельного скольжения и удельного давления на профилях зубьев;

е) определить коэффициенты перекрытия графическим методом (результаты сравнить с коэффициентами перекрытия, полученными аналитическим расчетом);

ж) дать анализ по результатам профилирования скорректированного зацепления: качественную и количественную оценку изменения размеров и показателей зацепления, нарезанных со смещением (скорректированных) зубчатых колес, по сравнению с нескорректированными колесами нулевого зацепления.

6. Определить КПД всего механизма (КПД одной пары зубчатых колес принять 0,98).

Примечания:

1. Масштаб построения зацепления выбрать таким, чтобы высота зубьев была не менее 35...50 мм.

2. Зацепления, а также диаграммы удельного скольжения и удельного давления для обоих зацеплений должны быть построены в одинаковых масштабах, т. е. $\mu_{\lambda A} = \mu_{\lambda B}$, $\mu_{\gamma A} = \mu_{\gamma B}$, но совсем не обязательно, чтобы $\mu_{\lambda} = \mu_{\gamma}$.

3. На листе проставить основные геометрические размеры зубчатых колес (в буквенном и цифровом выражениях).

Объем графической работы по разд. 2.1 – 1 лист формата А1 (лист 2 вклейки); объем пояснительной записки составляет 8–9 страниц рукописного текста.

Таблица 2.1

Основные геометрические параметры зубчатых колес

№	Наименование	Обозначение, формула	Ступени			
			1		2 и т. д.	
			Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	Число зубьев	Z	x	x	x	x
2	Модуль зацепления по делительной окружности, мм	m	x		x	
3	Шаг зацепления по делительной окружности, мм	$p = \pi \cdot m$	x		x	
4	Диаметр делительной окружности, мм	$d = Z \cdot m$	x	x	x	x
5	Коэффициент смещения	x (выбирается)	x	x	x	x
6	Профильный угол инструмента, град	α	x		x	
7	Угол зацепления, град	α_w	x		x	
8	Межосевое расстояние, мм	$a_w = \frac{m(Z_2 \pm Z_1)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	x		x	
9	Диаметр начальной окружности, мм	$d_w = Z \cdot m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	x	x	x	x

По данным этой таблицы на листе выполняется схема механизма в масштабе.

Примечания:

1. Общие параметры, например 2, 3, 6, или параметры, относящиеся к зацеплению пары колес, например 7, 8, следует писать один раз, как показано в табл. 2.1.
2. Знак “+” в позиции 8 табл. 2.1 относится к внешнему, а знак “–” к внутреннему зацеплениям.

Таблица 2.2

Геометрические параметры внешнего эвольвентного зацепления
цилиндрических прямозубых зубчатых колес, нарезанных
инструментом реечного типа

Исходные данные					
Параметры			Обозначение	Величина	
Число зубьев		Шестерни ¹	Z_1		
		Колеса ¹	Z_2		
Модуль зацепления, мм			m		
Исходный контур по ГОСТ 13755–68		Угол профиля, град	α	20	
			h_a^*	1	
			C^*	0,25	
			ρ_f^*	0,4	
Коэффициент смещения [ссылка на источник]		А	X_1		
			X_2		
		Б	X_1		
			X_2		
Расчет					
№	Наименование параметра	Формула и вычисления		А	Б
1	2	3		4	5
1	Передаточное число	$U = Z_2 / Z_1$			
2	Эвольвентный угол в точке на делительной окружности, рад	$\text{inv } \alpha =$		$\text{tg } \alpha =$	
				$\text{cos } \alpha =$	
3	Эвольвентный угол в точке на начальной окружности, рад	$\text{inv } \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{Z_2 + Z_1} \text{tg } \alpha + \text{inv } \alpha$			$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha$
4	Угол зацепления ² , град	$\alpha_{wA} =$	$\frac{\text{tg } \alpha_w}{\text{cos } \alpha_w}$		
		$\alpha_{wB} =$			
5	Делительный шаг зубьев, мм	$p = \pi \cdot m$			
6	Основной шаг зубьев, мм	$p_b = p \cdot \text{cos } \alpha$			
7	Начальный шаг зубьев, мм	$p_w = p_b / \text{cos } \alpha_w$			
8	Межосевое расстояние, мм	$a_w = \frac{m(Z_2 + Z_1)}{2} \cdot \frac{\text{cos } \alpha}{\text{cos } \alpha_w}$			
9	Радиус делительной окружности, мм	$r_1 = 0,5Z_1 \cdot m =$			
		$r_2 = 0,5Z_2 \cdot m =$			

Продолжение табл. 2.2

1	2	3	4	5
10	Радиус основной окружности, мм	$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha =$		
		$r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha =$		
11	Радиус начальной окружности, мм	$r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w$		
		$r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w$		
12	Радиус окружности впадин, мм	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + C^* - x_1)$		
		$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + C^* - x_2)$		
13	Радиус окружности вершин, мм	$r_{a1} = a_w - r_{f2} - C^* m$		
		$r_{a2} = a_w - r_{f1} - C^* m$		
14	Угол профиля на окружности вершин, град	$\alpha_{a1} = \arccos(r_{b1}/r_{a1})$	$\frac{\quad}{\operatorname{tg} \alpha_{a1}}$	
		$\alpha_{a2} = \arccos(r_{b2}/r_{a2})$	$\frac{\quad}{\operatorname{tg} \alpha_{a2}}$	
15	Эвольвентный угол в точке на окружности вершин, град	$\operatorname{inv} \alpha_{a1}$		
		$\operatorname{inv} \alpha_{a2}$		
16	Толщина зуба по дуге делительной окружности, мм	$S_1 = m(0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha)$		
		$S_2 = m(0,5\pi + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha)$		
17	Толщина зуба по дуге основной окружности, мм	$S_{b1} = 2r_{b1}[(S_1/2r_1) + \operatorname{inv} \alpha]$		
		$S_{b2} = 2r_{b2}[(S_2/2r_2) + \operatorname{inv} \alpha]$		
18	Толщина зуба по дуге начальной окружности, мм	$S_{w1} = 2r_{w1}[(S_1/2r_1) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w]$		$S_{w1} = S_1$
		$S_{w2} = 2r_{w2}[(S_2/2r_2) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w]$		$S_{w2} = S_2$
19	Толщина зуба по дуге окружности вершин, мм	$S_{a1} = 2r_{a1}[(S_1/2r_1) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1}]$		
		$S_{a2} = 2r_{a2}[(S_2/2r_2) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2}]$		
20	Высота зуба, мм	$h = r_a - r_f$		
21	Глубина захода, мм	$h_3 = h - C^* m$		
22	Показатель заострения зуба	S_{a1}/m		
		S_{a2}/m		
23	Коэффициент воспринимаемого смещения	$Y = \frac{Z_2 + Z_1}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right)$		0
24	Воспринимаемое смещение	$Y_m = Ym$		0
25	Коэффициент уравнивающего смещения	$\Delta Y = X_1 + X_2 - Y$		0
26	Радиус кривизны переходной кривой, мм	$\rho_f = \rho_f^* \cdot m$		

Окончание табл. 2.2

1	2	3	4	5
27	Радиальный зазор, мм	$C=C^*m$		
28	аналитически	$\varepsilon = \frac{Z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{2\pi} + \frac{Z_2(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{2\pi}$		
	по чертежу ³	$\varepsilon = L_{P_1P_2} / P_b$	$\frac{L_{P_1P_2}, \text{ мм}}{(L_{P_1P_2} - \text{длина активной части линии зацепления})}$	
<p>¹ Индексы зубчатых колес должны соответствовать схеме механизма. ² Определяется по таблице эвольвентной функции. ³ Длина активной части линии зацепления $L_{P_1P_2}$ определяется по чертежу (с учетом масштаба)</p>				

По данным этой таблицы выполнено профилирование зацеплений колес А и Б (см. лист 2 вклейки).

Примечание:

Для удобства расчетов и их проверки в формулы следует сделать подстановку значений.

Геометрический расчет внешнего эвольвентного зацепления, профилирование зубьев и анализ зацеплений подробно рассмотрены в гл. 8.

3. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Основная задача проектирования работоспособного кулачкового механизма (лист 3 вклейки) связана с определением основных геометрических размеров кулачковой шайбы и построением профиля, отвечающего заданному закону движения толкателя.

Если наименьший размер кулачковой шайбы вращающегося кулачка меньше допустимого, то произойдет заклинивание и кулачковый механизм будет неработоспособным.

В связи со сказанным в данном разделе необходимо:

1) определить наименьший размер кулачка, исходя из данного закона движения толкателя по углу поворота кулачка, заданного или выбранного угла передачи движения (или угла давления) и длине коромысла (для кулачкового механизма с коромысловым толкателем);

2) построить теоретический (центральной) профиль кулачка;

3) выбрать (определить) радиус ролика r_p и построить практический (действительный) профиль;

4) найти углы передачи движения для каждого положения и построить график;

5) произвести силовой расчет для одного положения (соответствующего середине хода подъема);

6) для 2–3 точек на участке подъема и опускания толкателя определить координаты профиля кулачка аналитически.

Основные сведения по кулачковым механизмам и подробный порядок и указания по выполнению работы рассмотрены в гл. 9.

Объем графической работы по разд. 3 – один лист формата А1 и 5–6 страниц пояснительной записки.

Краткие указания по составлению пояснительной записки приведены в гл. 10.

4. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА МЕТОДОМ ПЛАНОВ

Рассмотрим пример выполнения задания, порядок построения планов скоростей и ускорений, а также форму записей в пояснительной записке.

На рис. 4.1, *a* приведена схема шестизвенного рычажного механизма с качающейся кулисой, даны размеры звеньев и частота вращения ведущего звена.

Этот механизм состоит из начального механизма – кривошипа 1 с вращательной кинематической парой $B_{0,1}$ и двух последовательно присоединенных групп Ассура, содержащих звенья 2–3 и 4–5. В общем виде формулу строения механизма можно записать в такой форме:

$$1 - [2-3] - [4-5],$$

или в развернутом виде:

$$B_{0,1} - [B_{1,2} - B_{2,3} - B_{3,0}] - [B_{2,4} - \Pi_{4,5} - B_{5,0}].$$

Это механизм второго класса.

Для лучшего понимания характера абсолютного и относительного движения звеньев кулисной пары и правильного составления векторных уравнений при построении планов скоростей и ускорений рядом показаны (см. рис. 4.1, *б*): отдельно звено 2 с точкой F_2 , звено 4 – камень кулисы с точкой F_4 и звено 5 – кулиса с точкой F_5 (на механизме эти точки совпадают). Отдельно показаны соединения: звенья 2 и 4 образуют вращательную кинематическую пару $B_{2,4}$, следовательно, относительное движение этих звеньев может быть только вращательным, а звенья 4 и 5 входят в поступательную кинематическую пару $\Pi_{4,5}$ и относительное движение этих звеньев – поступательное.

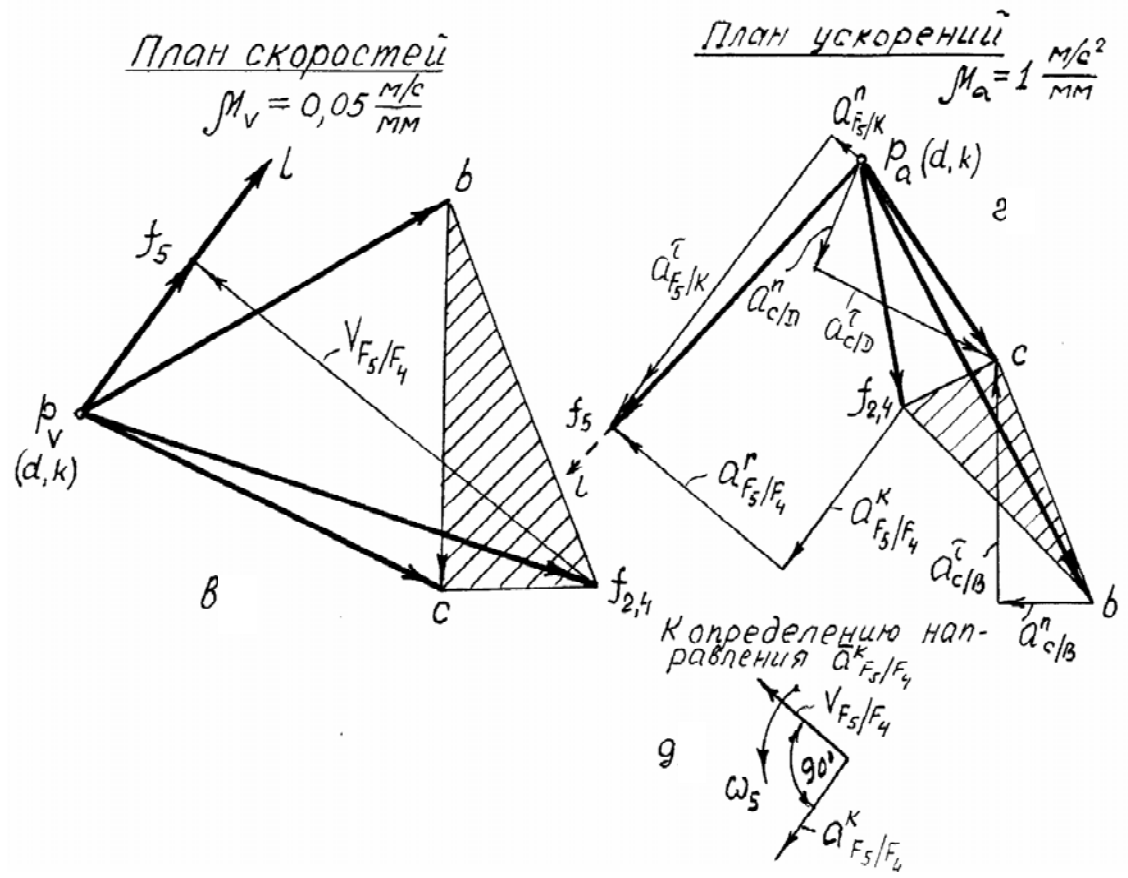
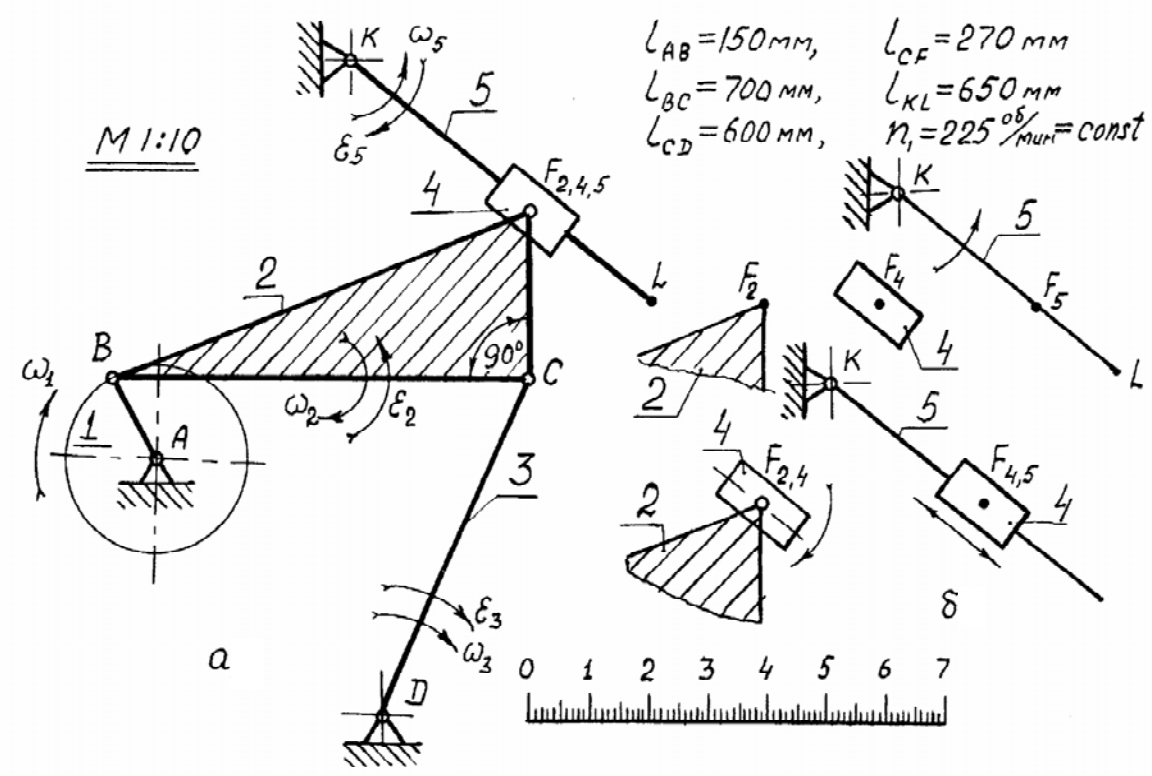


Рис. 4.1. Кинематическое исследование механизма методом планов: а – схема механизма; б – звенья; в – план скоростей; г – план ускорений; д – схема к определению направления кориолисова ускорения

4.1. К построению плана скоростей

Порядок построения плана скоростей можно свести к следующему:

1. Определим скорость ведущей точки механизма, т. е. точки звена, закон движения которого задан. В нашем случае это точка B звена 1:

$$V_B = \omega_1 \cdot L_{AB},$$

где

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 255}{30} = 23,56 \text{ 1/с.}$$

Подставив значения, получим

$$V_B = 23,56 \cdot 0,15 = 3,53 \text{ м/с.}$$

2. Примем масштаб построения плана скоростей $\mu_v = 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$.

(Масштаб определяется абсолютными значениями величин скорости, располагаемым форматом, и его следует выбирать из ряда предпочтительных значений: 1; 2; 2,5; 4; 5; 10 и т. д. или 0,1; 0,2 и т. д.).

Вектор скорости точки B

$$\bar{V} = \frac{V_B}{\mu_v} = \frac{3,53}{0,05} = 70,6 \text{ мм,}$$

он перпендикулярен кривошпицу AB и направлен в сторону вращения. (В дальнейшем будем записывать символом $\bar{V}_B \perp AB$).

Выбираем произвольную точку – полюс плана скоростей P_v (см. рис. 4.1, *в*) и откладываем отрезок $p_v b = 70,6$ мм. (Концы векторов удобно обозначать теми же, но малыми буквами, что и на механизме).

3. Скорость точки C . Точка C принадлежит звеньям 2 и 3 (см. рис. 4.1, *а*). Рассмотрим звено 2, тогда можно записать уравнение:

$$\bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{C/B}.$$

Здесь вектор относительной скорости $\bar{V}_{C/B} \perp CB$.

С другой стороны, рассматривая звено 3, следует, что $\bar{V}_C \perp CD$.

Из точки b плана проводим прямую, перпендикулярную BC , а из полюса – перпендикуляр CD и на пересечении получаем точку C . Отрезок bc представляет относительную скорость точки C относительно B . Направление этой скорости (согласно уравнению) от b к c .

Из плана получим:

$$V_C = p_v c \cdot \mu_v = 68 \cdot 0,05 = 3,4 \text{ м/с;}$$

$$V_{C/B} = cb \cdot \mu_v = 64 \cdot 0,05 = 3,2 \text{ м/с.}$$

4. Скорость точки F_2 . Скорость точки F_2 проще определить на основании свойства подобия: $\Delta b f_2 c$ на плане скоростей должен быть подобен $\Delta B F_2 C$ с сохранением того же порядка обхода букв (на плане

скоростей образуются фигуры, подобные и сходственно расположенные жестким звеньям механизма, но повернутые на 90° в сторону мгновенного вращения). Построив на стороне bc треугольник, подобный треугольнику на механизме с сохранением того же порядка обхода букв, получим точку f_2 . Соединив точку f_2 с полюсом, получим вектор скорости точки F_2 .

5. Скорость точки F_5 . Так как звенья 4 и 2 образуют вращательную кинематическую пару,

$$V_{F4} = V_{F2} = 4,6 \text{ м/с.}$$

6. Скорость точки F_5 . Рассматривая соединения звеньев 4 и 5, получим уравнение

$$\bar{V}_{F5} = \bar{V}_{F4} + \bar{V}_{F5/F4}.$$

Здесь $\bar{V}_{F5/F4} // KL$ (относительное движение – поступательное).

Рассматривая точку F_5 как принадлежащую звену 5, следует $\bar{V}_{F5} \perp KL$.

Построение: из конца вектора $f_{2,4}$ проводим вектор, перпендикулярный KL . На пересечении этих направлений получим точку f_5 .

7. Скорость точки L . Скорость точки L найдем на основании свойства подобия из пропорциональных отрезков

$$\frac{kl}{kf_5} = \frac{KL}{KF_5},$$

отсюда

$$kl = kf_5 \frac{KL}{KF_5} = 30 \cdot \frac{65}{40} = 49 \text{ мм.}$$

Из плана получим:

$$V_{F5} = p_v f_5 \cdot \mu_v = 30 \cdot 0,05 = 1,5 \text{ м/с;}$$

$$V_{F5/F4} = f_5 f_4 \cdot \mu_v = 86 \cdot 0,05 = 4,3 \text{ м/с;}$$

$$V_L = p_v l \cdot \mu_v = 49 \cdot 0,05 = 2,45 \text{ м/с.}$$

8. Определение угловых скоростей звеньев. Угловые скорости звеньев определяются из отношений:

$$\omega_2 = \frac{V_{C/B}}{l_{CB}} = \frac{3,2}{0,7} = 4,56 \text{ 1/с;}$$

$$\omega_3 = \frac{V_C}{l_{CD}} = \frac{V_{F5}}{l_{F5K}} = \frac{3,4}{0,6} = 5,66 \text{ 1/с;}$$

$$\omega_4 = \omega_5 = \frac{V_{F5}}{l_{F5K}} = \frac{1,5}{0,4} = 3,75 \text{ 1/с.}$$

Направления мгновенных угловых скоростей $\omega_2, \omega_3, \omega_{4,5}$ определяются направлениями линейных скоростей точки C относительно B , точки C относительно D и точки F_5 относительно K соответственно (на рис. 4.1, a показаны эти направления).

4.2. К построению плана ускорений

Построение плана ускорений ведут в том же порядке и последовательности, как и план скоростей.

1. Ускорение точки B звена 1. Так как $\omega_1 = \text{const}$, угловое ускорение $\varepsilon_1 = 0$ и тангенциальное ускорение $a_{B/A}^\tau = 0$. Следовательно, полное ускорение точки B будет равно нормальному ускорению, т. е.

$$a_B = a_{B/A}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 23,56 \cdot 0,15 = 83,2 \text{ м/с}^2.$$

Нормальное ускорение всегда направлено к центру вращения, в данном случае от B к точке A (будем в дальнейшем обозначать \overline{BA}), т. е. $a_{B/A}^n \parallel \overline{BA}$.

2. Примем масштаб плана ускорений $\mu_a = 1 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$, тогда вектор ускорения B определяется отрезком

$$\overline{a}_B = \frac{a_B}{\mu_a} = \frac{83,2}{1} = 83,2 \text{ мм.}$$

(На плане (см. рис. 4.1, z) – это отрезок $p_a b$, где p_a – полюс плана ускорений).

3. Ускорение точки C .

Рассмотрим звено 2, тогда можно написать уравнение

$$\overline{a}_C = \overline{a}_B + \overline{a}_{C/B} = \overline{a}_B + \overline{a}_{C/B}^n + \overline{a}_{C/B}^\tau.$$

Здесь a_B – переносное ускорение;

$a_{C/B}$ – относительное ускорение (вращательное движение).

Из анализа этого уравнения следует

$$a_{C/B}^n = \omega_2^2 \cdot l_{CB} = 4,56^2 \cdot 0,7 = 14,62 \text{ м/с}^2;$$

$$\overline{a}_{C/B}^n = \frac{a_{C/B}^n}{\mu_a} = \frac{14,62}{1} = 14,62 \text{ мм;}$$

$$\overline{a}_{C/B}^n \parallel \overrightarrow{CB}$$

(вектор параллелен CB и направлен от C к B).

Тангенциальное ускорение $\overline{a}_{C/B}^\tau \perp CB$ (вектор). Из конца вектора b откладываем отрезок $\overline{a}_{C/B}^n$ и из конца его проводим направление тан-

генциального ускорения $\bar{a}_{C/B}^\tau$. Уравнение не решено, т. к. неизвестна величина тангенциального ускорения.

Рассмотрим звено 3, тогда

$$\bar{a}_C = \bar{a}_D + \bar{a}_{C/D} = \bar{a}_D + \bar{a}_{C/D}^n + \bar{a}_{C/D}^\tau.$$

Здесь переносное ускорение $a_D = 0$ (точка D – неподвижна):

$$a_{C/D}^n = \omega_3^2 \cdot l_{CD} = 5,66^2 \cdot 0,6 = 19,26 \text{ мм},$$

$$\bar{a}_{C/D}^n = \frac{a_{C/D}^n}{\mu_a} = \frac{19,26}{1} = 19,26 \text{ мм},$$

$$\bar{a}_{C/D}^n \parallel \overrightarrow{CD}, \quad \bar{a}_{C/D}^\tau \perp \overrightarrow{CD}.$$

Из полюса откладываем вектор нормального ускорения $\bar{a}_{C/D}^n$, из конца его проводим направление тангенциального ускорения $\bar{a}_{C/D}^\tau$. На пересечении этого направления с направлением $\bar{a}_{C/D}^n$ получаем точку c . Соединив её с полюсом, получаем вектор полного ускорения точки C , а отрезок на плане cb представит относительное ускорение $a_{C/B}$.

Из плана находим:

$$a_C = p_a c \cdot \mu_a = 40 \cdot 1 = 40 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{C/B} = cb \cdot \mu_a = 43 \cdot 1 = 43 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{C/B}^\tau = \bar{a}_{C/B}^\tau \cdot \mu_a = 40 \cdot 1 = 40 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{C/D}^\tau = \bar{a}_{C/D}^\tau \cdot \mu_a = 34 \cdot 1 = 34 \text{ м/с}^2.$$

4. Ускорение точки F_2 . Ускорение точки F_2 , как и скорость, найдем на основании свойства подобия. На стороне cb плана ускорений построим фигуру (в данном случае – треугольник), подобную звену 2 на механизме, т. е. $\Delta bf_2c \sim \Delta BF_2C$ с тем же правилом обхода. Соединив точку f_2 с полюсом, получим вектор $p_a f_2$ полного ускорения точки F_2 .

Из плана получим:

$$a_{F_2} = p_a f_2 \cdot \mu_a = 41 \cdot 1 = 41 \text{ м/с}^2.$$

5. Ускорение точки F_4 . Звенья 2 и 4 образуют вращательную кинематическую пару, следовательно линейные ускорения этих точек будут равны, т. е.

$$a_{F_4} = a_{F_2} = 41 \text{ м/с}^2.$$

6. Ускорение точки F_5 . Звенья 4 и 5 образуют поступательную кинематическую пару. Звено 5 (кулиса) является подвижной направляющей для звена 4 (камня), тогда

$$\bar{a}_{F_5} = \bar{a}_{F_4} + \bar{a}_{F_5/F_4}^K + \bar{a}_{F_5/F_4}^r,$$

где

$$a_{F_5/F_4}^K = 2 \cdot \omega_5 \cdot V_{F_5/F_4} = 2 \cdot 3,75 \cdot 4,3 = 32,2 \text{ м/с}^2$$

– кориолисово ускорение.

Для определения направления этого ускорения нужно вектор относительной скорости V_{F_5/F_4} повернуть на 90° в сторону ω_5 (на рис. 4.1, δ показан фрагмент к определению направления кориолисова ускорения).

Ускорение a_{F_5/F_4} – это относительное ускорение в поступательном движении звеньев (его также называют *релятивным*), оно всегда направлено по кулисе (векторы \bar{a}^K и \bar{a}^r всегда перпендикулярны между собой).

Проводим из точки f_4 вектор \bar{a}_{F_5/F_4}^K в соответствии с его направлением. Из конца его проводим направление \bar{a}_{F_5/F_4}^r . Уравнение не решилось.

Для его решения рассмотрим звено 5. Тогда ускорение точки F_5 можно выразить уравнением

$$\bar{a}_{F_5} = \bar{a}_K + \bar{a}_{F_5/K} = \bar{a}_K + \bar{a}_{F_5/K}^n + \bar{a}_{F_5/K}^\tau$$

(здесь $a_K = 0$, точка K неподвижна),

$$a_{F_5/K}^n = \omega_5^2 \cdot l_{F_5K} = 3,75^2 \cdot 0,4 = 5,61 \text{ м/с}^2;$$

$$\bar{a}_{F_5/K}^n = \frac{a_{F_5/K}^n}{\mu_a} = \frac{5,61}{1} = 5,6 \text{ мм};$$

$$\bar{a}_{F_5/K}^n \parallel F_5K, \quad \bar{a}_{F_5/K}^\tau \perp F_5K.$$

Из полюса P_a откладываем вектор $\bar{a}_{F_5/K}^n$, а из конца его проводим направление $\bar{a}_{F_5/K}^\tau$. На пересечении $\bar{a}_{F_5/K}^\tau$ и \bar{a}_{F_5/F_4}^r получаем точку f_5 . Соединив её с полюсом, получим вектор полного ускорения точки F_5 . Из плана

$$a_{F_5} = p_a f_5 \cdot \mu_a = 61 \cdot 1 = 61 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{F_5/F_4}^r = \bar{a}_{F_5/F_4}^r \cdot \mu_a = 37 \cdot 1 = 37 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{F_5/K}^\tau = \bar{a}_{F_5/K}^\tau \cdot \mu_a = 60 \cdot 1 = 60 \text{ м/с}^2.$$

7. Ускорение точки L . Ускорение точки L найдем на основании свойства подобия из пропорциональности отрезков:

$$\frac{kl}{kf_5} = \frac{KL}{KF_5},$$

отсюда

$$kl = kf_5 \frac{KL}{KF_5} = 60 \cdot \frac{65}{40} = 97,5 \text{ мм.}$$

Ускорение точки L

$$a_L = kl \cdot \mu_a = 97,5 \cdot 1 = 97,5 \text{ м/с}^2 \quad (kl = p_a l).$$

8. Определение угловых ускорений звеньев. Угловые ускорения звеньев определяются из следующих отношений:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{C/B}^\tau}{l_{C/B}} = \frac{40}{0,7} = 57,1 \frac{1}{\text{с}^2},$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{C/B}^\tau}{l_{CB}} = \frac{34}{0,6} = 56,8 \frac{1}{\text{с}^2},$$

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \frac{a_{F_5/K}^\tau}{l_{F_5K}} = \frac{60}{0,4} = 150 \frac{1}{\text{с}^2}.$$

Направления угловых ускорений определяются направлениями соответствующих тангенциальных ускорений (показано на рис. 4.1, a).

Как следует из анализа, звено 3 движется ускоренно (направления угловой скорости и ускорения совпадают), звенья 2 и 5 движутся замедленно.

5. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В настоящем разделе дан общий порядок выполнения силового расчета рычажных механизмов методом *планов сил* и рассмотрены примеры силового расчета шестизвенного кулисного и других четырехзвенных механизмов (построения даны в общем виде).

Предполагается, что студент знаком с теоретическим материалом курса, касающегося структуры, кинематики и основ методов силового расчета, поэтому здесь доказательства не приводятся.

Как известно, структурная группа (группа Ассура) является статически определимой кинематической цепью. Силовой расчет для наиболее часто встречающихся групп рассмотрен в учебниках и учебных пособиях по теории механизмов и машин [1, 4, 7, 11, 12 и др.].

Целью силового расчета является определение усилий, действующих на звенья механизма (внешние силы), давлений (реакций) в кинематических парах (внутренние силы), определение уравнивающего момента (или силы), приложенного к начальному механизму, определение коэффициента полезного действия механизма.

Рассмотрим силовой расчет кулисно-рычажного механизма.

По заданным размерам в масштабе вычерчивается механизм (см. лист 1 вклейки).

Силовому расчету всегда предшествуют структурный и кинематический анализ.

Данный механизм содержит пять подвижных звеньев: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун, 4 – камень, 5 – кулиса – коромысло и семь кинематических пар пятого класса: пять вращательных – $V_{0,1}$, $V_{1,2}$, $V_{2,3}$, $V_{4,2}$, $V_{5,0}$ и две поступательные – $П_{3,0}$, $П_{4,5}$.

Начальный механизм с вращательной кинематической парой $V_{0,1}$ состоит из звена 1 и стойки 0.

Механизм содержит две структурные группы (группы Ассура) 2-го класса:

группа 2 – 3 [$V_{1,2}$ – $V_{2,3}$ – $П_{3,0}$] (второго вида);

группа 4 – 5 [$V_{2,4}$ – $П_{4,5}$ – $V_{5,0}$] (третьего вида).

Силовой расчет начинают с *последней* группы и заканчивают расчетом *начального* механизма. В данном примере силовой расчет должен быть проведен в такой последовательности: расчет группы 4-5, затем группы 2-3 и расчет начального механизма 1-0.

Рассмотрим порядок силового расчета без учета трения в кинематических парах¹.

¹ Кинематическое исследование рычажных механизмов рассмотрено в предыдущей главе, поэтому здесь построение планов скоростей и ускорений не приводится.

5.1. Силы, действующие на звенья механизма

Рабочим звеном данного механизма является звено 5, к которому приложено полезное (производственное) сопротивление M_5 , определяющееся из графика для данного положения механизма. Помимо заданного момента полезного сопротивления (или заданных сил), учтем силы тяжести, силы и моменты инерции звеньев.

Пусть массы звеньев будут m_1, m_2, m_3, m_5 . Массой камня кулисы m_4 пренебрегаем, т. к. она мала по сравнению с массами остальных звеньев¹.

Вес звеньев:

$$\begin{aligned} F_{G1} &= g \cdot m_1 = 9,81 \cdot m_1 \text{ Н}, & F_{G2} &= g \cdot m_2 = 9,81 \cdot m_2 \text{ Н}, \\ F_{G3} &= g \cdot m_3 = 9,81 \cdot m_3 \text{ Н}, & F_{G5} &= g \cdot m_5 = 9,81 \cdot m_5 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Силы инерции звеньев:

$$\begin{aligned} F_{i1} &= m_1 \cdot a_{S1} = \dots \text{ Н}, & F_{i2} &= m_2 \cdot a_{S2} = \dots \text{ Н}, \\ F_{i3} &= m_3 \cdot a_{S3} = \dots \text{ Н}, & F_{i5} &= m_5 \cdot a_{S5} = \dots \text{ Н}, \end{aligned}$$

где $a_{S1}, a_{S2}, a_{S3}, a_{S5}$ – ускорения центров масс, определяемые из плана ускорений.

Силы тяжести и силы инерции приложены в центрах масс звеньев, т. е. в точках S_1, S_2, S_3, S_5 . Силы тяжести всегда направлены к центру земли, т. е. вертикально вниз. Силы инерции направлены противоположно ускорениям центров масс (это *главные* векторы сил инерции). Поэтому для большей точности и наглядности на листе, где выполняется силовой расчет, следует привести планы скоростей и ускорений (см. лист 1 вклейки).

Главные моменты сил инерции определяются по формуле

$$M_i = J_S \cdot \varepsilon \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где J_S – момент инерции массы звена относительно оси, проходящей через центр масс, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

ε – угловое ускорение звена, определенное ранее из кинематического исследования, $1/\text{с}^2$.

В рассматриваемом примере $M_{i1} = 0$, т. к. при $\omega_1 = \text{const}$ $\varepsilon_1 = 0$, а также $M_{i3} = 0$ – поступательное движение звена 3 ($\varepsilon_3 = 0$), остальные:

$$\begin{aligned} M_{i2} &= J_{S2} \cdot \varepsilon_2 \text{ Н}\cdot\text{м}, \\ M_{i5} &= J_{S5} \cdot \varepsilon_5 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Моменты сил инерции направлены противоположно угловым ускорениям.

Порядок силового расчета методом планов сил можно свести к следующему:

¹ Массы и моменты инерции звеньев, если они не заданы, определяются по эмпирическим зависимостям (с округлениями), приведенными в разд. 1.3 настоящего пособия.

1. Вычерчивается в масштабе группа Ассур в положении, для которого выполняется силовой расчет.

2. Расставляются учитываемые при силовом расчете *внешние* силы и моменты, действующие на звенья группы.

3. Расставляются неизвестные реакции во *внешних* кинематических парах.

4. Составляется уравнение равновесия *группы* в форме сил, после анализа которого, а в некоторых случаях дополнительного нахождения составляющих реакций, строится план сил.

5.2. Силовой расчет группы 4–5 [В_{2,4} – П_{4,5} – В_{5,0}]

К звеньям группы приложены:

$M_5 = \dots$ Н·м – момент производственного сопротивления;

$M_{i5} = \dots$ Н·м – момент сил инерции звена 5;

$F_{i5} = \dots$ Н – сила инерции звена 5;

$F_{G5} = \dots$ Н – сила тяжести звена 5;

$F_{R2,4}$ и $F_{R0,5}$ – реакции во внешних кинематических парах (рис. 5.1).

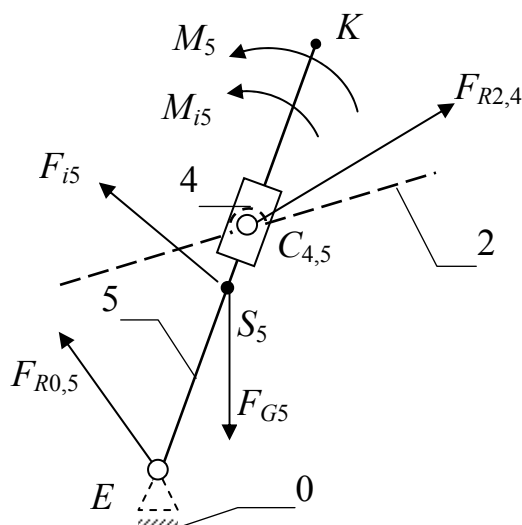


Рис. 5.1. Схема нагружения группы 4 – 5

Так как внешние кинематические пары вращательные, то реакции будут проходить через центры шарниров C и E . (Это один из параметров реакции как силы, два же других – модуль и направление – неизвестны и подлежат определению).

Уравнение равновесия группы в форме сил записываем:

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{R2,4} + \bar{F}_{G5} + \bar{F}_{i5} + \bar{F}_{R0,5} = 0. \quad (5.1)$$

Примечание:

При составлении уравнения равновесия в форме сил рекомендуется придерживаться следующего правила:

1. Начинать уравнение и заканчивать уравнение – неизвестными реакциями.
2. Записать силы, действующие на одно звено, а затем – на другое.

Так как $F_{R2,4}$ и $F_{R0,5}$ неизвестны ни по величине, ни по направлению, поступим следующим образом.

Рассмотрим отдельно взятое звено 4 (камень кулисы).

На него действуют две силы: реакция со стороны звена 2 – $F_{R2,4}$ и со стороны звена 5 – $F_{R5,4}$. Реакция $F_{R2,4}$ во вращательной кинематической паре проходит через центр шарнира C_4 (давление второго звена на четвертое). Реакция $F_{R5,4}$ в поступательной кинематической паре (давление пятого на четвертое) перпендикулярна направляющей (рис. 5.2, а). Звено 4 находится в равновесии под действием двух сил – это означает, что силы равны по величине, противоположны по направлению и проходят через одну и ту же точку, т. е. $F_{R2,4} = -F_{R5,4}$, приложены к точке C_4 и перпендикулярны звену 5 (рис. 5.2, б).

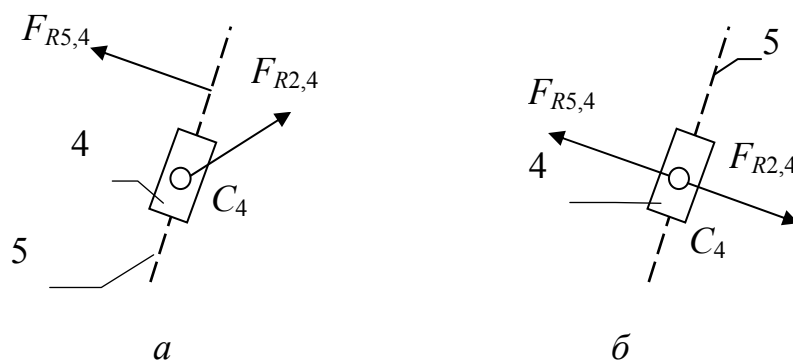


Рис. 5.2. Силовые факторы, действующие на камень кулисы

Теперь рассмотрим звено 5 (см. рис. 5.3). В точке C_5 звена будет приложена реакция $F_{R4,5}$, перпендикулярная к звену ($F_{R4,5} = -F_{R5,4}$), которую найдем из уравнения равновесия звена 5:

$$M_E = M_5 + M_{i5} - F_{R4,5} \cdot l_{CE} - F_{G5} \cdot h_1 + F_{i5} \cdot h_2 = 0, \quad (5.2)$$

отсюда

$$F_{R4,5} = \frac{M_5 + M_{i5} - F_{G5} \cdot h_1 + F_{i5} \cdot h_2}{l_{CE}}. \quad (5.3)$$

Здесь l_{CE} – действительное расстояние от C до E ;

h_1, h_2 – плечи сил, определяются по чертежу с учетом масштаба

$$(h_1 = \bar{h}_1 \cdot \mu_l; \quad h_2 = \bar{h}_2 \cdot \mu_l).$$

Если при решении уравнения (5.3) $F_{R4,5}$ получится отрицательной, следовательно, её направление противоположно.

Так как $F_{R4,5} = -F_{R5,4}$, а $F_{R5,4} = -F_{R2,4}$, то $F_{R4,5} = F_{R2,4}$.

На основании уравнения (5.1) строится план сил группы 4–5 (рис. 5.4) в масштабе $\mu_F = \dots \text{Н/мм}$.

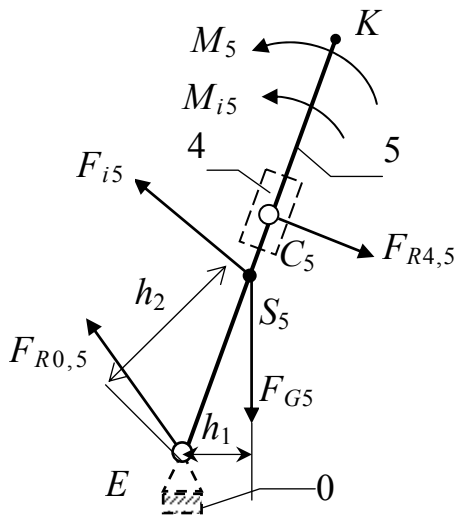


Рис. 5.3. Схема нагружения звена 5

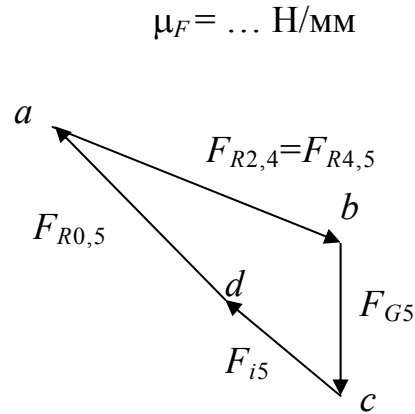


Рис. 5.4. План сил группы 4–5

Из плана сил найдем: $F_{R0,5} = -\bar{F}_{R0,5} \cdot \mu_F = \dots \text{Н}$.

Примечание:

Силовой расчет этой группы можно выполнить и по-другому. Разложить реакцию $F_{R0,5}$ на составляющие, направленные по звену $F_{R0,5}^n$ и перпендикулярно ему $F_{R0,5}^\tau$, т. е. $\bar{F}_{R0,5} = \bar{F}_{R0,5}^n + \bar{F}_{R0,5}^\tau$. Тогда уравнение (5.1) примет вид

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{R2,4} + \bar{F}_{G5} + \bar{F}_{i5} + \bar{F}_{R0,5}^\tau + \bar{F}_{R0,5}^n = 0. \quad (5.4)$$

Тангенциальная составляющая $F_{R0,5}^\tau$ определяется из уравнения моментов относительно точки C. Зная направление реакции $F_{R2,4}$, как было доказано выше, на основании уравнения (5.4) строится план сил, из которого определится реакция $F_{R0,5}$ и $F_{R2,4}$.

5.3. Силовой расчет группы 2–3 [В_{1,2} – В_{2,3} – П_{3,0}]

На рис. 5.5 представлена группа Ассура 2–3. К звеньям группы приложены:

- $F_{i2} = \dots \text{Н}$ – сила инерции звена 2;
- $F_{G2} = \dots \text{Н}$ – сила тяжести звена 2;
- $F_{R4,2} = \dots \text{Н}$ – давление в кинематической паре от звена 4;
- $M_{i2} = \dots \text{Н}\cdot\text{м}$ – момент сил инерции звена 2;
- $F_{G3} = \dots \text{Н}$ – вес звена 3;
- $F_{i3} = \dots \text{Н}$ – сила инерции звена 3.

Это внешние силовые факторы, известные по величине, по направлению и точкам приложения (для сил). Внешней силой для этой группы будет теперь $F_{R4,2}$ – реакция в кинематической паре $B_{4,2}$, найденная при расчете предыдущей группы.

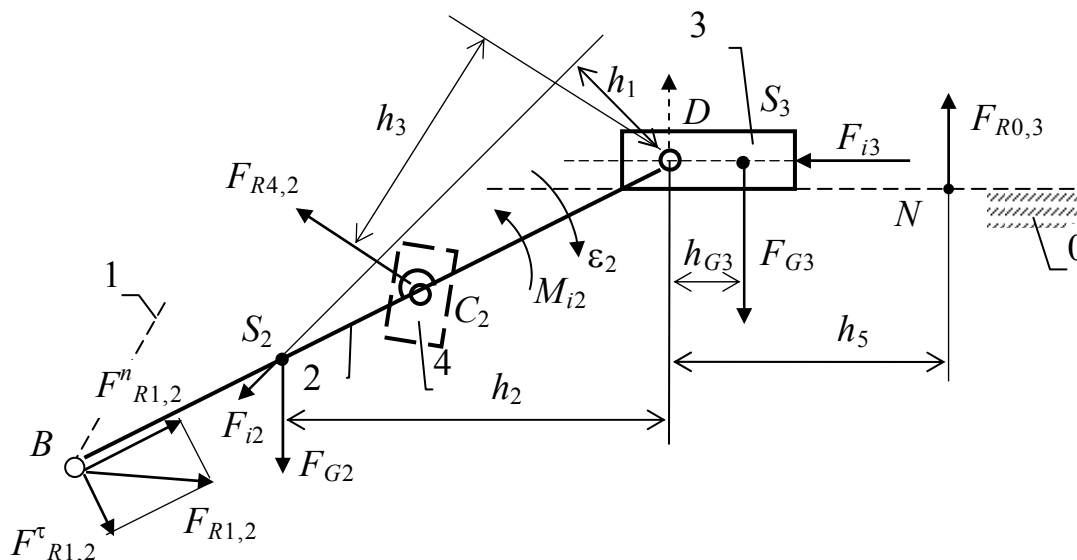


Рис. 5.5. Схема нагружения группы 2–3

Проставим неизвестные реакции во *внешних* кинематических парах: $F_{R1,2}$ проходит через центр шарнира B (направление неизвестно) и $F_{R0,3}$ перпендикулярна направляющей (точка приложения N неизвестна).

Уравнение равновесия группы 2–3 в форме сил

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{R1,2} + \bar{F}_{i2} + \bar{F}_{G2} + \bar{F}_{R4,2} + \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{i3} + \bar{F}_{R0,3} = 0. \quad (5.5)$$

Разложим реакцию $F_{R1,2}$ на составляющие, направленные вдоль звена ($F_{R1,2}^n$) и перпендикулярно ему ($F_{R1,2}^tau$), т. е.

$$\bar{F}_{R1,2} = \bar{F}_{R1,2}^n + \bar{F}_{R1,2}^tau. \quad (5.6)$$

Тогда уравнение (5.5) примет вид

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{R1,2}^n + \bar{F}_{R1,2}^tau + \bar{F}_{i2} + \bar{F}_{G2} + \bar{F}_{R4,2} + \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{i3} + \bar{F}_{R0,3} = 0. \quad (5.7)$$

Реакцию $F_{R1,2}$ найдем из уравнения равновесия звена 2:

$$M_D = F_{R1,2}^tau \cdot l_{BD} + F_{i2} \cdot h_1 + F_{G2} \cdot h_2 - F_{R4,2} \cdot h_3 + M_{i2} = 0, \quad (5.8)$$

отсюда

$$F_{R1,2}^tau = \frac{-F_{i2} \cdot h_1 - F_{G2} \cdot h_2 + F_{R4,2} \cdot h_3 - M_{i2}}{l_{BD}}. \quad (5.9)$$

В соответствии с уравнением 5.7, учитывая направления $F_{R0,3}$ и $F_{R1,2}$ в выбранном масштабе μ_F (Н/мм), строим план сил (рис. 5.6). Точка a – начало построения плана, из которой откладывается вектор $F_{R1,2}^r$, затем F_{i2} , F_{G2} , $F_{R4,2}$, F_{G3} , F_{i3} . Из конца вектора F_{i3} проводим направление вектора $F_{R0,3}$, а из точки a проводим направление вектора $F_{R1,2}^n$. Так как $\Sigma F=0$, многоугольник сил должен быть замкнутым, точка h пересечения линий действия даст положение конца вектора $F_{R0,3}$ и определит величину вектора $F_{R1,2}^n$.

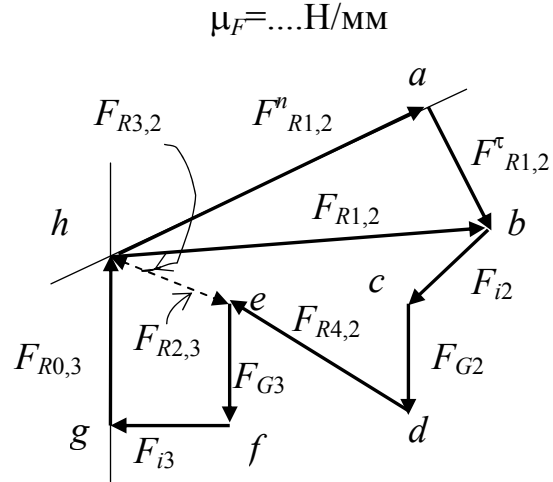


Рис. 5.6. План сил группы 2–3

Соединив точки h и b , получим полный вектор $F_{R1,2}$.

Из плана сил получим:

$$F_{R1,2} = \bar{F}_{R1,2} \cdot \mu_F = \bar{hb} \cdot \mu_F \quad \text{и} \quad F_{R0,3} = \bar{F}_{R0,3} \cdot \mu_F = \bar{gh} \cdot \mu_F.$$

Для определения реакции $F_{R2,3}$ или $F_{R3,2}$ во внутренней кинематической паре $B_{2,3}$ (шарнир D) составим уравнение равновесия звена 2. Со стороны звена 3 на звено 2 будет действовать сила $F_{R3,2}$, тогда

$$\Sigma \bar{F} = \bar{F}_{R1,2} + \bar{F}_{i2} + \bar{F}_{G2} + \bar{F}_{R4,2} + \bar{F}_{R3,2} = 0. \quad (5.10)$$

На плане сил это будет отрезок eh (рис. 5.6):

$$F_{R3,2} = \bar{eh} \cdot \mu_F = \dots \text{ Н.}$$

(Получим тот же результат, если рассмотреть звено 3:

$$\Sigma \bar{F} = \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{i3} + \bar{F}_{R0,3} + \bar{F}_{R3,2} = 0; \quad F_{R2,3} = -F_{R3,2}).$$

Таким образом, из плана сил найдены реакции во всех кинематических парах группы 2–3: $F_{R1,2}$, $F_{R2,3}$, $F_{R3,0}$.

Найдем точку приложения реакции $F_{R0,3}$ в поступательной кинематической паре $\Pi_{0,3}$, для чего составим уравнение равновесия звена 3 (ползуна) в форме моментов.

В данном случае силы F_{i3} , $F_{R2,3}$ проходят через центр шарнира D , тогда для звена 3 момент сил относительно точки D

$$M_D = F_{R0,3} \cdot h_5 - F_{G3} \cdot h_4 = 0, \quad (5.11)$$

отсюда

$$h_5 = \frac{F_{G3} \cdot h_4}{R_{0,3}} = \dots \text{ мм.} \quad (5.12)$$

Если $h_4 = 0$, то и $h_5 = 0$, т. е. векторы всех сил и давлений в кинематической паре будут проходить через одну и ту же точку – центр шарнира D .

5.4. Силовой расчет начального механизма 1 – 0

Начальным механизмом является кривошип 1, образующий со стойкой вращательную кинематическую пару $B_{0,1}$.

Как известно, силовой расчет в этом случае сводится к определению реакции в кинематической паре $F_{R0,1}$ и величины уравнивающей силы F_b либо уравнивающего момента M_b , что определяется схемой привода.

Определим уравнивающую силу F_b , приложенную по касательной к точке B . Схема действия сил показана на рис. 5.7, а.

К кривошипу 1 приложены силы:

$F_{R2,1} = \dots$ Н, реакция в шарнире B – давление со стороны звена 2, полученное из расчета предыдущей группы;

$F_{G2} = \dots$ Н, вес звена 1;

$F_{i1} = \dots$ Н – сила инерции звена 1.

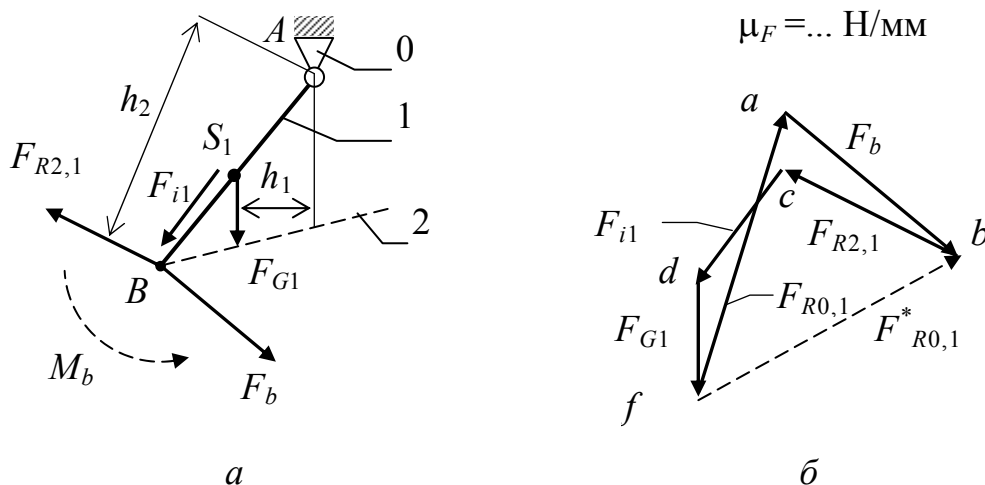


Рис. 5.7. Начальный механизм: а – схема; б – план сил

Пусть уравнивающая сила F_b приложена в точке B и линия действия её перпендикулярна кривошипу.

Уравнивающую силу найдем из уравнения моментов:

$$M_A = F_b \cdot AB + F_{G1} \cdot h_1 - F_{R2,1} \cdot h_2 = 0, \quad (5.13)$$

отсюда

$$F_b = \frac{-F_{G1} \cdot h_1 + F_{R2,1} \cdot h_2}{AB} = \dots \text{ Н.} \quad (5.14)$$

Здесь плечи сил h_1, h_2 определяются из чертежа.

Давление $F_{R0,1}$ в кинематической паре $B_{0,1}$ (в шарнире A) определим из условия равновесия звена 1:

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_b + \bar{F}_{R2,1} + \bar{F}_{i1} + \bar{F}_{G1} + \bar{F}_{R0,1} = 0. \quad (5.15)$$

Строим план сил (см. рис. 5.7, б, начало построения – точка a), отсюда найдем $F_{R0,1}$:

$$F_{R0,1} = \bar{f}a \cdot \mu_F = \dots \text{ Н.}$$

Если к начальному механизму будет приложен уравнивающий момент M_b (показан на рис. 5.7, a пунктиром), то его величина и направление так же определится из уравнения равновесия кривошипа:

$$M_A = M_b + F_{G1} \cdot h_1 - F_{R2,1} \cdot h_2 = 0, \quad (5.16)$$

отсюда

$$M_b = F_{R2,1} \cdot h_2 - F_{G1} \cdot h_1 = \dots \text{ Н.} \quad (5.17)$$

Здесь h_1, h_2 – с учетом масштаба!

Если после подстановки в уравнение (5.17) момент M_b получится отрицательным, следовательно, направление его будет противоположным.

Давление (реакция) в кинематической паре $F^*_{R0,1}$ в этом случае определится из уравнения:

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{R2,1} + \bar{F}_{i2} + \bar{F}_{G1} + \bar{F}^*_{R0,1} = 0. \quad (5.18)$$

Из плана сил найдем:

$$F^*_{R0,1} = \bar{f}b \cdot \mu_F = \dots \text{ Н.}$$

Как видно, величина давления в шарнире A может существенно отличаться, а от этого будут зависеть размеры цапф (подшипников). Если вал кривошипа получает вращение через соединительную муфту, то к нему будет приложен момент и при силовом расчете следует определять величину уравнивающего момента M_b . Если вал кривошипа получает вращение через зубчатое зацепление, то в этом случае на кривошип будет действовать уравнивающая сила F_b , приложенная в полюсе зацепления, и будет направлена по линии зацепления. При передаче вращения посредством цепной или ременной передачи уравнивающая сила будет направлена по ветви цепи или ремня.

Из сравнения уравнений (5.13) и (5.16) следует, что

$$M_b = F_b \cdot l_{AB},$$

т. е. определив F_b , при необходимости можно найти M_b , и наоборот:

$$F_b = \frac{M_b}{l_{AB}}.$$

5.5. Определение величины уравновешивающей силы методом рычага Н. Е. Жуковского

Этот метод позволяет определить величину уравновешивающей силы без определения реакций в кинематических парах, т. е. без выполнения силового расчета групп Ассура.

Рычаг Жуковского представляет повернутый на 90° план скоростей, принимаемый как твердое тело, с неподвижной точкой в полюсе, к концам векторов одноименных точек которого приложены внешние силы, в том числе уравновешивающая сила. Из условия равновесия этого рычага и определяется величина уравновешивающей силы.

На рис. 5.8 показан повернутый на 90° план скоростей с приложенными к концам соответствующих векторов внешними силами.

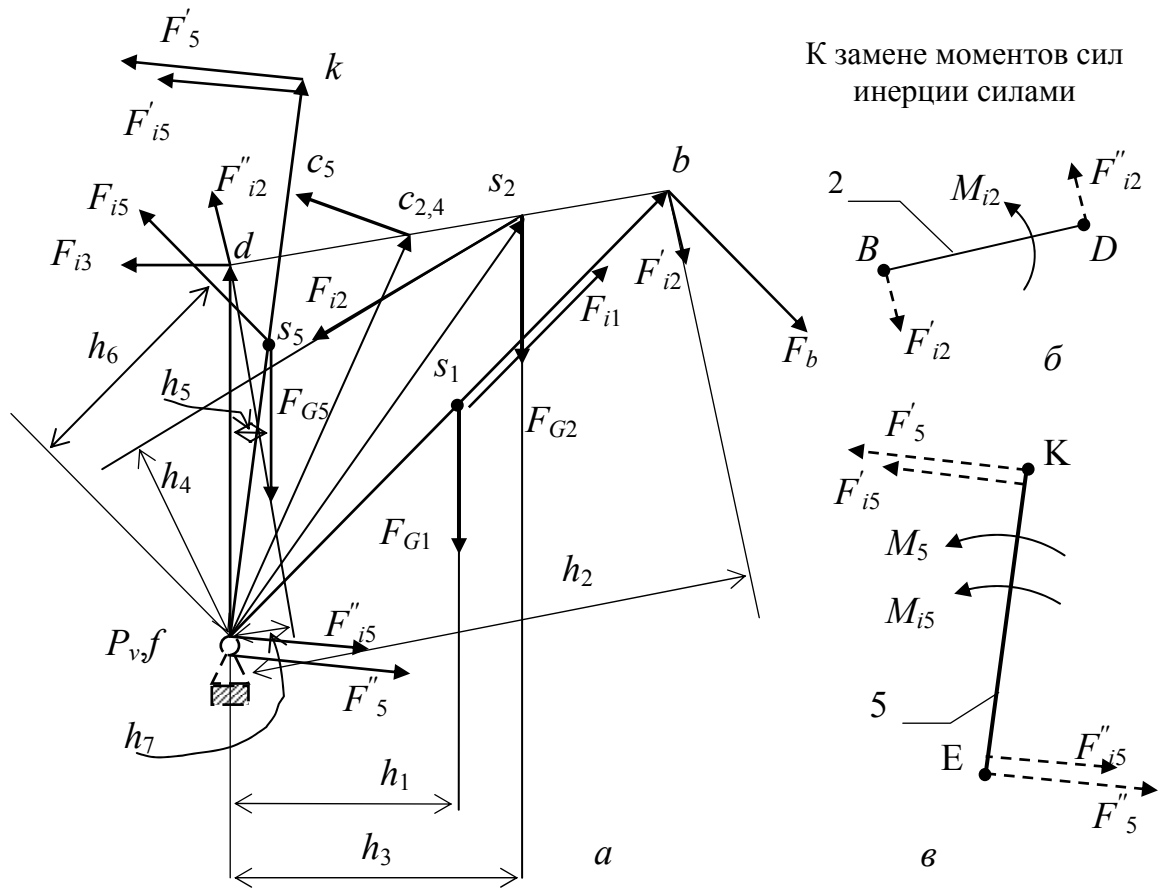


Рис. 5.8. Рычаг Жуковского

Момент сопротивления M_5 , а также моменты сил инерции M_{i5} и M_{i2} звеньев 5 и 2 на рычаге Жуковского заменены парами сил $F'_5 = -F''_5$, $F'_{i5} = -F''_{i5}$, приложенными в точках K и E , перпендикулярными звену 5, и силами $F'_{i2} = -F''_{i2}$, приложенными в точках B и D перпен-

дикулярно звену 2 (см. рис. 5.8, б, в). Значения этих сил определяются из выражений:

$$F'_5 = F''_5 = \frac{M_5}{l_{KF}}, \quad (5.19)$$

$$F'_{i5} = F''_{i5} = \frac{M_{i5}}{l_{KF}}, \quad (5.20)$$

$$F'_{i2} = F''_{i2} = \frac{M_{i2}}{l_{BD}}. \quad (5.21)$$

Принимая повернутый на 90° план скоростей как твердое тело (рычаг) напишем уравнение равновесия:

$$M_{P_v} = F_b \cdot p_v b - F_{G1} \cdot h_1 - F'_{i2} \cdot h_2 - F_{G2} \cdot h_3 + F_{i2} \cdot h_4 - F_{G5} \cdot h_5 + \\ + F_{i5} \cdot h_6 + (F'_5 + F'_{i5}) \cdot kf + F_{i2} \cdot h_7 + F_{i3} \cdot df = 0. \quad (5.22)$$

Из этого уравнения и определится уравновешивающая сила F_b . (Заметим, что “плечи” сил $P_v b$, kf , df , h_1 , h_2 , ... определяются непосредственно по чертежу).

Расхождения в значениях величины уравновешивающей силы, полученных из плана сил и рычага Жуковского, определяемые по формуле

$$\Delta F_b = \frac{F_b^{\text{пл}} - F_b^{\text{жк}}}{F_b^{\text{пл}}} \cdot 100 \% \quad (5.23)$$

обычно не превышают 5...7 %.

Результаты определения реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы удобно свести в таблицу, форма которой приведена в гл. 1 (см. табл. 1.5).

5.6. Определение величины КПД механизма

Коэффициент полезного действия является показателем степени совершенства механизма.

Мгновенное значение КПД механизма, как уже было приведено ранее, определится по формуле

$$\eta = \frac{P_{\text{пс}}}{P_{\text{пс}} + \sum P_f}, \quad (5.24)$$

где $P_{\text{пс}} = M_5 \cdot \omega_5 = \dots$ Вт – мощность, затрачиваемая на преодоление производственного (полезного) сопротивления (M_5 – момент полезного сопротивления, Н·м; ω_5 – угловая скорость, 1/с);

$\sum P_f$ – суммарная мощность, затрачиваемая на преодоление трения во всех кинематических парах (“вредные” сопротивления).

Найдем моменты трения во вращательных и силы трения в поступательных кинематических парах.

Пусть радиусы цапф вращательных кинематических пар будут¹: r_A, r_B, r_C, r_D, r_F и f – коэффициент трения в кинематических парах (в общем случае он может быть для каждой кинематической пары разным), тогда

$$\left. \begin{aligned} M_{f0,1} &= F_{R0,1} \cdot f_A \cdot r_A = \dots \text{Н} \cdot \text{м}, \\ M_{f1,2} &= F_{R1,2} \cdot f_B \cdot r_B = \dots \text{Н} \cdot \text{м}, \\ M_{f2,3} &= F_{R2,3} \cdot f_D \cdot r_D = \dots \text{Н} \cdot \text{м}, \\ M_{f2,4} &= F_{R2,4} \cdot f_C \cdot r_C = \dots \text{Н} \cdot \text{м}, \\ M_{f5,0} &= F_{R5,0} \cdot f_F \cdot r_F = \dots \text{Н} \cdot \text{м}, \\ F_{f3,0} &= F_{R3,0} \cdot f_{3,0} = \dots \text{Н}, \\ F_{f4,5} &= F_{R4,5} \cdot f_{4,5} = \dots \text{Н}, \end{aligned} \right\} \quad (5.25)$$

мощности трения в кинематических парах будут:

$$\left. \begin{aligned} P_{f0,1} &= M_{f0,1} \cdot \omega_1 = \dots \text{Вт}, \\ P_{f1,2} &= M_{f1,2} \cdot \omega_{1/2} = M_{f1,2} \cdot (\omega_1 - \omega_2) = \dots \text{Вт}, \\ P_{f2,3} &= M_{f2,3} \cdot \omega_2 = \dots \text{Вт}, \\ P_{f2,4} &= M_{f2,4} \cdot \omega_{2/4} = M_{f2,4} \cdot (\omega_2 - \omega_4) = \dots \text{Вт}, \\ P_{f5,0} &= M_{f5,0} \cdot \omega_5 = \dots \text{Вт}, \\ P_{f3,0} &= F_{f3,0} \cdot V_D = \dots \text{Вт}, \\ P_{f4,5} &= F_{f4,5} \cdot V_{C_4/C_5} = \dots \text{Вт}. \end{aligned} \right\} \quad (5.26)$$

Суммарная мощность трения

$$\sum P_f = P_{f0,1} + P_{f1,2} + P_{f2,3} + P_{f2,4} + P_{f5,0} + P_{f3,0} + P_{f4,5}. \quad (5.27)$$

Подставив значения $P_{\text{пс}}$ и $\sum P_f$ в уравнение (5.24), получим значение КПД для данного положения механизма (мгновенное).

Следует отметить, что относительная угловая скорость, например $\omega_{1/2}$, $\omega_{2/4}$, есть *алгебраическая* разность угловых скоростей, поэтому в формулу подставляются угловые скорости с учетом знака, т. е. с учетом направления вращения. Суммировать же мощности трения следует как скалярные величины, т. е. без учета знака.

На этом заканчивается силовой расчет механизма.

¹ Радиусы каждой вращательной кинематической пары должны быть определены прежде по эмпирическим зависимостям (с округлениями), приведенным в разд. 1.3, там же приведены значения коэффициентов трения.

5.7. Примеры силового расчета

1. Кривошипно-шатунный механизм.

Требуется определить реакции во всех кинематических парах и величину уравновешивающей силы кривошипно-шатунного механизма (рис. 5.9). F_3 – сила полезного сопротивления, приложенная к звену 3.

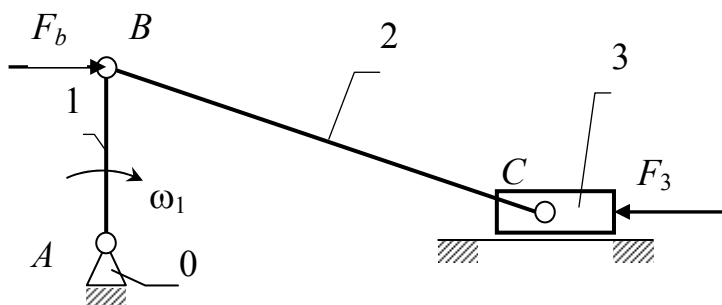


Рис. 5.9. Схема механизма

Пусть вес звеньев и силы инерции пренебрежимо малы по сравнению с внешней силой F_3 .

При решении этих примеров соблюдаем порядок, указанный ранее. Данный механизм состоит из начального механизма (кривошипа 1 и стойки 0) и группы Ассур (2–3) второго класса второго вида с двумя вращательными и одной внешней поступательной кинематической парой.

1. Вычерчиваем группу 2–3 в масштабе (см. рис. 5.10, а).

2. Расставляем неизвестные реакции во *внешних* кинематических парах: $F_{R1,2}$ – известна точка приложения – центр шарнира B ; $F_{R0,3}$ – известна по направлению – перпендикулярна к направляющей α – α .

3. Составляем уравнение равновесия группы в форме сил:

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{R1,2} + \bar{F}_3 + \bar{F}_{R0,3} = 0. \quad (5.28)$$

Разложим реакции в шарнире B на составляющие:

$$\bar{F}_{R1,2} = \bar{F}_{R1,2}^n + \bar{F}_{R1,2}^\tau. \quad (5.29)$$

$\bar{F}_{F1,2}^\tau$ найдем из уравнения равновесия звена 2:

$$M_C = F_{R1,2}^\tau \cdot l_{BC} = 0. \quad (5.30)$$

Следовательно, $F_{F1,2}^\tau = 0$ и $F_{R1,2} = F_{R1,2}^n$.

В соответствии с уравнением (5.28) строим план сил группы (см. рис. 5.10, б). Из точки a (начало плана) откладываем вектор F_3 , из конца этого вектора проводим направление вектора $F_{R0,3}$, а из точки a плана проводим направление вектора $F_{R1,2}^n \parallel BC$. Эти направления пере-

секаются в точке C (многоугольник сил должен быть замкнутым). Из плана находим:

$$F_{R0,3} = \overline{bc} \cdot \mu_F = \dots \text{ Н}, \quad (5.31)$$

$$F_{R1,2} = F_{R1,2}^n = \overline{ac} \cdot \mu_F = \dots \text{ Н}. \quad (5.32)$$

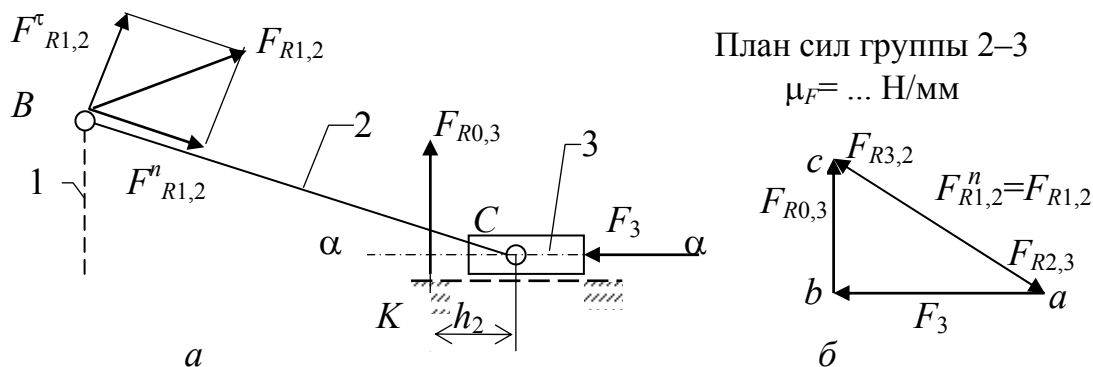


Рис. 5.10. Группа Ассур 2–3: a – схема; b – план сил

Для определения реакции во внутренней кинематической паре (шарнир C) достаточно рассмотреть условие равновесия одного из звеньев.

Рассмотрим звено 2, тогда

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_{R1,2} + \vec{F}_{R3,2} = 0, \quad (5.33)$$

отсюда

$$F_{R3,2} = -F_{R1,2}. \quad (5.34)$$

Если рассмотреть звено 3, тогда

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_3 + \vec{F}_{R0,3} + \vec{F}_{R2,3} = 0. \quad (5.35)$$

Из плана найдем:

$$F_{R2,3} = F_{R1,2} = -F_{R3,2}. \quad (5.36)$$

Точку приложения к реакции $F_{R0,3}$ найдем из уравнений равновесия звена 3. Здесь линии действия реакции $F_{R2,3}$ и силы F_3 проходят через точку C , тогда

$$M_C = F_{R0,3} \cdot h_2 = 0. \quad (5.37)$$

Так как $F_{R0,3} \neq 0$, следовательно, $h_2 = 0$, т. е. в данном случае реакция $F_{R0,3}$ также будет проходить через центр шарнира C .

Расчет начального механизма 1–0.

К кривошипу 1 (рис. 5.11, *a*) приложены в точке *B* нагрузка $F_{R2,1}$ ($F_{R2,1} = -F_{R1,2}$) со стороны звена 2 и уравновешивающая сила F_b , перпендикулярная кривошипу, которую найдем из уравнения равновесия:

$$M_A = F_{R2,1} \cdot h_1 - F_b \cdot l_{AB} = 0, \quad (5.38)$$

отсюда

$$F_b = \frac{F_{R2,1} \cdot h_1}{l_{AB}}. \quad (5.39)$$

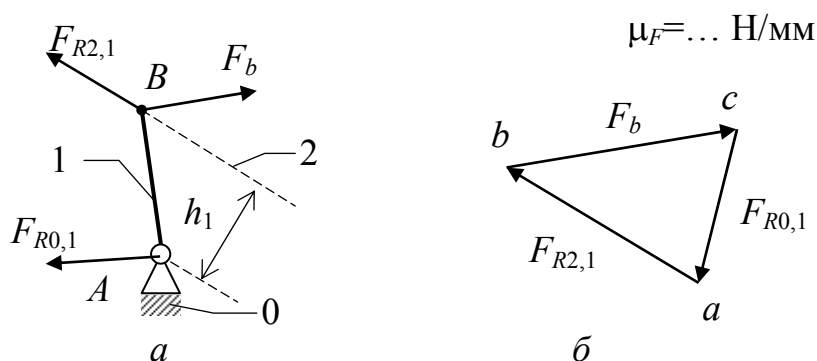


Рис. 5.11. Начальный механизм: *a* – схема; *б* – план сил

Реакцию в шарнире *A* найдем из плана сил, для чего составим уравнение равновесия звена 1 в форме сил:

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{F2,1} + \bar{F}_b + \bar{F}_{R0,1} = 0. \quad (5.40)$$

План сил построен на рис. 5.11, *б*.

2. Шарнирный четырехзвенный механизм.

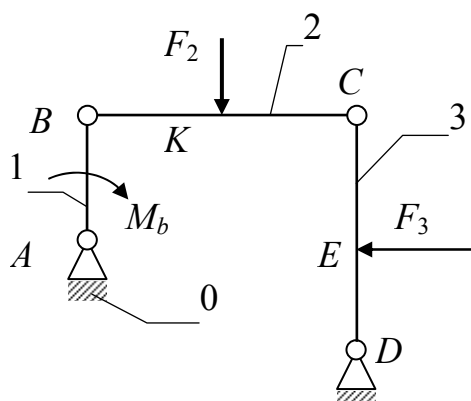


Рис. 5.12. Схема механизма

Пусть $F_2 = F_3$ – внешние силы, приложенные к звеньям 2 и 3 в точках *K* и *E* посередине звеньев (рис. 5.12).

Решение: Выделим группу Ассур 2–3. $[B_{1,2} - B_{2,3} - B_{3,0}]$ – группа второго класса первого вида (см. рис. 5.13, *a*) с приложенными к звеньям 2 и 3 силами F_2 и F_3 .

Во внешних кинематических парах – шарнирах *B* и *C* приложим неизвестные реакции $F_{R2,1}$ и $F_{R0,3}$. Уравнение равновесия группы 2–3 примет вид:

$$\sum F = F_{R1,2} + F_2 + F_3 + F_{R0,3} = 0. \quad (5.41)$$

Так как реакции $F_{R2,1}$ и $F_{R0,3}$ неизвестны ни по величине, ни по направлению, разложим их на составляющие, направив их по звену ($F_{R1,2}^n$ и $F_{R0,3}^n$) и перпендикулярно звену ($F_{R1,2}^\tau$ и $F_{R0,3}^\tau$), т. е.:

$$\bar{F}_{R1,2} = \bar{F}_{R1,2}^n + \bar{F}_{R1,2}^\tau, \quad (5.42)$$

$$\bar{F}_{R0,3} = \bar{F}_{R0,3}^n + \bar{F}_{R0,3}^\tau. \quad (5.43)$$

Тангенциальные составляющие найдем из условия равновесия звеньев 2 и 3.

Для звена 2 $M_C = -F_{R1,2}^\tau \cdot l_{BC} + F_2 \cdot l_{KC} = 0,$ (5.44)

отсюда $F_{R1,2}^\tau = F_2 \frac{l_{KC}}{l_{BC}} = 0,5F_2.$ (5.45)

Для звена 3 $M_C = F_{R0,3}^\tau \cdot l_{DC} - F_3 \cdot l_{FC} = 0,$ (5.46)

отсюда $F_{R0,3}^\tau = F_3 \frac{l_{EC}}{l_{DC}} = 0,5F_3.$ (5.47)

Подставив (5.42) и (5.43) в уравнение (5.41), получим

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{R1,2}^n + \bar{F}_{R1,2}^\tau + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{F}_{R0,3}^\tau + \bar{F}_{R0,3}^n = 0. \quad (5.48)$$

В строгом соответствии с этим уравнением строим план сил (рис. 5.13, б).

Группа Ассура 2–3 [B_{1,2}–B_{2,3}–B_{3,0}]

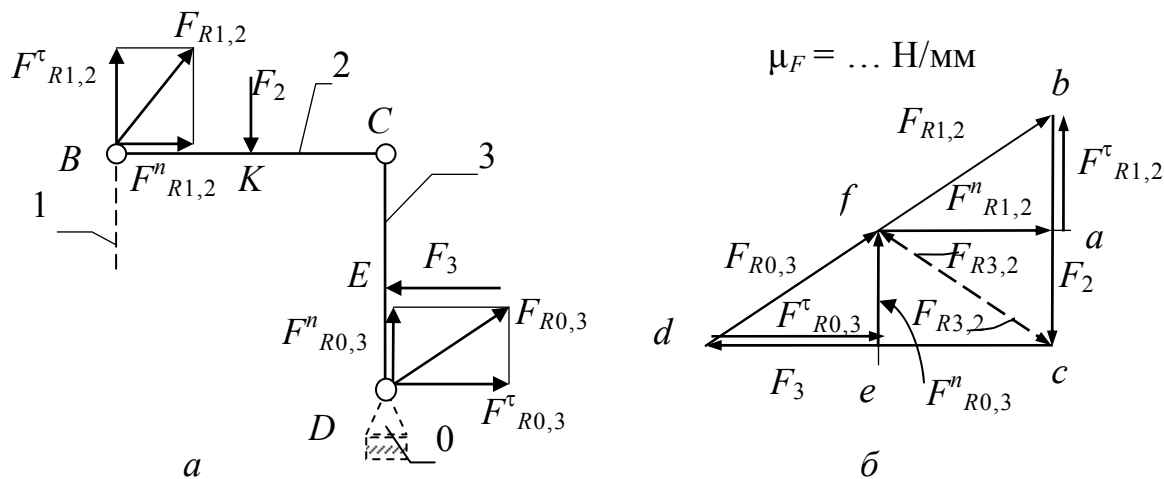


Рис. 5.13. Группа 2–3: а – план группы; б – план сил группы

Начало плана – точка a , из которой откладываем вектор $F_{R1,2}^\tau$, затем из точки b – вектор F_2 , из точки c – вектор F_3 , из точки d – вектор $F_{R0,3}^\tau$.

Из точек c и a проводим направления нормальных составляющих, которые пересеклись в точке f . Из плана находим $F_{R1,2}$ и $F_{R0,3}$ (отрезки fb и df).

Реакцию во внутреннем шарнире найдем по общему правилу – из уравнения равновесия одного из звеньев, например звена 2, тогда

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{R1,2} + \bar{F}_2 + \bar{F}_{R3,2} = 0. \quad (5.49)$$

На плане сил реакция $F_{R3,2}$ будет представлена отрезком cf .

Начальный механизм 1 – 0. В точке B (рис. 5.14) кривошипа приложена сила $F_{R1,2}$ (из плана).

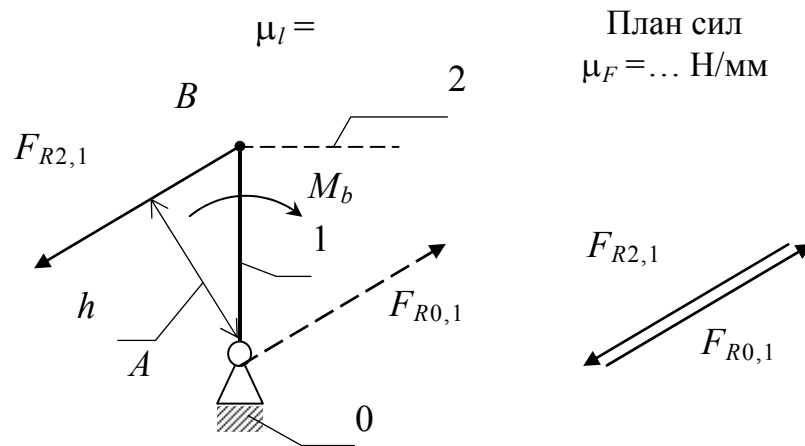


Рис. 5.14. Начальный механизм

Пусть к кривошипу приложен уравнивающий момент M_b , который найдется из условия равновесия:

$$M_A = F_{R2,1} \cdot h - M_b = 0, \quad (5.50)$$

тогда

$$N_b = F_{R2,1} \cdot h. \quad (5.51)$$

(Заметим, что здесь “плечо” силы определяется с учетом масштаба, т. е. $h = \bar{h} \cdot \mu_l$).

Реакция $F_{R0,1}$ в данном случае будет равна и противоположна $F_{R2,1}$.

3. Пример силового расчета группы второго класса третьего вида (применяемой, например, в строгальных, долбежных станках). Группа 4–5 [$B_{3,4} - П_{4,5} - B_{5,0}$].

Пусть это последняя группа шестизвенного механизма строгального станка, на звенья которой действует сила резания F_5 , сила инерции F_{i5} и сила тяжести F_{G5} ползуна 5 (см. рис. 5.15, a).

Как уже было показано в первом примере, реакция $F_{R3,4}$ будет приложена в точке C шарнира и перпендикулярна направляющей камня ED , а реакция $F_{0,5}$ перпендикулярна AB и приложена в некоторой точке K .

Уравнение равновесия группы 4–5

$$\sum \bar{F} = \bar{F}_{R3,4} + \bar{F}_5 + \bar{F}_{i5} + \bar{F}_{G5} + \bar{F}_{R0,5} = 0. \quad (5.52)$$

Строим план сил (рис. 5.15, в). Начало плана – точка a , из которой откладываем вектор F_5 , затем F_{i5} , F_{G5} , из точки d проводим направление вектора $F_{R3,4}$, а из начала плана – направление вектора $F_{R0,5}$. В точке e многоугольник сил замкнулся, следовательно реакция $F_{R3,4}$ на плане представлена отрезком de , а реакция $F_{R0,5}$ – отрезком ea .

Из условия равновесия камня 4 (рис. 5.15, б)

$$F_{R5,4} = -F_{R3,4}, \quad (5.53)$$

$$F_{R4,5} = -F_{R5,4} = F_{R3,4}. \quad (5.54)$$

Группа Ассура 4–5 [В_{3,4}–П_{4,5}–П_{5,0}]

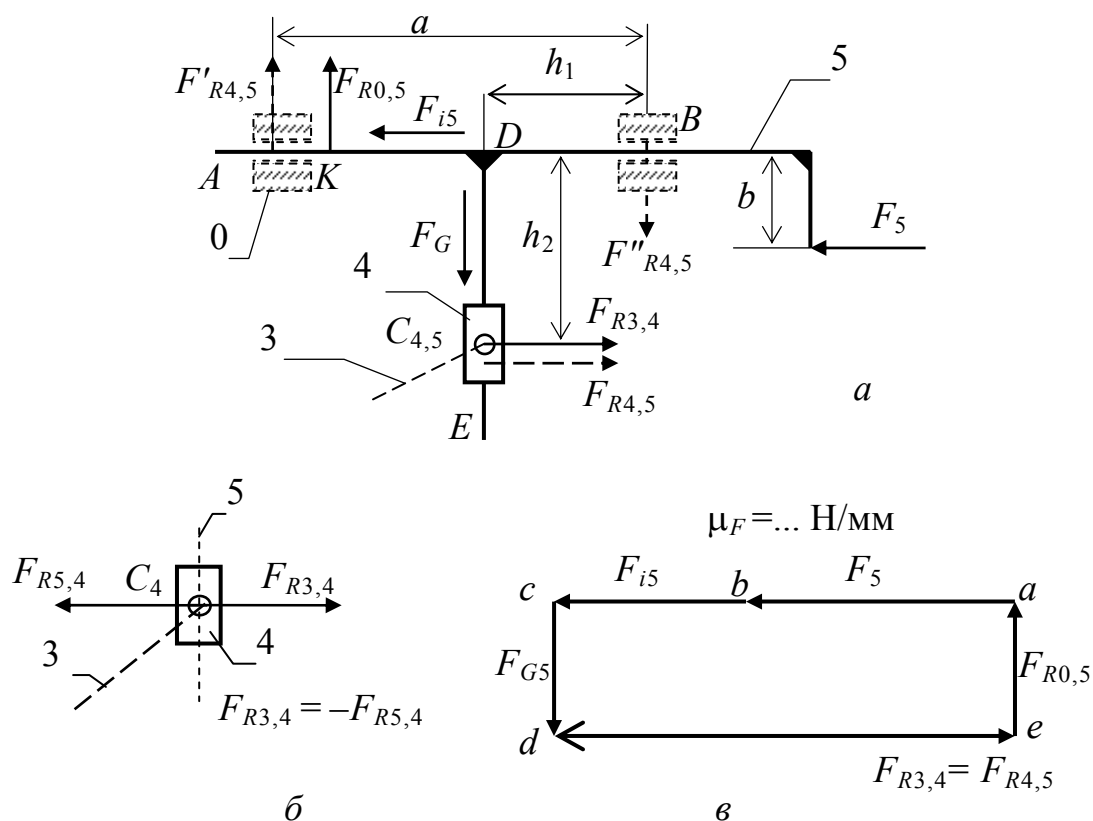


Рис. 5.15. Механизм строгального станка:

a – схема; $б$ – фрагмент нагружения звена 4; $в$ – план сил группы 4–5

Точку приложения реакции $F_{R0,5}$ можно найти из уравнения моментов сил звена 5 (например, относительно точки D).

Но для расчета направляющих и опорных поверхностей ползуна целесообразнее определить реакции (давления) в концевых точках A и B направляющих $F'_{R0,5}$ и $F''_{R0,5}$ ($\bar{F}_{R0,5} = \bar{F}'_{R0,5} + \bar{F}''_{R0,5}$).

Рассмотрим звено 5:

$$M_B = -F'_{R0,5} \cdot a + F_{G5} \cdot h_1 + F_{R4,5} \cdot h_2 - F_5 \cdot b = 0, \quad (5.55)$$

отсюда найдем $F'_{R0,5}$;

$$M_A = -F''_{R0,5} \cdot a + F_{G5} \cdot (a - h_1) + F_{R4,5} \cdot h_2 - F_5 \cdot b = 0, \quad (5.56)$$

отсюда найдем $F''_{R0,5}$.

Примечание

Если силовой расчет выполняется на отдельном листе, то для большей точности и наглядности построения планов сил и рычага Н. Е. Жуковского (определение направлений сил и моментов инерции) рядом с положением механизма, для которого проводится силовой расчет, вычертить планы скоростей и ускорений и диаграмму изменения сил (моментов) полезных сопротивлений с обязательной разметкой (по оси абсцисс) положений механизма по углу поворота кривошипа.

6. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ТИПОВЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В учебной и научной литературе излагаются различные методы подбора чисел зубьев колес планетарных механизмов для обеспечения заданного передаточного отношения [1–5]. Оптимальный вариант при этом может быть найден на основе сопоставления множества вариантов решения, полученных путем изменения тех или иных параметров.

При проектировании планетарного механизма по выбранной схеме и заданному передаточному отношению желательно с минимальным объёмом вычислений подобрать числа зубьев колес, при которых получились бы наименьшие размеры механизма. При прочих равных условиях наименьшие габариты механизма получаются при выборе минимально возможных чисел зубьев колес.

Выбранные числа зубьев колес планетарного механизма должны удовлетворять следующим основным условиям:

- обеспечению заданного передаточного отношения;
- соосности центральных зубчатых колес;
- возможности сборки механизма;
- соседству смежных сателлитов;
- правильному зацеплению каждой пары зубчатых колес.

От того, насколько удачно подобраны числа зубьев зубчатых колес, будут зависеть такие качественные характеристики проектируемого механизма, как компактность, масса, технологичность и др.

На схемах (см. рис. 6.1) обозначено:

1 и 3 – центральные зубчатые колеса;

2 и 2' – сателлиты;

H – водило.

Элементы кинематических пар, принадлежащие неподвижному звену (стойке), подштрихованы.

Механизм с двумя внешними зацеплениями (см. рис. 6.1, *а*) обозначают – AA ; механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплением (см. рис. 6.1, *б*) обозначают – AJ ; однорядный механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплением (см. рис. 6.1, *г*) обозначают – \overline{AJ} и механизм с двумя внутренними зацеплениями (см. рис. 6.1, *в*) обозначают – JJ .

Рекомендуемые пределы передаточных отношений таких механизмов приведены в табл. 6.4.

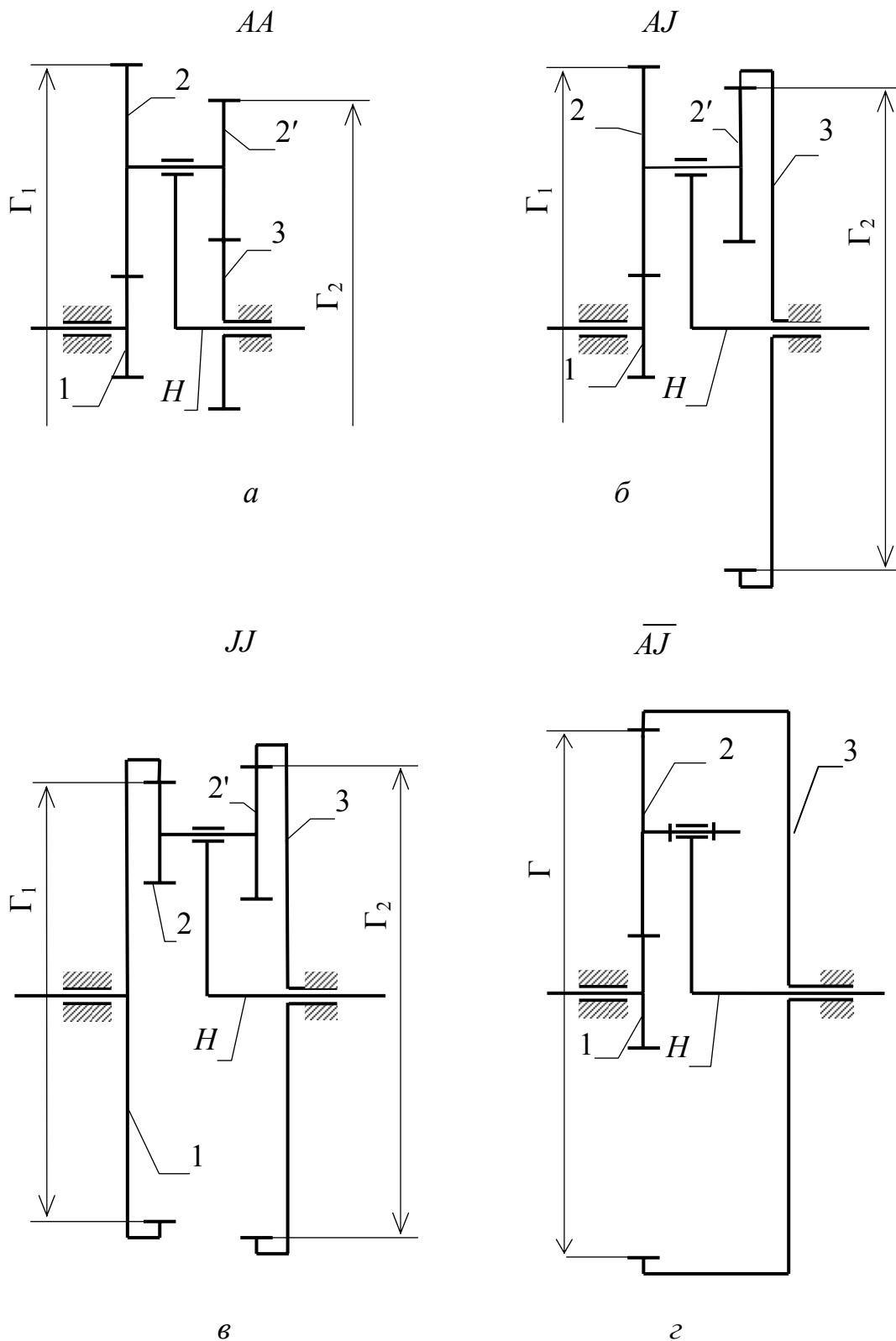


Рис. 6.1. Основные типы планетарных механизмов

Приведенные на схемах (см. рис. 6.1) механизмы могут обеспечить как понижение числа оборотов от ведущего звена к ведомому (редукторы), так и повышение числа оборотов (мультипликаторы). Однако, вследствие возможного самоторможения или получения механизма с низким КПД, планетарные механизмы в качестве мультипликаторов обычно не применяют.

В данной работе излагается кинематический синтез наиболее распространенных планетарных зубчатых механизмов (AA , AJ , JJ) с цилиндрическими колесами методом разложения на сомножители передаточного отношения $i_{1,3}^{(H)}$ обращенного механизма [2, 6] и синтеза планетарного механизма \overline{AJ} методом генерального уравнения [4]. Эти методы позволяют в условиях учебного процесса быстро, с минимальным объемом вычислений получить решение поставленной задачи по кинематическому синтезу рассматриваемых планетарных механизмов и обеспечить при этом габариты проектируемых зубчатых передач, близкие к оптимальным.

Самостоятельное решение задач студентами при выполнении курсового проекта или домашнего задания по теории механизмов и машин изложенными в пособии методами будет способствовать углубленной проработке и более прочному усвоению теоретического материала по кинематике зубчатых передач.

Рассмотрим кратко условия, которые необходимо выполнять при синтезе планетарных зубчатых механизмов.

6.1. Передаточное отношение

Пусть каждое из зубчатых колес механизмов, изображенных на рис. 6.1, имеет соответствующую скорость: ω_1 , $\omega_{2,2'}$, ω_3 и водило ω_H . Сообщив всей системе дополнительную угловую скорость $-\omega_H$, получим угловые скорости зубчатых колес:

$$\begin{aligned}\omega_1^{(H)} &= \omega_1 - \omega_H; & \omega_{2'}^{(H)} &= \omega_{2'} - \omega_H; \\ \omega_2^{(H)} &= \omega_2 - \omega_H; & \omega_3^{(H)} &= \omega_3 - \omega_H,\end{aligned}$$

при этом угловая скорость водила будет равна:

$$\omega_H^{(H)} = \omega_H - \omega_H = 0,$$

т. е. ось промежуточных колес 2 и 2' (сателлитов) окажется неподвижной. Полученный таким образом механизм можно рассматривать как обычный (рядовой обращенный) механизм с неподвижными осями, для которого передаточное отношение от звена 1 к звену 3 будет определяться по формуле Виллиса:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}. \quad (6.1)$$

При неподвижном звене 3 ($\omega_3 = 0$, планетарный механизм) из формулы (6.1) получим

$$i_{1,3}^{(H)} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H}. \quad (6.2)$$

Так как $\frac{\omega_1}{\omega_H} = i_{1,H}^{(3)}$ есть передаточное отношение планетарного механизма от зубчатого колеса 1 к водилу H , формула (6.2) может быть представлена в следующем виде:

$$i_{1,H}^{(3)} = 1 - i_{1,3}^{(H)}. \quad (6.3)$$

Передаточное отношение обращенного (рядового) механизма, как известно, равно:

$$i_{1,3}^{(H)} = (-1)^n \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{2'}}, \quad (6.4)$$

где n – число пар колес внешнего зацепления.

Для механизма \overline{AJ} в формуле (6.4) следует принять $Z_{2'} = Z_2$.

Передаточное отношение в обратном направлении, т. е. от водила к зубчатому колесу 1 (при неподвижном зубчатом колесе 3) равно:

$$i_{H,1}^{(3)} = \frac{1}{i_{1,H}^{(3)}} = \frac{1}{1 - i_{1,3}^{(H)}}. \quad (6.5)$$

Поскольку передаточное отношение планетарного механизма

$$i_{1,H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - (-1)^n \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}, \quad (6.6)$$

то при известных числах зубьев зубчатых колес и заданной угловой скорости ω_H (или ω_1) легко находится угловая скорость ω_1 (или ω_H):

$$\omega_1 = \omega_H \left[1 - (-1)^n \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}} \right] \quad (6.7)$$

или

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{1 - (-1)^n \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}}. \quad (6.8)$$

Угловая скорость сателлита находится из формулы Виллиса:

$$i_{2',3}^{(H)} = \frac{\omega_{2'}^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_{2'} - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}. \quad (6.9)$$

Учитывая, что в планетарном механизме $\omega_3 = 0$, из формулы (6.9) получим

$$i_{2',3}^{(H)} = 1 - \frac{\omega_{2'}}{\omega_H},$$

отсюда

$$\omega_{2'} = \omega_H \left(1 - i_{2',3}^{(H)}\right). \quad (6.10)$$

Поскольку $i_{2',3}^{(H)} = \pm \frac{Z_3}{Z_{2'}}$ (знак “минус” – при внешнем зацеплении и знак “плюс” – при внутреннем зацеплении), формулу (6.10) можно представить в следующем виде:

$$\omega_{2'} = \omega_H \left(1 \pm \frac{Z_3}{Z_{2'}}\right). \quad (6.11)$$

В формуле (6.11) знак “плюс” соответствует внешнему зацеплению колес 2 и 3, знак “минус” – внутреннему зацеплению этих колес.

Теоретически передаточные отношения, показанные на схеме механизмов, могут принимать значения, приведенные в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Вид механизма	Передаточные отношения		
	$i_{1,3}^{(H)}$	$i_{1,H}^{(3)}$	$i_{H,1}^{(3)}$
AA, JJ	> 0	< 1	$< 0; > 1$
AJ, \overline{AJ}	< 0	> 1	> 0

На величину передаточного отношения накладывают ограничения технологические соображения, число сателлитов ($K_{2,2'}$), условие правильного зацепления, КПД механизма и некоторые другие факторы. Поэтому в табл. 6.4 приведены пределы передаточных отношений рассматриваемых механизмов, наиболее часто встречающиеся в практике.

6.2. Условие соосности

Это условие обеспечивается при точном равенстве межосевых расстояний (a_w) соответствующих пар зубчатых колес:

– для AA, AJ, JJ механизмов

$$a_{w_{1,2}} = a_{w_{2',3}},$$

или

$$r_{w_1} \pm r_{w_2} = r_{w_3} \pm r_{w_{2'}}; \quad (6.12)$$

– для \overline{AJ} механизма

$$a_{w_{1,2}} = a_{w_{2,3}},$$

или

$$r_{w_1} + r_{w_2} = r_{w_3} - r_{w_2}, \quad (6.13)$$

где $r_{w_1}, r_{w_2}, r_{w_2'}, r_{w_3}$ – радиусы начальных окружностей соответствующих зубчатых колес.

В формуле (6.12) знак “плюс” – при внешнем зацеплении данной пары зубчатых колес, знак “минус” – при внутреннем зацеплении.

Радиусы начальных окружностей определяются по формулам:

$$r_{w_1} = \frac{Z_1 m_{1,2}}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w_{1,2}} \cdot \cos \beta_{w_{1,2}}}; \quad r_{w_2} = \frac{Z_2 m_{1,2}}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w_{1,2}} \cdot \cos \beta_{w_{1,2}}}; \quad (6.14)$$

$$r_{w_2'} = \frac{Z_2 m_{2',3}}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w_{2',3}} \cdot \cos \beta_{w_{2',3}}}; \quad r_{w_3} = \frac{Z_3 m_{2',3}}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w_{2',3}} \cdot \cos \beta_{w_{2',3}}}, \quad (6.15)$$

где $m_{1,2}, m_{2',3}$ – модули зацепления в нормальном сечении соответствующих пар зубчатых колес 1, 2 и 2', 3 (ГОСТ 9563–60 или СТ СЭВ 310–76);

α – угол профиля исходного контура инструментальной рейки согласно ГОСТ 13755–68 ($\alpha = 20^\circ$);

$\alpha_{w_{1,2}}, \alpha_{w_{2',3}}$ – углы зацепления соответствующих пар зубчатых колес 1, 2 и 2, 3 (обычно $15^\circ < \alpha_w < 30^\circ$);

$\beta_{1,2}, \beta_{2',3}$ – углы наклона линии зуба на делительных цилиндрах соответствующих пар косозубых зубчатых колес (обычно $0 < \beta < 20^\circ$).

После подстановки в равенство (6.12) значений радиусов из формул (6.14) и (6.15) получим

$$(Z_1 \pm Z_2) \cdot \mu_{1,2} = (Z_3 \pm Z_{2'}) \cdot \mu_{2',3}, \quad (6.16)$$

где $\mu_{1,2}$ и $\mu_{2',3}$ – целые взаимно простые числа, отношение которых:

$$\frac{\mu_{1,2}}{\mu_{2',3}} = \frac{m_{1,2}}{m_{2',3}} \cdot \frac{\cos \alpha_{w_{2',3}} \cdot \cos \beta_{2',3}}{\cos \alpha_{w_{1,2}} \cdot \cos \beta_{1,2}}. \quad (6.17)$$

Обычно внутренние зацепления выполняются прямоугольными.

6.3. Условие сборки механизма

Это условие требует, чтобы во время сборки механизма зубья сателлитов свободно входили во впадины центральных зубчатых колес даже в случае отсутствия бокового зазора в зацеплении. Выполняется это условие при таком подборе чисел зубьев, количестве сателлитов и их взаимного расположения, при которых обеспечивается правильное зацепление во всех парах зубчатых колес.

Условие сборки можно записать следующим уравнением [6]:

$$\frac{Z_1 Z_2' \pm Z_2 Z_3}{K_{2,2'} \cdot D_{2,2'}} = E, \quad (6.18)$$

где $K_{2,2'}$ – число сателлитов;

$D_{2,2'}$ – наибольший общий делитель чисел зубьев Z_2 и Z_2' ;

знак “минус” – для механизмов AA и JJ ,

знак “плюс” – для механизмов AJ и \overline{AJ} ;

E – целое число (критерий собираемости).

Если E не равно целому числу, то сборка невозможна.

Для механизма \overline{AJ}

$$Z_2' = Z_2 = D_{2,2'}.$$

Следует иметь в виду, что при проверке условия сборки по уравнению (6.18) вычисления необходимо выполнять по правилам арифметики. Округление не допускается. Проверка по условию сборки проводится при числе сателлитов $K_{2,2'} > 1$.

6.4. Условие соседства

Условие соседства требует отсутствия задевания головок зубьев соседних (рядом расположенных) сателлитов. Это условие необходимо проверять при числе сателлитов $K_{2,2'} > 2$ при равномерном их распределении по окружности.

Условие соседства может быть записано следующими формулами [2]:

– для первого ряда

$$\sin \frac{180}{K_{2,2'}} > \frac{Z_2 + 2f_2}{Z_1 \pm Z_2}, \quad (6.19)$$

– для второго ряда

$$\sin \frac{180}{K_{2,2'}} > \frac{Z_2' + 2f_2'}{Z_3 \pm Z_2'}, \quad (6.20)$$

где f_2, f_2' – коэффициенты высоты начальных головок зубьев зубчатых колес 2, 2':

$$f_2 = \frac{r_{a2} - r_{w2}}{m_{1,2}} \frac{\cos \alpha_{w2}}{\cos \alpha}, \quad (6.21)$$

$$f_2' = \frac{r_{a2'} - r_{w2'}}{m_{2,3}} \frac{\cos \alpha_{w2'}}{\cos \alpha}. \quad (6.22)$$

Знак “плюс” в знаменателе правой части неравенств (6.19) и (6.20) соответствует внешнему зацеплению данной пары зубчатых колес, знак “минус” – внутреннему.

Для нулевых зубчатых колес $f_2 = f_2' = h_a^*$, где h_a^* – коэффициент высоты делительной головки зуба, равный 1, если зуб нормальной высоты, и 0,8 – если зуб укороченный.

6.5. Условие правильного зацепления

Выполнение условия правильного зацепления обеспечивает отсутствие заклинивания передачи и достаточно надежную величину коэффициента перекрытия во всех парах зубчатых колес, выполненных без подреза и среза зубьев.

Во избежание подреза зубьев эвольвентных нулевых колес для передачи внешнего зацепления [2] при $\alpha = 20^\circ$ и $h_a^* = 1$ принимают $Z \geq 17$, при $h_a^* = 0,8$ $Z \geq 14$.

Для внутреннего зацепления в источнике [1] приводятся дифференцированные значения допускаемых чисел зубьев (табл. 6.2).

Планетарные механизмы, как правило, проектируются и изготавливаются с нулевыми колесами, но их можно составлять и из нулевых колес с прямыми или косыми зубьями [2]. Число зубьев малого колеса при этом может быть значительно снижено и тем самым могут быть уменьшены габариты механизма.

Таблица 6.2

Минимально допустимые числа зубьев на колесе (Z_k) с внутренними зубьями в зависимости от числа зубьев на шестерне ($Z_{ш}$) прямозубых нулевых зубчатых колес при $f=1$ [1]

$Z_{ш}$	Z_k	$Z_{ш}$	Z_k
17	∞	23	≥ 41
18	≥ 144	24	≥ 38
19	≥ 81	25	≥ 36
20	≥ 60	26	≥ 35
21	≥ 50	27...79	$Z_{ш} + 8$
22	≥ 44	80 и выше	$Z_{ш} + 7$
Примечание: числа зубьев более 170...180 назначать не рекомендуется			

6.6. Коэффициент полезного действия

Коэффициент полезного действия является важным показателем качества планетарного механизма. Он может быть вычислен приближенно по формулам, приведенным в табл. 6.3 [3].

Как видно из формул, приведенных в табл. 6.3, КПД планетарного механизма зависит от передаточного отношения $i_{1,H}^{(3)}$ планетарной передачи и от величины потерь в парах зубчатых колес. Анализ формул показывает, что при некоторых значениях $i_{1,H}^{(3)}$ в случае ведущего колеса Z_1 возможно самоторможение механизма, так как КПД может получиться отрицательным. Самоторможение может быть, когда $i_{1,H}^{(3)}$ заключено в пределах

$$1 - \frac{1}{\eta_{1,3}^{(H)}} < i_{1,H}^{(3)} < 1 - \eta_{1,3}^{(H)},$$

т. е. находится в области передаточных чисел, смежных с нулем. Однако при

$$-1 < i_{1,H}^{(3)} < 1 - \frac{1}{\eta_{1,H}^{(3)}}$$

передача может оказаться не самотормозящей, но будет иметь очень низкий КПД.

Когда колесо Z_1 будет ведомым (ведущее водило H), самоторможения передачи не может быть, поскольку ни при одном из значений $i_{1,H}^{(3)}$ величина $\eta_{1,3}^{(H)}$ не будет иметь отрицательного значения [3].

Таблица 6.3

Значение КПД планетарных механизмов

Передача	$0 < i_{1,H}^{(3)} < 1$	$i_{1,H}^{(3)} > 1; \quad i_{1,H}^{(3)} < 0$
От колеса Z_1 к водилу H	$\eta_{1,H}^{(3)} = \frac{1}{i_{1,H}^{(3)}} \left[1 - \frac{1}{\eta_{1,3}^{(H)}} (1 - i_{1,H}^{(3)}) \right]$	$\eta_{1,H}^{(3)} = \frac{1}{i_{1,H}^{(3)}} \left[1 - \eta_{1,3}^{(H)} (1 - i_{1,H}^{(3)}) \right]$
От водила H к колесу Z_1	$\eta_{H,1}^{(3)} = \frac{i_{1,H}^{(3)}}{1 - \eta_{1,3}^{(H)} (1 - i_{1,H}^{(3)})}$	$\eta_{H,1}^{(3)} = \frac{i_{1,H}^{(3)}}{1 - \frac{1}{\eta_{1,3}^{(H)}} (1 - i_{1,H}^{(3)})}$
<p>Примечания:</p> <p>1. $\eta_{1,3}^{(H)}$ – КПД простой передачи (обращенного механизма) определяется по формуле $\eta_{1,3}^{(H)} = \eta_{1,2} \cdot \eta_{2,3}$.</p> <p>2. Для пары зубчатых колес можно принимать $\eta_{1,2} = \eta_{2,3} = 0,98$</p>		

Однако при передаточном отношении $i_{1,H}^{(3)}$, близком к нулю, или при $-1 < i_{1,H}^{(3)} < 0,5$ передача от водила H к колесу Z_1 будет иметь низкий коэффициент полезного действия. КПД планетарной передачи от водила H к колесу Z_1 при $i_{1,H}^{(3)}=0$ будет иметь $\eta_{1,3}^{(H)}=0$. Однако применение такого механизма не имеет смысла. Вследствие этого планетарные механизмы как при передаче от водила H к колесу Z_1 , так и при передаче от колеса Z_1 к водилу H в качестве мультипликаторов обычно не применяются.

6.7. Подбор чисел зубьев AA , AJ и JJ механизмов по методу сомножителей

Если задано передаточное отношение планетарного механизма $i_{1H}^{(3)}$, то передаточное отношение обращенного механизма можно найти из формулы (6.3)

$$i_{1,3}^{(H)} = 1 - i_{1,H}^{(3)}, \quad (6.23)$$

где числовое значение $i_{1,H}^{(3)}$ берется со своим знаком.

Если передача осуществляется от водила H к колесу 1 и задано передаточное отношение $i_{1,H}^{(3)}$, то передаточное отношение обращенного механизма можно определить из формулы (6.5)

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{i_{H,1}^{(3)} - 1}{i_{H,1}^{(3)}}, \quad (6.24)$$

где числовое значение $i_{H,1}^{(3)}$ берётся со своим знаком.

Известно, что передаточное отношение обращенного механизма можно представить как

$$\left| i_{1,3}^{(H)} \right| = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2}. \quad (6.25)$$

Если $i_{1,3}^{(H)}$ величина дробная, то её сокращают до получения неделимой дроби A/B , в которой числитель и знаменатель – целые взаимно простые числа, т. е.

$$\left| \frac{A}{B} \right| = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2}. \quad (6.26)$$

Если $i_{1,3}^{(H)}$ целое число, то его также представляют в виде дроби, где $B=1$. В правой части равенства (6.26) в числителе и знаменателе стоят произведения двух сомножителей. Разложив числа A и B на сомножители, можно и левую часть этого равенства представить в виде отношения

двух пар сомножителей C_2C_3 и $C_1C_{2'}$, где $C_1, C_2, C_{2'}, C_3$ – сомножители, пропорциональные числам зубьев $Z_1, Z_2, Z_{2'}, Z_3$.

Следовательно,

$$|i_{1,3}^{(H)}| = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{2'}} = \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_{2'}}. \quad (6.27)$$

Полагая каждый из сомножителей C_n ($n=1, 2, 2', 3$) пропорциональным соответствующему числу зубьев Z_n , можем записать условие соосности, справедливое для любой из рассматриваемых схем, в следующем виде:

$$P\mu_{1,2}(C_1 \pm C_2) = Q\mu_{2',3}(C_3 \pm C_{2'}), \quad (6.28)$$

откуда

$$\frac{P}{Q} = \frac{\mu_{2',3}}{\mu_{1,2}} \cdot \frac{C_3 \pm C_{2'}}{C_1 \pm C_2}, \quad (6.29)$$

где P и Q – целые взаимно простые числа.

В уравнениях (6.28) и (6.29) знак “плюс” берется при внешнем зацеплении данной пары зубчатых колес, знак “минус” – при внутреннем зацеплении.

Подставив в уравнение (6.29) вместо C_n числовые значения, отвечающие какому-либо из вариантов разложения $i_{1,3}^{(H)}$ на сомножители, определяем P и Q и затем значения чисел зубьев зубчатых колес по следующим формулам:

$$\begin{aligned} Z_1 &= C_1 P \gamma; & Z_{2'} &= C_{2'} Q \gamma; \\ Z_2 &= C_2 P \gamma; & Z_3 &= C_3 Q \gamma, \end{aligned} \quad (6.30)$$

где γ – произвольное положительное число, позволяющее получить значение чисел зубьев, удовлетворяющее условию зацепления (Z – целые числа).

Полученные значения чисел зубьев подвергаются проверке по условию сборки и условию соседства и определяются габариты Γ_1 и Γ_2 .

Если при выборе варианта разложения учтены рекомендуемые пределы отношений C_2/C_1 и $C_3/C_{2'}$, указанные в табл. 6.5, то условие соседства будет всегда выполнено.

Таблица 6.4

Основные кинематические и геометрические зависимости в планетарных механизмах
и рекомендуемые пределы передаточных отношений

Меха- низм	Формула передаточного отношения	Условие соосности	Условие сборки	Условие соседства	Рекомендуемые пределы передаточ- ных отношений
1	2	3	4	5	6
<i>AA</i>	$i_{1,H}^{(3)} = 1 - \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}$ $i_{H,1}^{(3)} = \frac{1}{1 - \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}}$	$(Z_1 + Z_2) \cdot \mu_{1,2} =$ $= (Z_3 + Z_{2'}) \cdot \mu_{2,3}$	$\frac{Z_1 Z_{2'} - Z_2 Z_3}{K_{2,2'} D_{2,2'}} = E$	$\sin \frac{180}{K_{2,2'}} > \frac{Z_2 + 2f_2}{Z_1 + Z_2}$ $\sin \frac{180}{K_{2,2'}} > \frac{Z_{2'} + 2f_{2'}}{Z_3 + Z_{2'}}$	$-60 \leq i_{1,H}^{(3)} \leq -10$ $10 \leq i_{H,1}^{(3)} \leq 100$
<i>AJ</i>	$i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}$ $i_{H,1}^{(3)} = \frac{1}{1 + \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}}$	$(Z_1 + Z_2) \cdot \mu_{1,2} =$ $= (Z_3 - Z_{2'}) \cdot \mu_{2,3}$	$\frac{Z_1 Z_{2'} + Z_2 Z_3}{K_{2,2'} D_{2,2'}} = E$	$\sin \frac{180}{K_{2,2'}} > \frac{Z_2 + 2f_2}{Z_1 + Z_2}$ $\sin \frac{180}{K_{2,2'}} > \frac{Z_{2'} + 2f_{2'}}{Z_3 - Z_{2'}}$	$10 \leq i_{1,H}^{(3)} \leq 20$ $0,1 \leq i_{H,1}^{(3)} < 1$

1	2	3	4	5	6
\overline{AJ}	$i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$ $i_{H,1}^{(3)} = \frac{1}{1 + \frac{Z_3}{Z_1}}$	$(Z_1 + Z_2) = (Z_3 - Z_2)$	$\frac{Z_1 + Z_3}{K_2} = E$	$\sin \frac{180}{K_2} > \frac{Z_2 + 2f_2}{Z_1 + Z_2}$ $\sin \frac{180}{K_2} > \frac{Z_2 + 2f_2}{Z_3 - Z_2}$	$3 \leq i_{1,H}^{(3)} \leq 10$ $0,15 \leq i_{H,1}^{(3)} < 1$
JJ	$i_{1,H}^{(3)} = 1 - \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}$ $i_{H,1}^{(3)} = \frac{1}{1 - \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}}$	$(Z_1 - Z_2) \cdot \mu_{1,2} =$ $= (Z_3 - Z_{2'}) \cdot \mu_{2',3}$	$\frac{Z_1 Z_{2'} - Z_2 Z_3}{K_{2,2'} D_{2,2'}} = E$	$\sin \frac{180}{K_{2,2'}} > \frac{Z_2 + 2f_2}{Z_1 - Z_2}$ $\sin \frac{180}{K_{2,2'}} > \frac{Z_{2'} + 2f_{2'}}{Z_3 - Z_{2'}}$	$20 \leq i_{1,H}^{(3)} \leq 100$ $(K_{2,2'} = 1, 2)$ $8 \leq i_{H,1}^{(3)} \leq 30$ $(K_{2,2'} = 3)$

Примечания:

1. Значения $\mu_{1,2}$ и $\mu_{2',3}$ – см. формулу (6.17).
2. Значения f_2 и $f_{2'}$ – см. формулы (6.21) и (6.22).
3. $K_{2,2'}$ – число сателлитов.
4. $D_{2,2'}$ – наибольший общий делитель чисел зубьев зубчатых колес Z_2 и $Z_{2'}$.
5. На практике известны механизмы типа AA , у которых $i_{H,1}^{(3)} = 1000$ и даже 10000, но при этом получается очень низкий КПД.

6.8. Подбор чисел зубьев \overline{AJ} механизма по методу генерального уравнения

Для \overline{AJ} механизма, приняв $Z_{2'} = Z_2$, формулу передаточного отношения (6.6) можно записать в следующем виде:

$$Z_3 = (i_{1,H}^{(3)} - 1)Z_1. \quad (6.31)$$

Подставив в уравнение соосности (6.13) вместо радиусов их выражение через числа зубьев и модуль, после простейших преобразований получим

$$Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2}. \quad (6.32)$$

Подставив в уравнение (6.32) Z_3 из (6.31), после преобразований получим

$$Z_2 = \frac{(i_{1,H}^{(3)} - 2)Z_1}{2}. \quad (6.33)$$

После подстановки в уравнение сборки (6.18) Z_3 из (6.31), учитывая, что для \overline{AJ} механизма $Z_{2'} = Z_2 = D_{2,2'}$, получим

$$E = \frac{Z_1 i_{1,H}^{(3)}}{K_2}. \quad (6.34)$$

Соединяя уравнение соосности (6.33), уравнение передаточного отношения (6.31) и уравнение сборки (6.34), получим генеральное уравнение подбора чисел зубьев \overline{AJ} механизма [4]:

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : E = Z_1 : \frac{Z_1(i_{H,1}^{(3)} - 2)}{2} : Z_1(i_{H,1}^{(3)} - 1) : \frac{Z_1 i_{H,1}^{(3)}}{K_2}, \quad (6.35)$$

где K_2 – число сателлитов, или

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : E = Z_1 \left[1 : \frac{i_{1,H}^{(3)} - 2}{2} : (i_{1,H}^{(3)} - 1) : \frac{i_{1,H}^{(3)}}{K_2} \right]. \quad (6.36)$$

Приняв число зубьев Z_1 , получим

$$Z_2 = \frac{(i_{1,H}^{(3)} - 2)Z_1}{2}; \quad Z_3 = (i_{1,H}^{(3)} - 1)Z_1; \quad E = \frac{i_{1,H}^{(3)}}{K_2} Z_1. \quad (6.37)$$

В целях получения минимальных габаритов механизма число зубьев Z_1 следует принять возможно меньшим, обеспечивая при этом целые значения Z_2 , Z_3 и E (условие сборки).

Для некорригированного зацепления (при $f = h_a^* = 1$) должно быть $Z_{\min} \geq 17$.

После этого проверяется выполнение заданного передаточного отношения и условие соседства по соответствующим формулам (см. табл. 6.4).

6.9. Порядок определения чисел зубьев по методу сомножителей и выбор варианта разложения на сомножители

1. Определяется величина передаточного отношения обращенного механизма $i_{1,3}^{(H)}$.

2. Записываются возможные варианты (не менее 10–12) разложения на сомножители дроби $A/B = |i_{1,3}^{(H)}|$. Если $i_{1,3}^{(H)}$ представляет собой простое число (например 13), то варианты отношения двух пар сомножителей можно получить путем введения дополнительных множителей (см. примеры).

3. Из всех возможных вариантов разложения на сомножители сразу же отбрасываются те варианты, в которых отношение C_2/C_1 или C_3/C_2 выходит за пределы, указанные в табл. 6.5.

4. Определяются значения P и Q по формуле (6.29), а также сумма $P+Q$.

5. Определяются значения чисел зубьев по формуле (6.30) по 2–3 вариантам, в которых сумма $P+Q$ наименьшая и отношение P/Q по сравнению с другими вариантами ближе к единице.

6. Определяются габариты Γ_1 и Γ_2 механизмов, полученных по этим вариантам, и в результате сравнения выбирается тот, который обеспечивает наименьшие габариты.

7. Проверяется выполнение заданного передаточного отношения и условий соосности, сборки, соседства. После чего принимается решение о выборе варианта синтезируемого механизма.

Таблица 6.5

Рекомендуемые пределы отношения сомножителей C_2/C_1 и C_3/C_2' , при которых выполняется условие соседства смежных сателлитов

Механизмы	Передача	Пределы отношения		Число сателлитов
		C_2/C_1	C_3/C_2'	
AA	От колеса 1 к водилу H	<10	<10	1, 2
		<5,5	<10	3
		<2,1	<10	4
		<1,1	<10	5
AA	От водила H к колесу 1	$\frac{1}{3} < \frac{C_2}{C_1} < \frac{3}{2}$	$\frac{2}{3} < \frac{C_3}{C_2'} < 3$	1; 2; 3; 4
		$\frac{1}{3} < \frac{C_2}{C_1} < \frac{10}{9}$	$\frac{9}{10} < \frac{C_3}{C_2'} < 3$	5
AJ	От колеса 1 к водилу H	<10	$2,3 < \frac{C_3}{C_2'} < 10$	1; 2; 3; 4
		<2,1	$2,6 < \frac{C_3}{C_2'} < 10$	4
		<1,1	$2,9 < \frac{C_3}{C_2'} < 10$	5
JJ	От водила H к колесу 1	$\frac{1}{10} < \frac{C_2}{C_1} < \frac{1}{2,3}$	$2,3 < \frac{C_3}{C_2'} < 10$	1; 2; 3; 4
		$\frac{1}{10} < \frac{C_2}{C_1} < \frac{1}{2,6}$	$2,6 < \frac{C_3}{C_2'} < 10$	4
		$\frac{1}{10} < \frac{C_2}{C_1} < \frac{1}{2,9}$	$2,9 < \frac{C_3}{C_2'} < 10$	5

6.10. Примеры

Пример 1. Для механизма AA (см. рис. 6.1, а) определить числа зубьев зубчатых колес при следующих данных:

$$i_{1,H}^{(3)} = -\frac{55}{2}; \quad K_{2,2'} = 3; \quad m_{1,2} = 4 \text{ мм}; \quad m_{2',3} = 5 \text{ мм}.$$

Зубчатые колеса прямозубые, некорригированные.

Решение.

1. Определяем передаточное отношение обращенного механизма по формуле (6.23):

$$i_{1,3}^{(H)} = 1 - i_{1,H}^{(3)}.$$

Представив заданное значение $i_{1,H}^{(3)} = -\frac{55}{2}$, получим

$$i_{1,3}^{(H)} = 1 - \left(-\frac{55}{2} \right) = \frac{57}{2}.$$

2. Представим $|i_{1,3}^{(H)}|$ в виде неделимой дроби A/B и запишем в таблицу (6.6) возможные варианты её разложения на сомножители (варианты 5–18):

$$|i_{1,3}^{(H)}| = \frac{A}{B} = \frac{57}{2} = \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_2'}$$

Таблица 6.6

№ варианта разложения	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_2'}$	$\frac{3}{1} \cdot \frac{19}{2}$	$\frac{19}{2} \cdot \frac{3}{1}$	$\frac{3}{2} \cdot \frac{19}{1}$	$\frac{19}{1} \cdot \frac{3}{2}$	$\frac{4}{1} \cdot \frac{57}{8}$	$\frac{57}{8} \cdot \frac{4}{1}$	$\frac{5}{1} \cdot \frac{57}{10}$	$\frac{57}{10} \cdot \frac{5}{1}$	$\frac{6}{1} \cdot \frac{19}{4}$
№ варианта разложения	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_2'}$	$\frac{19}{4} \cdot \frac{6}{1}$	$\frac{7}{1} \cdot \frac{57}{14}$	$\frac{57}{14} \cdot \frac{7}{1}$	$\frac{7}{2} \cdot \frac{57}{7}$	$\frac{57}{7} \cdot \frac{7}{2}$	$\frac{9}{2} \cdot \frac{19}{3}$	$\frac{19}{3} \cdot \frac{9}{2}$	$\frac{11}{2} \cdot \frac{57}{11}$	$\frac{57}{11} \cdot \frac{11}{2}$

В соответствии с рекомендациями (см. табл. 6.5) варианты 2–4, 6, 8, 9, 11, 14...17 необходимо исключить из рассмотрения.

3. Определим P , Q и $P+Q$ для оставшихся вариантов (1, 5, 7, 10, 12, 13, 15, 18) по формуле (6.29):

$$\frac{P}{Q} = \frac{\mu_{2',3}}{\mu_{1,2}} \cdot \frac{C_3 + C_2'}{C_1 + C_2}$$

где $\frac{\mu_{2',3}}{\mu_{1,2}} = \frac{m_{2',3}}{m_{1,2}} = \frac{5}{4}$, а значения C_1, C_2, C_2', C_3 берутся из табл. 6.6 для соответствующего варианта.

Например, для варианта 1 ($C_1 = 1, C_2 = 3, C_2' = 2, C_3 = 19$) получим

$$\frac{P}{Q} = \frac{5}{4} \cdot \frac{19+2}{1+3} = \frac{105}{16}$$

Тогда имеем $P = 105, Q = 16, P + Q = 105 + 16 = 121$.

Аналогично определяем значения $P, Q, P+Q$ для других вариантов и результаты записываем в табл. 6.7.

Из табл. 6.7 видим, что вариант 15 имеет наименьшую сумму ($P+Q$) по сравнению с другими вариантами. Кроме того, для этого варианта отношение $P/Q = 5/2 = 2,5$ по сравнению с другими ближе всех к единице.

Таблица 6.7

№ варианта разложения	1	5	7	10	12	13	15	18
P	105	65	335	35	10	80	5	65
Q	16	4	24	92	71	9	2	172
$P+Q$	121	69	359	127	91	89	7	237

Поэтому вариант 15 должен обеспечить наименьшие числа зубьев. Следовательно, и габариты механизма должны получиться наименьшими.

4. Определяем числа зубьев колес для варианта 15 по формулам (6.30):

$$Z_1 = C_1 P \gamma; \quad Z_{2'} = C_{2'} Q \gamma;$$

$$Z_2 = C_2 P \gamma; \quad Z_3 = C_3 Q \gamma,$$

где $C_1 = 2$, $C_2 = 9$, $C_{2'} = 3$, $C_3 = 19$, $P = 5$, $Q = 2$.

$$\text{Имеем } Z_1 = 2 \cdot 5 \gamma = 10 \gamma; \quad Z_{2'} = 3 \cdot 2 \gamma = 6 \gamma;$$

$$Z_2 = 9 \cdot 5 \gamma = 45 \gamma; \quad Z_3 = 19 \cdot 2 \gamma = 38 \gamma.$$

Приняв $\gamma = 3$, получим

$$Z_1 = 30, \quad Z_2 = 135, \quad Z_{2'} = 18, \quad Z_3 = 144.$$

5. Определим габариты Γ_1 и Γ_2 (см. рис. 6.1, а):

$$\Gamma_1 = m_{1,2}(Z_1 + 2Z_2);$$

$$\Gamma_2 = m_{2',3}(Z_3 + 2Z_{2'}).$$

После подстановки значений $m_{1,2}$, $m_{2',3}$ и чисел зубьев имеем:

$$\Gamma_1 = 4 \cdot (30 + 2 \cdot 135) = 1200 \text{ мм},$$

$$\Gamma_2 = 5 \cdot (144 + 2 \cdot 18) = 750 \text{ мм}.$$

Для сравнения аналогичные расчеты проводим также для вариантов разложения 5 и 13 и результаты записываем в табл. 6.8.

Таблица 6.8

№ варианта разложения	Сомножители				Z_1	Z_2	$Z_{2'}$	Z_3	Условие сборки	Габариты (мм)	
	C_1	C_2	$C_{2'}$	C_3						Γ_1	Γ_2
5	1	4	8	57	65	260	32	228	не вып.	2340	1460
13	2	7	7	57	160	560	63	513	вып.	5120	3191
15	2	9	3	19	30	135	18	114	вып.	1200	750

Из табл. 6.8 видим, что вариант 15 разложения на сомножители с использованием дополнительного множителя, равного 9, как имеющий наименьшую сумму $P + Q$ и отношение P/Q , наиболее близкое к единице, обеспечивает минимальные габариты. Поэтому принимаем

$$Z_1 = 30; \quad Z_2 = 135; \quad Z_{2'} = 18; \quad Z_3 = 114.$$

6. Проверяем выполнение заданного передаточного отношения $i_{1,H}^{(3)} = -\frac{55}{2}$ при принятом числе зубьев по формуле (6.6):

$$i_{1,H}^{(3)} = 1 - (-1)^n \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{2'}},$$

где n – число пар внешнего зацепления для механизма AA , равное 2.

Тогда

$$i_{1,H}^{(3)} = 1 - (-1)^2 \cdot \frac{135}{30} \cdot \frac{114}{18} = -\frac{55}{2}.$$

Заданное передаточное отношение выполняется.

7. Проверяем выполнение условия соосности по формуле (см. табл. 6.4):

$$\mu_{1,2}(Z_1 + Z_2) = \mu_{2',3}(Z_3 + Z_{2'}),$$

где $\mu_{1,2} = m_{1,2} = 4$ мм, $\mu_{2',3} = m_{2',3} = 5$ мм.

После подстановки значений $\mu_{1,2}$ и $\mu_{2',3}$ и чисел зубьев получим

$$4 \cdot (30 + 135) = 5 \cdot (114 + 18),$$

$$\text{или } 660 = 660.$$

Условие соосности выполняется.

8. Проверяем условие сборки по формуле (6.18):

$$\frac{Z_1 Z_{2'} - Z_2 Z_3}{K_{2,2'} \cdot D_{2,2'}} = E,$$

где $K_{2,2'} = 3$, $D_{2,2'} = 9$. Тогда

$$E = \frac{30 \cdot 18 - 135 \cdot 114}{3 \cdot 9} = -550 \text{ (целое число).}$$

Условие сборки выполняется.

Поскольку выполнены рекомендации табл. 6.5, условие соседства можно не проверять.

Пример 2. Для механизма AA (см. рис. 6.1, *a*) найти числа зубьев колес при следующих данных:

$$i_{H,1}^{(3)} = 20; \quad K_{2,2'} = 3; \quad m_{1,2} = 2,5 \text{ мм}; \quad m_{2',3} = 3 \text{ мм}.$$

Зубчатые колеса прямозубые, некорригированные.

Решение. 1. Определяем передаточное отношение обращенного механизма. Из формулы (6.24) имеем:

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{i_{H,1}^{(3)} - 1}{i_{H,1}^{(3)}}.$$

Подставив заданное значение $i_{H,1}^{(3)} = 20$, получим

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{20 - 1}{20} = \frac{19}{20}.$$

2. Записываем в табл. 6.9 возможные варианты разложения передаточного отношения $i_{1,3}^{(H)} = \frac{19}{20} = \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_2'}$.

Таблица 6.9

№ варианта разложения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_2'}$	$\frac{1}{1} \cdot \frac{19}{20}$	$\frac{19}{20} \cdot \frac{1}{1}$	$\frac{1}{2} \cdot \frac{19}{10}$	$\frac{19}{10} \cdot \frac{1}{2}$	$\frac{1}{4} \cdot \frac{19}{5}$	$\frac{19}{5} \cdot \frac{1}{4}$	$\frac{3}{4} \cdot \frac{19}{15}$	$\frac{19}{15} \cdot \frac{3}{4}$	$\frac{5}{4} \cdot \frac{19}{25}$	$\frac{19}{25} \cdot \frac{5}{4}$	$\frac{4}{5} \cdot \frac{19}{16}$

3. Определяем P , Q и $P + Q$ для записанных в табл. 6.9 вариантов по формуле (30):

$$\frac{P}{Q} = \frac{\mu_{2',3}}{\mu_{1,2}} \cdot \frac{C_3 + C_2'}{C_1 + C_2},$$

где $\frac{\mu_{2',3}}{\mu_{1,2}} = \frac{m_{2',3}}{m_{1,2}} = \frac{3}{2,5} = \frac{6}{5}$.

Значения C_1 , C_2 , C_2' и C_3 берутся для соответствующего варианта. Результаты записываем в табл. 6.10.

Таблица 6.10

№ варианта разложения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
P	117	4	58	18	144	1	204	21	88	27	14
Q	5	65	5	145	25	4	35	85	15	110	3
$P + Q$	122	69	63	163	169	5	239	106	103	137	17

Из табл. 6.10 видим, что, по сравнению с другими, варианты 6 и 11 имеют наименьшую сумму $P + Q$, а в варианте 10 отношение P/Q – наиболее близко к единице. Следовательно, один из этих вариантов должен обеспечить наименьшие габариты механизма.

4. Для сравнения определяем числа зубьев колес для вариантов 2, 3, 6, 10, 11 по формулам (6.30):

$$\begin{aligned} Z_1 &= C_1 P \gamma; & Z_{2'} &= C_{2'} Q \gamma; \\ Z_2 &= C_2 P \gamma; & Z_3 &= C_3 Q \gamma. \end{aligned}$$

Например, для варианта 6 ($P=1$, $Q=4$, $C_1=5$, $C_2=19$, $C_{2'}=4$, $C_3=1$) имеем

$$\begin{aligned} Z_1 &= 5 \cdot 1 \gamma; & Z_{2'} &= 4 \cdot 4 \gamma; \\ Z_2 &= 19 \cdot 1 \gamma; & Z_3 &= 1 \cdot 4 \gamma. \end{aligned}$$

Приняв $\gamma = 5$, получим

$$Z_1 = 25, \quad Z_2 = 95, \quad Z_{2'} = 80, \quad Z_3 = 20.$$

5. Проверяем условие сборки по формуле (6.18):

$$\frac{Z_1 Z_{2'} - Z_2 Z_3}{K_{2,2'} D_{2,2'}} = E,$$

где $K_{2,2'} = 3$, $D_{2,2'} = 5$.

После подстановки в уравнение сборки значений чисел зубьев ($K_{2,2'} = 3$, $D_{2,2'} = 5$) имеем

$$E = \frac{25 \cdot 80 - 95 \cdot 24}{3 \cdot 5} = -18,6(6) \quad (\text{не целое число}).$$

Условие сборки не выполняется.

При $\gamma = 6$ получим $Z_1 = 30$, $Z_2 = 114$, $Z_{2'} = 96$, $Z_3 = 24$, имеем

$$E = \frac{30 \cdot 96 - 114 \cdot 24}{3 \cdot 6} = 8 \quad (\text{целое число}).$$

Условие сборки выполняется.

6. Определяем габариты механизма для варианта 6 при $\gamma = 6$ (см. рис. 6.1, а):

$$\Gamma_1 = m_{1,2} (Z_1 + 2Z_2);$$

$$\Gamma_2 = m_{2',3} (Z_3 + 2Z_{2'}).$$

Подставив сюда числовые значения $m_{1,2} = 2,5$, $m_{2',3} = 3$, $Z_1 = 30$, $Z_2 = 114$, $Z_{2'} = 24$, $Z_3 = 96$, получим

$$\Gamma_1 = 2,5 \cdot (30 + 2 \cdot 114) = 645 \text{ мм};$$

$$\Gamma_2 = 3 \cdot (24 + 2 \cdot 96) = 648 \text{ мм}.$$

Аналогичные расчеты проводим для вариантов 2, 3, 10 и 11 и результаты записываем в табл. 6.11.

Таблица 6.11

№ варианта разложения	Сомножители				γ	Z_1	Z_2	$Z_{2'}$	Z_3	Условие сборки	Габариты (мм)	
	C_1	C_2	$C_{2'}$	C_3							Γ_1	Γ_2
2	20	19	1	1	1	80	76	65	65	не вып.	580	585
3	2	1	10	19	1	116	58	50	95	не вып.	580	585
6	2	19	4	1	5	25	95	80	20	не вып.	537,5	540
					6	30	114	96	24	вып.	645	648
10	25	19	4	5	1	675	513	340	475	вып.	4252,5	3465
11	5	4	16	19	1	70	56	48	57	вып.	455	459

Вариант 11 обеспечивает наименьшие габариты механизма. Поэтому принимаем

$$Z_1 = 70, \quad Z_2 = 56, \quad Z_{2'} = 48, \quad Z_3 = 57.$$

7. Проверяем выполнение заданного передаточного отношения для принятых чисел зубьев колес механизма $i_{H,1}^{(3)} = 20$ по формуле (см. табл. 6.4):

$$i_{H,1}^{(3)} = \frac{1}{1 - \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_{2'}}}.$$

Подставив в эту формулу числовые значения чисел зубьев, получим

$$i_{H,1}^{(3)} = \frac{1}{1 - \frac{56 \cdot 57}{70 \cdot 48}} = 20.$$

Заданное передаточное отношение выполняется.

8. Проверяем выполнение условия соосности по формуле (см. табл. 6.4):

$$\mu_{1,2}(Z_1 + Z_2) = \mu_{2',3}(Z_3 + Z_{2'}),$$

где $\mu_{1,2} = m_{1,2} = 2,5 \text{ мм}$, $\mu_{2',3} = m_{2',3} = 3 \text{ мм}$.

После подстановки числовых значений $\mu_{1,2}$, $\mu_{2',3}$ и чисел зубьев получим

$$2,5(70 + 56) = 3(57 + 48),$$

$$\text{или } 315 = 315.$$

Условие соосности выполняется.

9. Проверяем условие сборки по формуле (6.18):

$$\frac{Z_1 Z_{2'} - Z_2 Z_3}{K_{2,2'} D_{2,2'}} = E,$$

где $K_{2,2'} = 3$, $D_{2,2'} = 8$.

После подстановки значений $K_{2,2'}$, $D_{2,2'}$ и чисел зубьев получим

$$E = \frac{770 \cdot 48 - 56 \cdot 57}{33 \cdot 8} = 77 \text{ (целое).}$$

Условие сборки выполняется.

Поскольку выполняются рекомендации табл. 6.5, условие соседства можно не проверять.

Пример 3. Для механизма AJ (см. рис. 6.1, б) найти числа зубьев зубчатых колес при следующих данных:

$$i_{1,H}^{(3)} = 21, \quad K_{2,2'} = 3, \quad m_{1,2} = 3 \text{ мм}, \quad m_{2',3} = 4 \text{ мм}.$$

Зубчатые колеса прямозубые, некорректированные.

Решение. 1. Определяем передаточное отношение обращенного механизма по формуле (6.29):

$$i_{1,3}^{(H)} = 1 - 21 = -20.$$

2. Представляем $|i_{1,3}^{(H)}|$ в виде дроби A/B (где $B=1$):

$$|i_{1,3}^{(H)}| = \frac{A}{B} = \dots = \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_{2'}}.$$

Записываем в табл. 6.12 возможные варианты её разложения на сомножители (варианты 1–6) и варианты разложения с помощью дополнительных множителей (варианты 7–10).

Таблица 6.12

№ варианта разложения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_{2'}}$	$\frac{2}{1} \cdot \frac{20}{2}$	$\frac{20}{2} \cdot \frac{2}{1}$	$\frac{4}{1} \cdot \frac{5}{1}$	$\frac{5}{1} \cdot \frac{4}{1}$	$\frac{2}{1} \cdot \frac{10}{1}$	$\frac{10}{1} \cdot \frac{2}{1}$	$\frac{9}{2} \cdot \frac{40}{9}$	$\frac{40}{9} \cdot \frac{9}{2}$	$\frac{10}{3} \cdot \frac{6}{1}$	$\frac{5}{2} \cdot \frac{8}{1}$

В соответствии с рекомендациями (табл. 6.5) варианты 1, 2 и 6 должны быть исключены из рассмотрения.

3. Определяем P , Q и $P+Q$ для оставшихся вариантов по формуле (6.29):

$$\frac{P}{Q} = \frac{\mu_{2',3}}{\mu_{1,2}} \cdot \frac{C_3 - C_{2'}}{C_1 + C_2},$$

где $\frac{\mu_{2',3}}{\mu_{1,2}} = \frac{m_{2',3}}{m_{1,2}} = \frac{4}{3}$, значения C_1 , C_2 , $C_{2'}$, C_3 берутся из табл. 6.12 для соответствующего варианта.

Например, для варианта 3 ($C_1 = 1$; $C_2 = 4$; $C_{2'} = 1$; $C_3 = 5$) получим

$$\frac{P}{Q} = \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{5-1}{4+1} \right) = \frac{16}{15}, \quad P=16, \quad Q=15, \quad P+Q=31.$$

Аналогичные вычисления проводим для остальных вариантов и результаты записываем в табл. 6.13.

Таблица 6.13

№ варианта разложения	3	4	5	7	8	9	10
P	16	2	4	124	4	28	4
Q	15	3	1	33	21	39	3
$P + Q$	31	5	5	157	25	67	7

Из табл. 6.13 видим, что в варианте 3 отношение P/Q к единице ближе, чем в других вариантах, а в вариантах 4 и 5 сумма меньше, чем в других вариантах. Поэтому один из этих (3, 4, 5) вариантов должен обеспечить наименьшие габариты механизма.

4. Определяем числа зубьев колес для вариантов 3, 4 и 5 по формуле (6.30):

$$Z_1 = C_1 P \gamma; \quad Z_2' = C_2' Q \gamma;$$

$$Z_2 = C_2 P \gamma; \quad Z_3 = C_3 Q \gamma.$$

Например, для варианта 3 ($C_1 = 1, C_2 = 4, C_2' = 1, C_3 = 5; P = 16; Q = 15$) получим

$$Z_1 = 1 \cdot 16 \gamma; \quad Z_2' = 1 \cdot 15 \gamma;$$

$$Z_2 = 4 \cdot 16 \gamma; \quad Z_3 = 5 \cdot 15 \gamma;$$

Приняв $\gamma = 2$, получим

$$Z_1 = 32, \quad Z_2 = 128, \quad Z_2' = 30, \quad Z_3 = 150.$$

5. Определяем габариты Γ_1 и Γ_2 (см. рис. 6.1, б):

$$\Gamma_1 = m_{1,2}(Z_1 + 2Z_2); \quad \Gamma_2 = m_{2,3}Z_3.$$

После подстановки значений $m_{1,2}$ и $m_{2,3}$ и чисел зубьев имеем

$$\Gamma_1 = 3(32 + 2 \cdot 128) = 864 \text{ мм}, \quad \Gamma_2 = 4 \cdot 150 = 600 \text{ мм}.$$

Аналогичные расчеты проводим для 4 и 5 вариантов и результаты записываем в табл. 6.14.

Таблица 6.14

№ варианта разложения	Сомножители				Z_1	Z_2	Z_2'	Z_3	Условие сборки	Габариты (мм)	
	C_1	C_2	C_2'	C_3						Γ_1	Γ_2
3	1	4	1	5	32	128	30	150	вып.	864	600
4	1	5	1	4	18	90	27	108	вып.	594	600
5	1	2	1	10	72	144	18	180	вып.	1080	720

Из табл. 6.14 видим, что наименьшие габариты обеспечивает вариант 4, в котором сумма $P + Q$ наименьшая. Поэтому принимаем

$$Z_1 = 18, \quad Z_2 = 90, \quad Z_2' = 27, \quad Z_3 = 108.$$

6. Проверяем выполнение заданного передаточного отношения по формуле (6.6):

$$i_{1,H}^{(3)} = 1 - (-1)^n \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2'},$$

где $n = 1$. Тогда

$$i_{1,H}^{(3)} = 1 - (-1) \frac{128}{32} \cdot \frac{150}{30} = 21.$$

Заданное передаточное отношение выполняется.

7. Проверяем выполнение условия соосности по формуле (см. табл. 6.4):

$$\mu_{1,2}(Z_1 + Z_2) = \mu_{2,3}(Z_3 - Z_2'),$$

где $\mu_{1,2} = m_{1,2} = 3$ мм, $\mu_{2,3} = m_{2,3} = 4$ мм.

Тогда $(32 + 128) \cdot 3 = (150 - 30) \cdot 4$, или $480 = 480$.

Условие соосности выполняется.

8. Проверяем условие сборки по формуле (6.18):

$$\frac{Z_1 Z_2' + Z_2 Z_3}{K_{2,2'} \cdot D_{2,2'}} = E,$$

где $K_{2,2'} = 3$, $D_{2,2'} = 2$.

После подстановки в уравнение сборки значений $K_{2,2'}$ и $D_{2,2'}$ и чисел зубьев получим

$$E = \frac{32 \cdot 30 + 12 \cdot 150}{3 \cdot 2} = 3200 \text{ (целое)}.$$

Условие сборки выполняется.

Поскольку выполнены рекомендации табл. 6.5, условие соседства можно не проверять.

Пример 4. Для механизма JJ (см. рис. 6.1, в) найти числа зубьев колес при следующих данных:

$$i_{H,1}^{(3)} = 20, \quad K_{2,2'} = 3, \quad m_{1,2} = 2 \text{ мм}, \quad m_{2,3} = 2 \text{ мм}.$$

Зубчатые колеса прямозубые, некорректированные.

Решение. 1. Определяем передаточное отношение обращенного механизма по формуле (6.24):

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{i_{H,1}^{(3)} - 1}{i_{H,1}^{(3)}}.$$

Подставив в эту формулу заданное значение $i_{H,1}^{(3)} = 20$, получим

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{20-1}{20} = \frac{19}{20}.$$

2. Запишем в табл. 6.15 возможные варианты разложения $\left| i_{1,3}^{(H)} \right| = \frac{19}{20}$ на сомножители (варианты 1–6) и варианты разложения с помощью дополнительных множителей (варианты 7–11):

$$\left| i_{1,3}^{(H)} \right| = \frac{A}{B} = \frac{19}{20} = \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_2'}.$$

Таблица 6.15

№ вариантов разложения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_3}{C_2'}$	$\frac{1}{4} \cdot \frac{19}{5}$	$\frac{19}{5} \cdot \frac{1}{4}$	$\frac{1}{5} \cdot \frac{19}{4}$	$\frac{19}{4} \cdot \frac{1}{5}$	$\frac{1}{10} \cdot \frac{19}{2}$	$\frac{19}{2} \cdot \frac{1}{10}$	$\frac{2}{5} \cdot \frac{19}{8}$	$\frac{19}{8} \cdot \frac{2}{5}$	$\frac{1}{3} \cdot \frac{57}{20}$	$\frac{3}{8} \cdot \frac{38}{15}$	$\frac{3}{10} \cdot \frac{19}{6}$

В соответствии с табл. 6.5 варианты 2, 4, 6, 8 следует исключить из рассмотрения.

3. Определяем P , Q и $P+Q$ для оставшихся вариантов (1, 3, 5, 7, 9, 10 и 11) по формуле (6.29):

$$\frac{P}{Q} = \frac{\mu_{2',3}}{\mu_{1,2}} \cdot \frac{C_3 - C_2'}{C_1 - C_2},$$

где $\frac{\mu_{2',3}}{\mu_{1,2}} = \frac{m_{2',3}}{m_{1,2}} = \frac{2}{2} = \frac{1}{1}$, а значения C_1 , C_2 , C_2' и C_3 берутся из табл. 6.15

для соответствующего варианта.

Например, для варианта 1 ($C_1=4$, $C_2=1$, $C_2'=5$, $C_3=19$) получим

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{1} \cdot \frac{19-5}{4-1} = \frac{14}{3},$$

т. е. $P=14$, $Q=3$, $P+Q=14+3=17$.

Аналогично определяем P , Q и $P+Q$ для других вариантов и результаты записываем в табл. 6.16.

Таблица 6.16

№ варианта разложения	1	3	5	7	9	10	11
P	14	15	17	11	37	23	13
Q	3	4	9	3	2	5	7
$P+Q$	17	19	26	14	39	28	20

Из таблицы видим, что минимальную сумму $P + Q$ имеет вариант 7, а отношение P/Q ближе других к единице у вариантов 5 и 11. Поэтому наименьшие размеры механизма должны получаться по одному из этих вариантов.

4. Определяем числа зубьев зубчатых колес для варианта 7 по формулам (6.30):

$$\begin{aligned} Z_1 &= C_1 P \gamma; & Z_2 &= C_2 Q \gamma; \\ Z_2 &= C_2' P \gamma; & Z_3 &= C_3 Q \gamma. \end{aligned}$$

Подставив значения ($C_1 = 5, C_2 = 2, C_2' = 8, C_3 = 19, P = 11, Q = 3$) в эту формулу, получим

$$\begin{aligned} Z_1 &= 5 \cdot 11 \gamma = 55 \gamma; & Z_2 &= 8 \cdot 3 \gamma = 24 \gamma; \\ Z_2 &= 1 \cdot 11 \gamma = 22 \gamma; & Z_3 &= 19 \cdot 3 \gamma = 57 \gamma. \end{aligned}$$

Приняв $\gamma = 1$, получим числа зубьев, удовлетворяющие условию правильного зацепления (см. табл. 6.2):

$$Z_1 = 55, \quad Z_2 = 22, \quad Z_2' = 24, \quad Z_3 = 57.$$

5. Для сравнения проводим аналогичные расчеты для вариантов 1, 3 и 11 и результаты записываем в табл. 6.17.

Таблица 6.17

№ варианта разложения	Сомножители				Z_1	Z_2	Z_2'	Z_3	Условие сборки	Габариты (мм)	
	C_1	C_2	C_2'	C_3						Γ_1	Γ_2
1	4	1	5	19	112	28	30	114	вып.	224	228
3	5	1	4	19	150	30	32	152	вып.	300	304
7	5	2	8	19	55	22	24	57	вып.	110	114
11	10	3	6	19	130	39	42	133	не вып.	260	266

Из табл. 6.17 видно, что наименьшие габариты дает вариант 7. При этом выполняются все условия. Поэтому принимаем

$$Z_1 = 55, \quad Z_2 = 22, \quad Z_2' = 24, \quad Z_3 = 57.$$

6. Проверяем выполнение передаточного отношения по формуле (6.5):

$$i_{H,1}^{(3)} = \frac{1}{1 - \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2'}}.$$

После подстановки значений Z_1, Z_2, Z_2', Z_3 получим

$$i_{H,1}^{(3)} = \frac{1}{1 - \frac{22}{55} \cdot \frac{57}{24}} = 20.$$

Найденные числа зубьев обеспечивают выполнение заданного передаточного отношения.

7. Проверяем условие соосности по формуле (см. табл. 6.4)

$$m_{1,2}(Z_1 - Z_2) = m_{2',3}(Z_3 - Z_{2'}).$$

Подставив значения $m_{1,2} = 2$, $m_{2',3} = 2$, $Z_1 = 55$, $Z_2 = 22$, $Z_{2'} = 24$, $Z_3 = 4$, получим

$$2 \cdot (55 - 22) = 2 \cdot (24 - 4), \text{ или } 66 = 66.$$

Условие соосности выполняется.

9. Проверяем условие сборки по формуле (6.18)

$$\frac{Z_1 Z_{2'} - Z_2 Z_3}{K_{2,2'} \cdot D_{2,2'}} = E,$$

где $K_{2,2'} = 3$, $D_{2,2'} = 2$.

Тогда, после подстановки значений величин, входящих в уравнение сборки, получим

$$E = \frac{55 \cdot 24 - 22 \cdot 57}{3 \cdot 2} = 11 \text{ (целое)}.$$

Условие сборки удовлетворяется. Условие соседства не проверяем, поскольку отношения C_2/C_1 и C_3/C_2 взяты в пределах рекомендуемых значений (см. табл. 6.5).

Пример 5. Для механизма \overline{AJ} (см. рис. 6.1, з) определить числа зубьев колес при следующих данных:

$$i_{1,H}^{(3)} = 7, \quad K_2 = 3.$$

Зубчатые колеса прямозубые, некорректированные.

Решение. Применяя генеральное уравнение, определяем числа зубьев колес механизма по формуле (6.35)

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : E = Z_1 \left[1 : \frac{i_{1,H}^{(3)} - 2}{2} : (i_{1,H}^{(3)} - 1) : \frac{i_{1,H}^{(3)}}{K_2} \right].$$

Подставив сюда заданные значения $i_{1,H}^{(3)} = 7$ и $K_2 = 3$, получим

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : E = Z_1 \left(1 : \frac{5}{2} : 6 : \frac{7}{3} \right).$$

Следовательно,

$$Z_2 = \frac{5}{2} Z_1; \quad Z_3 = 6 Z_1; \quad E = \frac{7}{3} Z_1.$$

Для получения целых значений чисел зубьев (E), а также минимальных размеров механизма, и обеспечивая правильное зацепление ($Z_{\min} \geq 17$), принимаем $Z_1 = 18$.

Тогда получим $Z_1 = 18$, $Z_2 = 45$, $Z_3 = 108$.

При этом условие сборки обеспечивается, так как

$$E = \frac{7}{3} \cdot 18 = 42 \text{ (целое).}$$

Проверяем выполнение заданного передаточного отношения по формуле (см. табл. 6.4):

$$i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}; \quad i_{1,H}^{(3)} = 1 + \frac{108}{18} = 7.$$

Заданное передаточное отношение обеспечивается.

Проверяем условие соседства по формуле (6.19), где $K_2 = 3$, $f_2 = h_a^* = 1$ (нулевые колеса).

Тогда $\sin \frac{180}{3} > \frac{45 + 2 \cdot 1}{18 + 45}$, или $0,866 > 0,746$.

Условие соседства выполняется.

Таким образом, принимаем $Z_1 = 18$, $Z_2 = 45$, $Z_3 = 108$.

7. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СЛОЖНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Под кинематическим исследованием зубчатых механизмов понимают определение передаточного отношения (или передаточного числа) механизма, частоты и направления вращения звеньев.

В принципе, кинематическое исследование может быть выполнено аналитическим или графическим методами. Как правило, кинематическое исследование зубчатых механизмов проводится аналитическим методом, при котором результаты могут быть получены с любой наперед заданной точностью. При этом достаточно иметь принципиальную схему механизма, тогда как при графическом методе необходимо вычерчивать механизм в масштабе, строить планы линейных и угловых скоростей. Этот метод больше используется в познавательных целях, а при больших передаточных отношениях могут быть значительные погрешности при графическом их определении.

Как известно, зубчатые механизмы могут быть разделены на две группы:

1) *рядовые* механизмы – это механизмы, оси зубчатых колес которых неподвижны;

2) *планетарные* и *дифференциальные* механизмы, у которых имеются колеса, совершающие сложное движение – вращаются относительно собственной оси и вместе с ней вращаются относительно осей *центральных* колес.

Простейший зубчатый механизм состоит из пары колес с неподвижными осями. Механизм, у которого число колес более двух, относят к сложным.

Ниже рассмотрен пример кинематического исследования сложного зубчатого механизма.

Пример. Пусть для механизма, представленного на рис. 7.1, задано: числа зубьев колес $Z_1 = Z_{2'} = Z_{3'} = 18$, $Z_2 = Z_3 = 42$, $Z_{4'} = 16$, $Z_5 = 38$. Модули зацепления $m_{2',3} = m_{3',4}$. Частота вращения ведущего звена $n_1 = 2200$ об/мин. Определить общее передаточное отношение, передаточные отношения отдельных ступеней и частоту вращения каждого звена.

Данный механизм состоит из двух рядовых ступеней с неподвижными осями $1 - 2$ и $4' - 5$ и планетарного механизма (ступени) $2' - 3 - 3' - 4 - H$, у которого входное ведущее звено $2'$ и выходное звено – водило H .

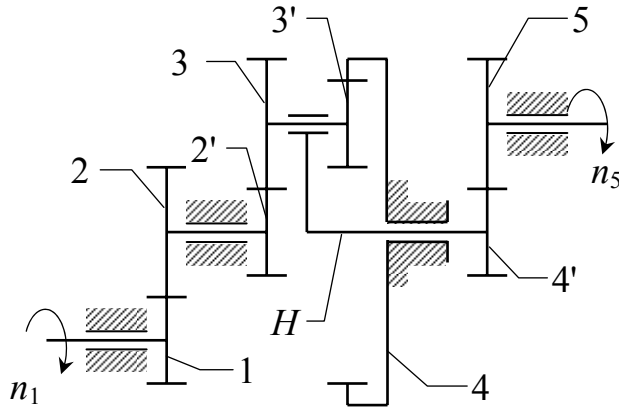


Рис. 7.1

Передаточное отношение сложного механизма с последовательным соединением ступеней равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней, т. е.

$$i_{1,5} = i_{1,2} \cdot i_{2',H} \cdot i_{4',5}, \quad (7.1)$$

где

$$i_{1,2} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{42}{18} = -2,333.$$

Для планетарного механизма передаточное отношение от колеса j к водилу H (формула Виллиса) в общем виде имеет вид

$$i_{j,H} = 1 - i_{j,K}^{(H)}, \quad (7.2)$$

где K – неподвижное колесо планетарного механизма;

$i_{j,K}^{(H)}$ – передаточное отношение от колеса j к колесу K при неподвижном водиле H .

Тогда, так как для рассматриваемого механизма j – это колесо $2'$, а K – это колесо 4, будем иметь

$$i_{2',H} = 1 - i_{2',4} = 1 - [i_{2',3}^{(H)} \cdot i_{3',4}^{(H)}] = 1 - \left[\left(-\frac{Z_3}{Z_{2'}} \right) \left(+\frac{Z_4}{Z_{3'}} \right) \right] = 1 + \frac{Z_3 \cdot Z_4}{Z_{2'} \cdot Z_{3'}}. \quad (7.3)$$

Заметим, что при использовании уравнения (7.2) обязательно следует учесть знак передаточного отношения: для внешнего зацепления он отрицательный, для внутреннего – положительный.

Число зубьев на колесе 4 определим из условия соосности, обязательного для планетарных механизмов.

Условие соосности для данного механизма выражается в равенстве межосевых расстояний:

$$a_{w2',3} = a_{w3',4}. \quad (7.4)$$

Если модули колес одинаковые, то для нулевых передач это уравнение можно выразить через числа зубьев:

$$Z_{2'} + Z_3 = Z_4 - Z_{3'}, \quad (7.5)$$

отсюда

$$Z_4 = Z_3 + Z_{2'} + Z_{3'}. \quad (7.6)$$

Подставив значения, получим

$$Z_4 = 42 + 18 + 18 = 78.$$

Передаточное отношение планетарной ступени механизма

$$i_{2',H} = 1 + \frac{42 \cdot 78}{18 \cdot 18} = 11,111.$$

Передаточное отношение положительное, это означает, что колесо 2' и водило H вращаются в одну сторону.

Передаточное отношение последней ступени 4' – 5

$$i_{4',5} = -\frac{Z_5}{Z_{4'}} = -\frac{38}{16} = -2,375.$$

Передаточное отношение всего механизма будет

$$i_{1,5} = (-2,333) \cdot 11,111 \cdot (-2,375) = 61,565.$$

Найдем частоту вращения звеньев.

Частоту вращения колес 2, 2' найдем из выражения

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2},$$

отсюда

$$n_{2,2'} = \frac{n_{2'}}{i_{1,2}} = \frac{2200}{-2,333} = -942,99 \text{ об/мин}$$

(вращение в обратную сторону).

Частота вращения водила, равная частоте вращения колеса 4', найдется из формулы

$$i_{2',H} = \frac{n_{2'}}{n_H},$$

отсюда

$$n_H = \frac{n_{2'}}{i_{2',H}} = \frac{942,99}{11,111} = 84,87 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения колеса 5

$$i_{1,5} = \frac{n_1}{n_5},$$

отсюда

$$n_5 = \frac{n_1}{i_{1,5}} = \frac{2200}{61,565} = 35,735 \text{ об/мин.}$$

Очевидно, что n_H можно определить из формулы

$$i_{1,H} = \frac{n_1}{n_H},$$

отсюда

$$n_H = n_{4'} = \frac{n_1}{i_{1,H}} = \frac{n_1}{i_{1,H} \cdot i_{2',H}}.$$

А частоту вращения n_5 можно получить из формулы $i_{4',5} = \frac{n_{4'}}{n_5}$, тогда

$$n_5 = \frac{n_{4'}}{i_{4',5}}.$$

Для определения частоты вращения сателлита 3, 3' воспользуемся универсальной формулой Виллиса для эпициклических механизмов, которая, как известно, имеет вид

$$i_{j,K}^{(H)} = \frac{\omega_j - \omega_H}{\omega_K - \omega_H} = \frac{n_j - n_H}{n_K - n_H}. \quad (7.7)$$

Здесь $i_{j,K}^{(H)}$ – передаточное отношение от колеса j к колесу K при неподвижном водиле H .

Запишем передаточное отношение от колеса 3' к колесу 4 при неподвижном водиле H :

$$i_{3',4}^{(H)} = \frac{Z_4}{Z_{3'}} = \frac{n_{3'} - n_H}{n_4 - n_H}.$$

В нашем случае $n_4 = 0$ (неподвижное колесо), тогда

$$\begin{aligned} n_{3'} &= i_{3',4}^{(H)} \cdot (-n_H) + n_H = n_H (1 - i_{3',4}^{(H)}) = \\ &= n_H \left(1 - \frac{Z_4}{Z_{3'}}\right) = 84,87 \left(1 - \frac{76}{18}\right) = -282,9 \text{ об/мин.} \end{aligned}$$

Знак “–” показывает, что сателлит вращается в сторону, противоположную вращению водила H .

Тот же результат получим из другого выражения:

$$i_{2',3}^{(H)} = \frac{n_{2'} - n_H}{n_3 - n_H},$$

отсюда

$$n_3 = \frac{n_{2'} - n_H + n_H i_{2',3}^{(H)}}{i_{2',3}^{(H)}} = \frac{942,99 - 84,8 - 84,87 \cdot (-2,333)}{-2,333} = 282,9 \text{ об/мин.}$$

$$\text{Здесь } i_{2',3}^{(H)} = -\frac{Z_3}{Z_{2'}} = -\frac{42}{18} = -2,333.$$

Примечание

Если в планетарном механизме ведущим звеном является водило H , то передаточное отношение от водила к колесу $i_{H,j}$ будет обратным передаточному отношению от колеса к водилу, т. е.

$$i_{H,j} = \frac{1}{i_{j,H}} = \frac{1}{1 - i_{j,K}^{(H)}}.$$

8. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВНЕШНЕГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Поскольку зубчатые передачи имеют очень широкое применение в технике, при изучении курса теории механизмов и машин этому разделу также отводится немалый объем, выполняются домашние задания, курсовые работы и курсовой проект. В настоящее время наибольшее применение в машиностроении имеют эвольвентные профили зубьев, обладающие рядом преимуществ по сравнению с другими типами зацеплений.

Основным методом изготовления эвольвентных зубчатых колес, особенно ответственных быстроходных силовых передач, является нарезание методом обкатки (огибания) инструментом реечного типа или долбяком. Одним из важнейших достоинств этого метода нарезания (наряду с другими, которые здесь опускаем, полагая, что теоретический материал по теории зацепления студенту уже известен) является то, что при нарезании зубчатого колеса со смещением режущего инструмента (рейки, долбяка) изменяются размеры зуба – высота, толщина, изменяется межосевое расстояние, изменяются такие показатели зацепления, как удельное скольжение, удельное давление, а это означает, что может быть повышена изгибная и контактная прочность зубьев, повышена износостойкость, можно “вписаться” в заданное межосевое расстояние (коробки скоростей), а также влиять на другие параметры. Поскольку все это лучше всего уясняется только в сравнении, студенты машиностроительных специальностей проводят геометрический расчет и профилирование одной и той же пары зацепления нулевых и неравносмещенных (корректированных) зубчатых колес.

Коэффициенты смещения выбираются (или определяются) в зависимости от требований, предъявляемых к передаче, по таблицам В. Н. Кудрявцева, ЦКБР (Центральное конструкторское бюро редукторостроения) [4, 11, 15] или по блокирующим контурам [13].

Цель настоящей работы – дать полезные рекомендации для проверки правильности выполнения геометрического расчета, профилирования самого зацепления, что позволит сократить время на выполнение профилирования и избежать принципиальных ошибок.

Здесь рассмотрены вопросы, связанные только с геометрическим расчетом и профилированием зацепления, в объеме, предусмотренном в гл. 2 п. 4 и 5. Подбор чисел зубьев, кинематическое исследование планетарных механизмов, помимо известных учебников по теории механизмов и машин, изложены в гл. 6 и 7.

8.1. Геометрический расчет внешнего эвольвентного зацепления

В качестве примера взяты числа зубьев $Z_1=14$, $Z_2=32$, модуль зацепления $m=10$ мм. Коэффициенты смещения приняты из условия обеспечения наибольшей износостойкости. Остальные исходные данные и геометрический расчет зубчатых колес, нарезанных со смещением (А) и без смещения (Б), приведены в табл. 8.1. Линейные размеры подсчитаны с точностью 0,001 мм.

Таблица 8.1

Геометрические параметры
внешнего эвольвентного зацепления цилиндрических
прямозубых колес, нарезанных инструментом реечного типа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ					
ПАРАМЕТРЫ			Обо- значе- ние	Величи- на	
Число зубьев	шестерни ¹	колеса ¹	Z_1	14	
			Z_2	32	
Модуль зацепления, мм			m	10	
Исходный контур по ГОСТ 13755–68	Угол профиля, град		α	20	
	Коэффициент высоты головки		h_a^*	1	
	Коэффициент радиального зазора		C^*	0,25	
	Коэффициент радиуса кри- визны переходной кривой		ρ_f^*	0,4	
Коэффициент смещения [11, с. 287]			А	x_1	+0,62
				x_2	+0,68
			Б	x_1	0
				x_2	0
Расчет					
№	Наименование параметра	Формула и вычисления	А	Б	
1	2	3	4	5	
1	Передаточное число	$U : Z_2 / Z_1$	2,286		
2	Эвольвентный угол в точке на делительной окружности, рад	$\text{inv } \alpha = 0,014904$	$\text{tg } \alpha = 0,3639$		
			$\text{cos } \alpha = 0,9396$		
3	Эвольвентный угол в точке на начальной окружности, рад	$\text{inv } \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{Z_2 + Z_1} \text{tg } \alpha + \text{inv } \alpha =$	0,03547	0,01490	

Продолжение табл. 8.1

4	Угол зацепления ² , град	$\alpha_{wA} =$ $26,362^\circ = 26^\circ 21' 40''$	$\operatorname{tg} \alpha_w$	0,4956	0,3639
		$\alpha_{wB} = \alpha = 20^\circ$	$\cos \alpha_w$	0,8960	0,9396
5	Делительный шаг зубьев, мм	$p = \pi \cdot m$		31,416	
6	Основной шаг зубьев, мм	$p_b = p \cdot \cos \alpha$		29,518	
7	Начальный шаг зубьев, мм	$p_w = p_b / \cos \alpha_w$		32,944	31,416
8	Межосевое расстояние, мм	$a_w = \frac{m(Z_2 + Z_1)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$		241,192	230
9	Радиус делительной окружности, мм	$r_1 = 0,5Z_1 \cdot m =$		70	
		$r_2 = 0,5Z_2 \cdot m =$		160	
10	Радиус основной окружности, мм	$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha =$		65,772	
		$r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha =$		150,336	
11	Радиус начальной окружности, мм	$r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w$		73,406	70
		$r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w$		167,786	160
12	Радиус окружности впадин, мм	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + C^* - x_1)$		63,7	57,5
		$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + C^* - x_2)$		154,3	147,5
13	Радиус окружности вершин, мм	$r_{a1} = a_w - r_{f2} - C^* m$		84,319	80
		$r_{a2} = a_w - r_{f1} - C^* m$		174,919	170
14	Угол профиля на окружности вершин, град	$\alpha_{a1} = \arccos(r_{b1}/r_{a1})$		38,73°	34,7°
			$\operatorname{tg} \alpha_{a1}$	0,8020	0,6924
		$\alpha_{a2} = \arccos(r_{b2}/r_{a2})$		30,744°	27,831°
			$\operatorname{tg} \alpha_{a2}$	0,5948	0,5279
15	Эвольвентный угол в точке на окружности вершин, град	$\operatorname{inv} \alpha_{a1}$		0,126045	0,086804
		$\operatorname{inv} \alpha_{a2}$		0,058211	0,042186
16	Толщина зуба по дуге делительной окружности, мм	$S_1 = m(0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha)$		20,220	15,708
		$S_2 = m(0,5\pi + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha)$		20,657	15,708
17	Толщина зуба по дуге основной окружности, мм	$S_{b1} = 2r_{b1}[(S_1/2r_1) + \operatorname{inv} \alpha]$		20,960	16,719
		$S_{b2} = 2r_{b2}[(S_2/2r_2) + \operatorname{inv} \alpha]$		23,690	19,240
18	Толщина зуба по дуге начальной окружности, мм	$S_{w1} = 2r_{w1}[(S_1/2r_1) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w]$		18,184	15,708
		$S_{w2} = 2r_{w2}[(S_2/2r_2) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w]$		14,760	15,708

Окончание табл. 8.1

19	Толщина зуба по дуге окружности вершин, мм	$S_{a1} = 2r_{a1}[(S_1/2r_1) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a1}]$	5,614	6,448		
		$S_{a2} = 2r_{a2}[(S_2/2r_2) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a2}]$	7,432	7,414		
20	Высота зуба, мм	$h = r_a - r_f$	20,619	22,5		
21	Глубина захода, мм	$h_3 = h - C^* m$	18,119	20,0		
22	Показатель заострения зуба	S_{a1}/m	0,561	0,645		
		S_{a2}/m	0,743	0,741		
23	Коэффициент воспринимаемого смещения	$Y = \frac{Z_2 + Z_1}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right)$	1,1192	0,0		
24	Воспринимаемое смещение	$Y_m = Y \cdot m$	11,192	0,0		
25	Коэффициент уравнивательного смещения	$\Delta Y = x_1 + x_2 - Y$	0,205	0,0		
26	Радиус кривизны переходной кривой, мм	$\rho_f = \rho_f^* \cdot m$	4,0	4,0		
27	Радиальный зазор, мм	$C = C^* m$	2,5	2,5		
28	Коэффициент перекрытия	аналитически	$\varepsilon = \frac{Z_1(\text{tg} \alpha_{a1} - \text{tg} \alpha_w)}{2\pi} + \frac{Z_2(\text{tg} \alpha_{a2} - \text{tg} \alpha_w)}{2\pi}$	1,19	1,57	
		по чертежу ³	$\varepsilon = L_{P_1P_2} / P_b$	$L_{P_1P_2}$, мм	35,0	47,0
			$(L_{P_1P_2} - \text{длина активной части линии зацепления})$		1,185	1,59

По данным этой таблицы выполнено профилирование зацепления типа А и Б (см. лист 2 вкладки).

Чтобы убедиться в правильности выполненных расчетов, рекомендуем сделать ряд проверок:

а) сумма $r_{w1} + r_{w2}$ позиции 11 должна быть равна a_w позиции 8 (с той же степенью точности);

б) разность $a_{wA} - a_{wB}$ позиции 8 должна быть равна результату Y_m в позиции 24;

в) сумма толщин зубьев по начальной окружности $S_{w1} + S_{w2}$ позиции 18 должна быть равна шагу P_w по начальной окружности в позиции 7 (для А и Б);

г) высота зуба h (позиция 20) должна быть одинакова по расчетам, т. е. $r_{a1} - r_{f1}$ или $r_{a2} - r_{f2}$ (поэтому в позиции 20 индексы колес не указаны);

д) разность $h - h_3$ (позиции 20 и 21) должна быть одинаковой и равной величине радиального зазора C^*m (позиция 27);

е) с увеличением радиуса толщина зуба колеса с внешним зацеплением уменьшается, поэтому в этих расчетах должно соблюдаться условие

$$S_b > S > S_w > S_a;$$

ж) при правильно выбранных коэффициентах смещения не должно быть заострения зубьев, показатель заострения $S_a/m \geq 0,2$ (позиция 22);

з) для положительного зацепления $\alpha_w > \alpha$. Поэтому коэффициент перекрытия $\varepsilon_A < \varepsilon_B$ (и, как правило, он не должен быть менее 1,1...1,2). Заметим еще, что коэффициент перекрытия для прямозубых колес при $\alpha = 20^\circ$ и $h_a^* = 1$ не может быть больше 1,98, что соответствует теоретически возможному.

Примечание

При правильно выполненных расчетах все эти пункты соблюдаются автоматически, поэтому в пояснительной записке приводить такую проверку не следует.

8.2. Профилирование зацепления

По данным расчета проводим построение зацеплений нулевых Б (некорректированных) и неравносмещенных А (корректированных) зубчатых колес (см. чертеж на вклейке).

Порядок построения зацеплений можно свести к следующему.

Так как ряд параметров не зависит от смещения, то в целях сокращения времени рекомендуется вести построение зацеплений А и Б параллельно.

Работа обычно выполняется на листе формата А1.

1. Проводим линии центров зубчатых колес.

2. Намечаем центр колеса O_1 (малое колесо будет расположено сверху, большое – снизу. Зацепление А – слева, зацепление Б – справа). Центр колес 1 для А и Б удобнее расположить на одной линии.

3. Радиусом r_1 проводим для А и Б делительные окружности (штрихпунктирная линия). Для Б $r_1 = r_{w1}$.

4. Радиусом r_{b1} проводим основные окружности (для А и Б).

5. Намечаем положение центра колеса O_2 , отложив межосевые расстояния a_{wA} , a_{wB} . (В случае больших колес или при крупных масштабах центр может находиться вне листа).

6. Из центра O_2 радиусом r_2 проводим делительные окружности (для А и Б).

7. Для зацепления Б делительные и начальные окружности совпадают, поэтому точка их касания (2) является полюсом зацепления.

При больших размерах зубчатого колеса для точности построения (для зацепления А) лучше отложить величину воспринимаемого смещения Y_m и через полученную точку на линии центров провести дугу окружности.

Так следует поступать и в дальнейшем – намечать точки, через которые должны проходить те или иные окружности.

8. Прочертим основную окружность радиусом r_{b2} для А и Б. Здесь также для большей точности найдем разность

$$r_2 - r_{b2} = 82 - 77,047 = 4,953 \text{ мм},$$

и через точки на линии центров пройдет окружность r_{b2} .

9. Проводим касательную (для А и Б) к основным окружностям (точки касания обозначены N_1, N_2), которая будет являться *общей нормалью* к сопряженным профилям зубьев. Она обозначена $n - n$. Точка пересечения нормали $n - n$ с линией центров является *полюсом зацепления* П.

10. Через точку П (для А) проводим начальные окружности r_{w1} и r_{w2} .

11. Проведем общую касательную к начальным окружностям $\tau - \tau$. Угол между $n - n$ и $\tau - \tau$ будет являться углом зацепления α_w (при аккуратном выполнении этот угол будет соответствовать расчетному). Переходим к рассмотрению построения профилей зубьев.

12. Проведем окружности вершин зубьев – r_{a1} .

13. Проведем окружности впадин зубьев – r_{f1} .

14. Отложим на линии центров величину радиального зазора $C = C^* m$, одинаковую для А и Б, и через полученные точки проведем окружности вершин и впадин колеса 2, т. е. r_{a2} и r_{f2} .

15. Отметим на чертеже линии зацепления: теоретическую (N_1N_2) и практическую (P_1P_2) (действительную), ограниченную точками пересечения нормали $n - n$ с окружностями вершин зубьев. Линия зацепления является геометрическим местом точек контакта сопряженных профилей зубьев.

16. Профили зубьев построим по нескольким точкам. От полюса отложим половину толщины зуба по начальной окружности, т. е. $S_a/2$, $S/2$, $S_w/2$, $S_b/2$, и соединим эти точки плавной кривой, получим эвольвентную часть зуба.

Примечание

Эвольвентную часть зуба можно получить построением, обкатив без скольжения общую нормаль по основным окружностям. Построение эвольвенты приведено в [4] и других учебниках по теории механизмов и машин.

17. Ножка зуба сопрягается с окружностью впадин радиусом ρ_f .

Если $r_f + \rho_f$ меньше радиуса основной окружности r_b , являющейся началом эвольвенты, то эта часть профиля зуба при нарезании будет выполнена по переходной кривой. При выполнении данной работы этот участок зуба можно выполнить по радиальной прямой. Если $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты ножки зуба $h_f^* = 1,25$ и $\rho_f = 0,38m$, то условие

$$r_f + \rho_f < r_b$$

будет иметь место при числе зубьев

$$Z < \frac{1,74 - 2x}{0,06}.$$

Для нулевых колес это число зубьев равно 29.

Вычерчивание ножки зуба указанным способом является упрощенным. В действительности, как отмечалось выше, эта часть зуба формируется по переходной кривой, которая получается автоматически при нарезании зубчатых колес методом обкатки (огибания). Построение переходной кривой показано в работе [4].

18. Наносим положения осей симметрии зубьев, откладывая по любой из окружностей r , r_w или r_b соответствующие шаги – P , P_w или P_b , и, пользуясь шаблоном, вычерчиваем любое количество зубьев на шестерне и колесе.

19. Построение дуги зацепления. Дуга зацепления есть путь, который проходят сопряженные зубья от начала до конца зацепления. Для нахождения дуг зацепления построим сопряженные профили (пунктирные линии) в начальной точке зацепления (точка P_2) и в конце зацепления (точка P_1). Дуги $c_1c'_1$ и $c_2c'_2$ являются дугами зацепления по начальным окружностям. Они равны между собой, так как по начальным окружностям колеса обкатываются без скольжения.

Заметим, что дуги зацепления, построенные таким образом, являются *действительными*, т. е. показывают действительный путь, проходимый парой сопряженных зубьев, в отличие от методики, предложенной в источнике [4], когда получается дуга, лишь численно равная дуге зацепления, но не её действительное положение на плоскости, поскольку не соответствует понятию дуги зацепления.

20. Нахождение рабочих участков профилей зубьев. Точки P_2 и P_1 начала и конца зацепления и будут являться пределами рабочих участков профилей зубьев. Перенесем эти пределы соответствующими радиусами из центров O_1 и O_2 на профили контактирующих зубьев в полюсе зацепления (на чертеже рабочие участки профилей A_1B_1 и A_2B_2 выделены жирной штриховкой).

8.3. Качественные показатели зацепления

К качественным показателям зацепления относятся: коэффициент перекрытия ε , показывающий, сколько пар зубьев одновременно находится в зацеплении; коэффициенты удельного скольжения λ и удельного давления γ . Удельное скольжение является показателем износостойкости, а удельное давление характеризует контактную прочность. Чем меньше значение этих коэффициентов, тем выше износостойкость и контактная прочность зубчатых колес.

Удельным скольжением профиля λ называется отношение скорости скольжения профилей $v_{ск}$ к тангенциальной составляющей скорости v^t данного профиля:

$$\lambda = \frac{v_{ск}}{v^t} \quad \text{или} \quad \lambda_1 = \frac{v_{ск}}{v_1^t}, \quad \lambda_2 = \frac{v_{ск}}{v_2^t}.$$

Скорость скольжения (абсолютная скорость) представляет алгебраическую разность (с учетом знаков) скоростей v_1^t и v_2^t , т. е.

$$v_{ск} = v_1^t - v_2^t.$$

Коэффициент удельного скольжения определяется по формулам [14, с. 42]:

$$\lambda_1 = 1 - \frac{\rho_2}{\rho_1 \cdot i_{1,2}}, \quad (8.1)$$

$$\lambda_2 = 1 - \frac{\rho_1 \cdot i_{1,2}}{\rho_2}. \quad (8.2)$$

Здесь ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны эвольвент профилей зубьев колес 1 и 2;

$\rho_2 + \rho_1 = e = N_1 N_2$ – длина теоретической линии зацепления.

Обозначим: $\rho_1 = x$, тогда $\rho_2 = e - x$ и формулы удельного скольжения примут вид, удобный для выполнения расчетов,

$$\lambda_1 = 1 - \frac{e - x}{x \cdot i_{1,2}}, \quad (8.3)$$

$$\lambda_2 = 1 - \frac{x \cdot i_{1,2}}{e - x}. \quad (8.4)$$

Удельным давлением называется отношение модуля зацепления к приведенному радиусу кривизны сопрягаемых поверхностей $\rho_{пр}$ и определяется по формуле [11, с. 204], [4, с. 59]:

$$\gamma = \frac{m \cdot (\rho_2 \pm \rho_1)}{\rho_2 \cdot \rho_1}, \quad (8.5)$$

где m – модуль зацепления;

знак “+” – для внешнего, знак “–” – для внутреннего зацепления.

Выражая ρ_1 и ρ_2 через x и e , получим

$$\gamma = \frac{m \cdot e}{x(e - x)}. \quad (8.6)$$

Значения величин удельного скольжения и удельного давления для зацеплений А и Б приведены в табл. 8.2 и 8.3.

Таблица 8.2

Значения величин удельного скольжения
и удельного давления для неравносмещенного зацепления (А)

Точки на линии зацепления										
	N_1	P_2			Π	P_1			N_2	
x (мм)	0	10	18	33	43	53	70	90	108	
$e - x$	108	98	90	75	65	55	38	18	0	
λ_1	$-\infty$	-3,29	-1,19	0	0,34	0,55	0,73	0,91	1	
λ_2	1	0,77	0,54	0	0,51	-1,20	-3,21	-10,43	$-\infty$	
γ	∞	1,10	0,66	0,43	0,39	0,37	0,41	0,66	∞	

Таблица 8.3

Значения величин удельного скольжения
и удельного давления для нулевого зацепления (Б)

Точки на линии зацепле- ния										
	N_1	P_2			Π	P_1			N_2	
x (мм)	0	3	11	17	26	36	48	60	72	85
$e - x$	85	82	74	68	59	49	37	25	13	0
λ_1	$-\infty$	-10,95	-1,94	-0,75	0	0,41	0,66	0,82	0,92	1
λ_2	1	0,92	0,66	0,43	0	-0,67	-1,96	-4,48	-11,65	$-\infty$
γ	∞	3,33	1,04	0,74	0,56	0,48	0,48	0,57	0,91	∞

По данным этих таблиц построены графики удельного давления и удельного скольжения.

Для большей наглядности графики следует строить в одинаковых для А и Б масштабах, т. е. $\mu_{\lambda A} = \mu_{\lambda B}$, $\mu_{\gamma A} = \mu_{\gamma B}$, но совсем не обязательно $\mu_{\lambda} = \mu_{\gamma}$.

На листе должны быть проставлены все значения текущей координаты x из табл. 8.2 и 8.3 (... $x_1=10$, $x_2=18$, ... и т. д.).

8.4. Анализ по результатам профилирования

На основании расчетов и выполненного профилирования зацепления можно сделать следующие выводы:

1. Так как число зубьев шестерни $Z_1=14$ меньше $Z_{\min}=17$, то при нарезании методом обкатки без смещения инструментом реечного типа будет иметь место явление подреза.

2. При положительном смещении толщина зуба у его основания увеличивается, что ведет к увеличению изгибной прочности зуба. Так, в нашем случае толщина зуба шестерни в опасном сечении при $x_1=0$ была $a_B=16$ мм, стала $a_A=21$ мм, т. е. увеличилась в $21/16=1,31$ раза, что приводит к увеличению изгибной прочности в $(1,31)^2 \approx 1,7$ раза (момент сопротивления при изгибе пропорционален квадрату толщины зуба).

3. Удельное скольжение на ножках зубьев в точках P_2 и P_1 изменилось следующим образом:

$$\text{в точке } P_2: \lambda_{1B} / \lambda_{1A} = 10,95 / 1,19 = 9,2;$$

$$\text{в точке } P_1: \lambda_{2B} / \lambda_{2A} = 1,96 / 1,2 = 1,62.$$

Уменьшение удельного скольжения скажется на пропорциональном повышении износостойкости зубьев.

4. Удельное давление в полюсе зацепления (зона однопарного зацепления) также уменьшилось в $\gamma_{ПБ} / \gamma_{ПА} = 0,56 / 0,43 = 1,3$ раза, что приводит к повышению контактной прочности в 1,3 раза.

5. Наряду с этими положительными изменениями показателей зацепления, имеет место и ухудшение показателей. К числу таких следует отнести уменьшение коэффициента перекрытия (1,19 против 1,57) и некоторое заострение зубьев.

В прил. II приведена таблица по выбору коэффициентов смещения, взятая из источника [11, с. 287]. В прил. III приведены значения эвольвентной функции.

9. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВРАЩАЮЩИМСЯ КУЛАЧКОМ С ПОСТУПАТЕЛЬНО ДВИЖУЩИМСЯ И КОРОМЫСЛОВЫМ РОЛИКОВЫМИ ТОЛКАТЕЛЯМИ

Работа изложена в предположении, что студент знаком с теорией кулачковых механизмов, поэтому доказательства теоретических выкладок не приводятся, а используются только результаты и даются рекомендации по их применению, т. е. дано решение конкретной задачи – определение размеров кулачка и построение его профиля, обеспечивающего заданный закон движения.

9.1. Назначение кулачковых механизмов

Кулачковые механизмы относятся к механизмам с высшими кинематическими парами. Они классифицируются по целому ряду признаков (характеру движения кулачка, характеру движения толкателя, по конструкции толкателя, по типу замыкания высшей кинематической пары и др.), представляют весьма большое разнообразие и применяются в различных отраслях техники. Кулачковые механизмы используются в системах газораспределения двигателей внутреннего сгорания, станках-автоматах для синхронизации движения различных звеньев, в системах управления и других устройствах.

Одним из основных достоинств кулачковых механизмов является легкость синтеза, т. е. получение профиля кулачка с большой степенью точности, удовлетворяющему заданному закону движения ведомого звена (толкателя). Выполнение этого условия в механизмах с низшими парами (например рычажных) приводит к чрезмерному усложнению механизма и, как правило, к приближенному решению поставленной задачи. Кроме этого, используя сменные кулачки, получают другие законы движения толкателя в том же механизме. Кулачковые механизмы применяются в широком диапазоне скоростей. Так, в быстроходных двигателях внутреннего сгорания кулачковые валы вращаются со скоростью 3...4 тысячи и выше оборотов в минуту. В кулачковом механизме легко осуществить движение ведомого звена – толкателя – с остановками, т. е. прерывистое, при непрерывном движении кулачка.

Недостатком кулачковых механизмов является повышенное удельное давление и, как следствие, повышенный износ элементов высшей кинематической пары, особенно в механизмах с игольчатым толкателем.

лем, что, в свою очередь, приводит к искажению закона движения толкателя. Эти недостатки могут быть уменьшены применением плоских (тарельчатых) толкателей и толкателей с роликом.

9.2. Определение радиуса ролика

При синтезе кулачкового механизма с роликовым толкателем находят профиль теоретический, или центровый, соответствующий точке (острию) толкателя или центру ролика. Действительный, или практический (конструктивный), профиль кулачка получается как огибающая к семейству окружностей радиуса ролика r_p с центром на центровом профиле. (Профилем кулачка может быть как внутренняя, так и внешняя огибающая.)

Из рис. 9.1 видно, что радиус ролика r_p не может быть больше минимального радиуса кривизны профиля ρ_{min} кулачка. При $r_p = \rho_{min}$ действительный (конструктивный) кулачок будет иметь заострение ($r_k=0$), а при $r_p > \rho_{min}$ (рис. 9.1, б) будет иметь место явление самопересечения конструктивного профиля. Поэтому практически принимают

$$r_p = (0,7 \dots 0,8) \rho_{min}.$$

Если минимальный радиус профиля кулачка ρ_{min} больше начального радиуса центрового профиля r_0 (радиус r_0 является наименьшим радиус-вектором профиля кулачка), то на радиус ролика накладывается еще одно условие, а именно – он не может быть больше r_0 , так как кулачок помещается на валу определенного диаметра. Практически принимают

$$r_p = (0,4 \dots 0,5) r_0.$$

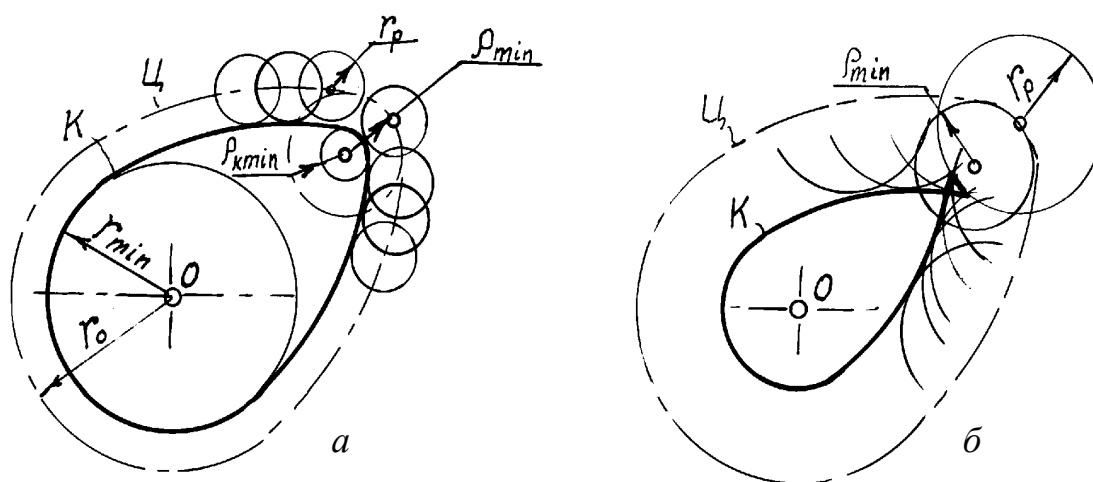


Рис. 9.1. К определению радиуса ролика

Таким образом, радиус ролика принимают меньшим из двух значений:

$$r_p = (0,7 \dots 0,8) \rho_{\min}$$

$$\text{и } r_p = (0,4 \dots 0,5) r_0.$$

Кроме того, размер ролика должен быть увязан с величиной радиуса цапфы $r_{ц}$, который определяется из расчета на прочность. Для размещения оси цапфы конструктивно принимают

$$r_p \geq (1,6 \dots 2,0) r_{ц}.$$

Наконец, размер ролика просчитывается на контактное напряжение. И если оно оказывается больше допустимого, то конструктивно увеличивают начальный радиус кулачка r_0 , а следовательно увеличивается и ρ_{\min} . Минимальный радиус кулачка (кулачковой шайбы) r_{\min} (см. рис. 9.1, а):

$$r_{\min} = r_0 - r_p.$$

(Заметим, что часто в качестве ролика применяются шарикоподшипники.)

Определение наименьшего радиуса теоретического профиля кулачка показано в следующих параграфах.

9.3. Определение координат профиля кулачка аналитическим методом

Координаты точек профиля кулачка могут задаваться в полярной или декартовой системах координат [16]. В настоящей работе приведены координаты профиля в полярной системе.

1. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем.

В полярной системе координат с началом в центре вращения кулачка O координаты любой точки c_i определяются двумя параметрами: радиус-вектором (r_i) (см. рис. 9.2, а) и полярным углом (δ_i), отсчитываемым от радиус-вектора (r_0) в начале профиля (точка c_0). При этом должны быть заданы:

а) закон движения толкателя S по углу поворота кулачка φ (аналитически или графически):

$$S = S(\varphi);$$

б) начальный радиус кулачка r_0 ;

в) величина и направление смещения e .

Тогда получаем:

Радиус-вектор r_i определяется:

$$r_i = \sqrt{e^2 + \left(S_i + \sqrt{r_0^2 - e^2} \right)^2}. \quad (9.1)$$

Так как $\sqrt{r_0^2 - e^2} = S_0,$

тогда $r_i = \sqrt{e^2 + (S_i + S_0)^2}.$ (9.2)

Полярный угол $\delta_i = \varphi_i \mp \Delta\psi = \varphi_i \mp (\psi_0 - \psi_i).$ (9.3)

Здесь $\psi_0 = \arcsin \frac{e}{r_0} = \text{const},$ (9.4)

$\psi_i = \arcsin \frac{e}{r_i}.$ (9.5)

Знак минус в формуле (9.3) принимается при положительном смещении и знак плюс – при отрицательном смещении. За положительное смещение принимают такое, когда угол между векторами скорости точек кулачка и толкателя V_{C1} и V_{C2} $\beta < 90^\circ,$ и отрицательное, когда угол $\beta > 90^\circ$ (рис. 9.2, б, в). (При изменении направления движения толкателя или направления вращения кулачка знак смещения изменяется на противоположный.)

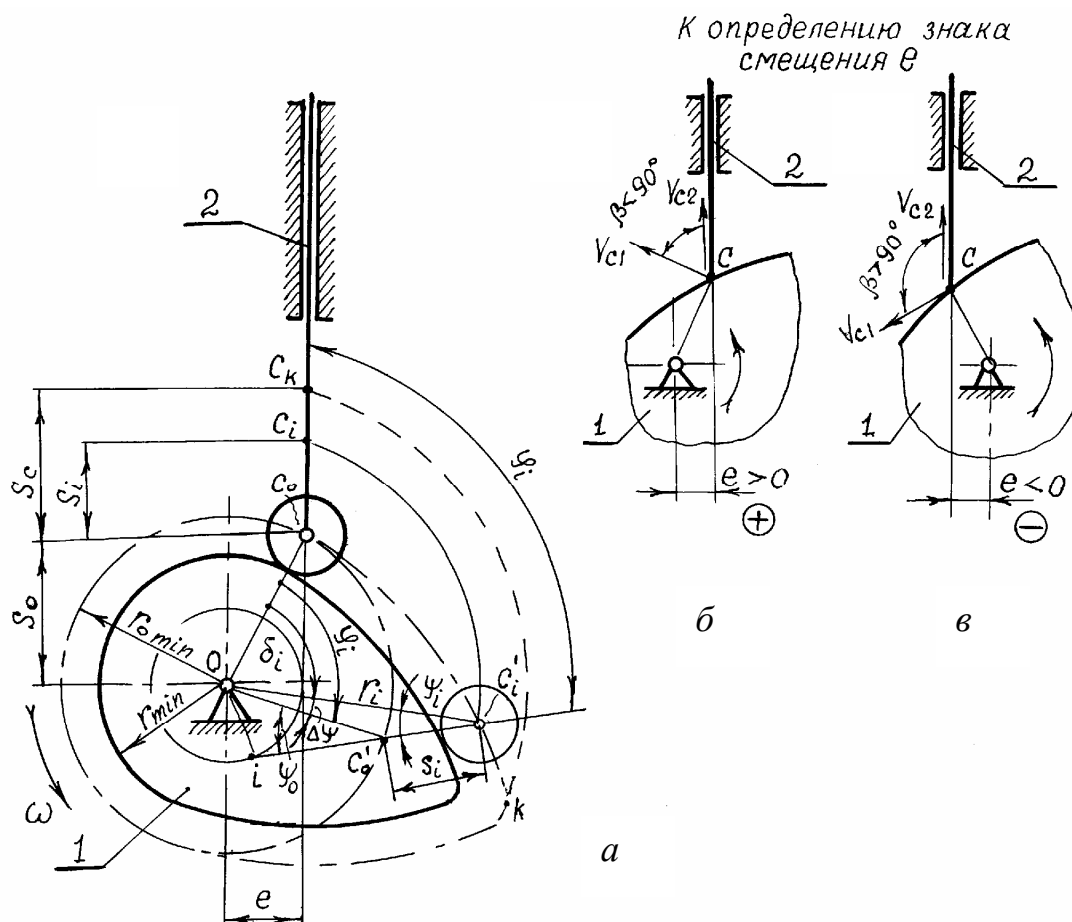


Рис. 9.2. К определению геометрических параметров кулачка

Для центрального кулачкового механизма $e = 0$, тогда

$$r_i = r_0 + S_i, \quad (9.6)$$

$$\delta_i = \varphi_i. \quad (9.7)$$

Координаты профиля кулачка, определенные по формулам (9.2), (9.3), (9.6) и (9.7), соответствуют центральному (теоретическому) профилю. Если при изготовлении кулачка диаметр фрезы равен диаметру ролика, то это обеспечит получение и практического профиля кулачка. Если диаметр фрезы отличается от диаметра ролика, то при определении координат профиля учитывается диаметр фрезы (см. [2] и др.).

2. Кулачковый механизм с коромысловым толкателем.

На рис. 9.3 показан кулачковый механизм с вращающимся кулачком и коромысловым толкателем, снабженным роликом радиусом r_p .

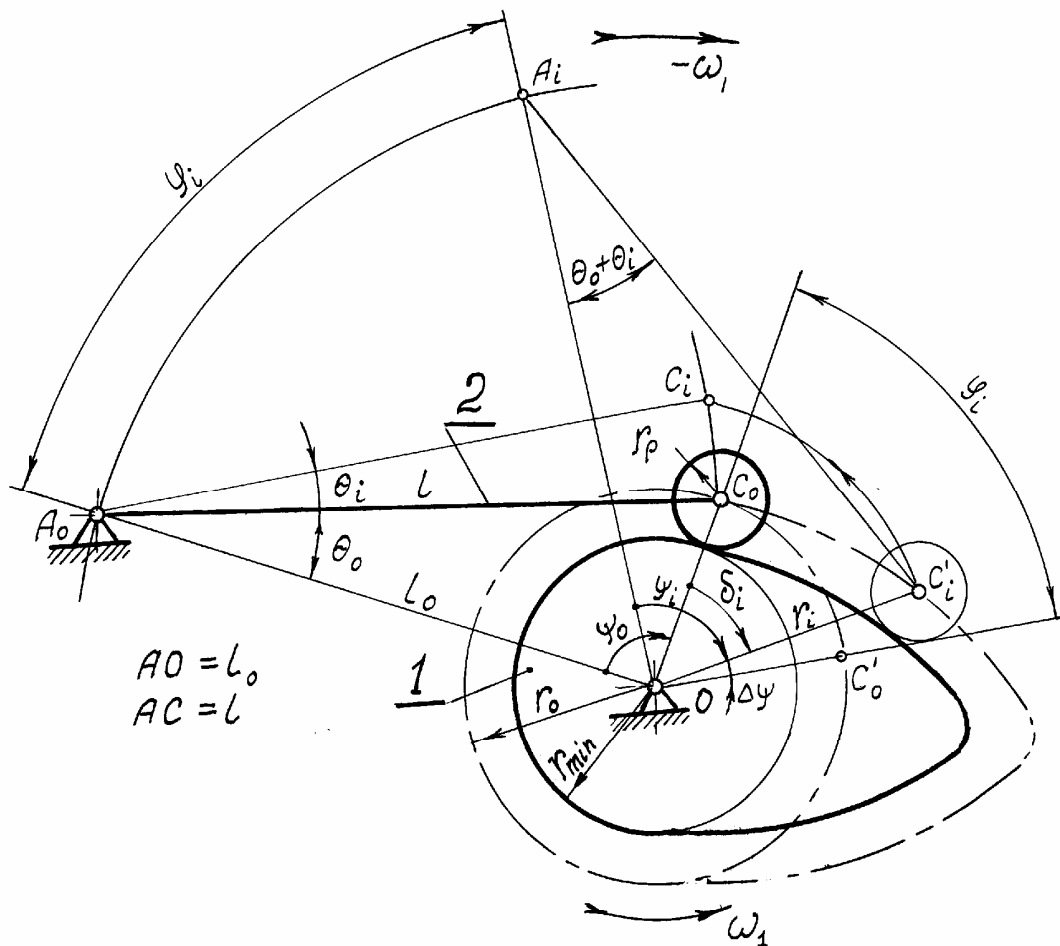


Рис. 9.3. Кулачковый механизм с коромысловым толкателем

Полагаем заданными:

а) закон движения толкателя – угол поворота коромысла θ по углу поворота кулачка φ :

$$\theta = \theta(\varphi)$$

или линейное перемещение точки C конца толкателя:

$$S_C = S_C(\varphi),$$

где $S_C = l \cdot \theta$; (9.8)

б) длину коромысла l (определяется конструктивно);

в) начальный радиус кулачка r_0 ;

г) начальный угол θ_0 ;

д) межосевое расстояние l_0 (AO).

Примечание

При заданных l , l_0 и θ_0 радиус может быть определен геометрически, как сторона треугольника AOC_0 . При заданных l , l_0 и r_0 угол θ определяется по формуле

$$\cos \theta = \frac{l^2 + l_0^2 - r_0^2}{2l \cdot l_0}. \quad (9.9)$$

Координаты любой точки профиля C'_i определяются по формулам:

радиус-вектор $r_i = \sqrt{l^2 + l_0^2 - 2l \cdot l_0 \cdot \cos(\theta_0 + \theta_i)}$, (9.10)

полярный угол $\delta_i = \varphi_i \mp \Delta\psi = \varphi_i \mp (\psi_0 - \psi_i)$. (9.11)

Здесь $\cos \psi_0 = \text{const} = \frac{r_0^2 + l_0^2 - l^2}{2r_0 l_0}$, (9.12)

$$\cos \psi_i = \frac{r_i^2 + l_0^2 - l^2}{2r_i l_0}. \quad (9.13)$$

В формуле (9.11) знак минус принимается, когда на фазе удаления (подъема) направления вращения кулачка и коромысла совпадают, и знак плюс – если они противоположны.

9.4. Угол давления как один из критериев работоспособности кулачкового механизма

Кулачок, спрофилированный по заданным параметрам (r_0 , e , l , l_0), может оказаться неработоспособным, если при назначении минимального радиуса не был учтен угол давления. Как известно, углом *давления* называется угол между вектором *силы* и вектором *скорости* ведомого звена (в данном случае – толкателя). Так как в кулачковом ме-

98

ханизме вектор силы направлен по нормали (высшая пара), то угол давления есть угол между *нормалью* в высшей паре и вектором скорости толкателя. Угол, дополняющий угол давления до 90° , называется углом *передачи* движения (сокращенно – углом передачи), то есть угол передачи – это угол между вектором скорости и *касательной*.

Обозначим:

α – угол давления;

γ – угол передачи движения.

Так как $\alpha + \gamma = 90^\circ$, следовательно, углы α и γ – острые.

На рис. 9.4 показаны три кулачка для одного и того же закона движения толкателя

$$S = S(\varphi)$$

с разными радиусами r_0 .

Как видно из рисунка, угол давления для одного и того же положения толкателя зависит от r_0 . С уменьшением наименьшего радиуса кулачка угол давления увеличивается и может достигнуть значения, когда движение станет невозможным – произойдет заклинивание.

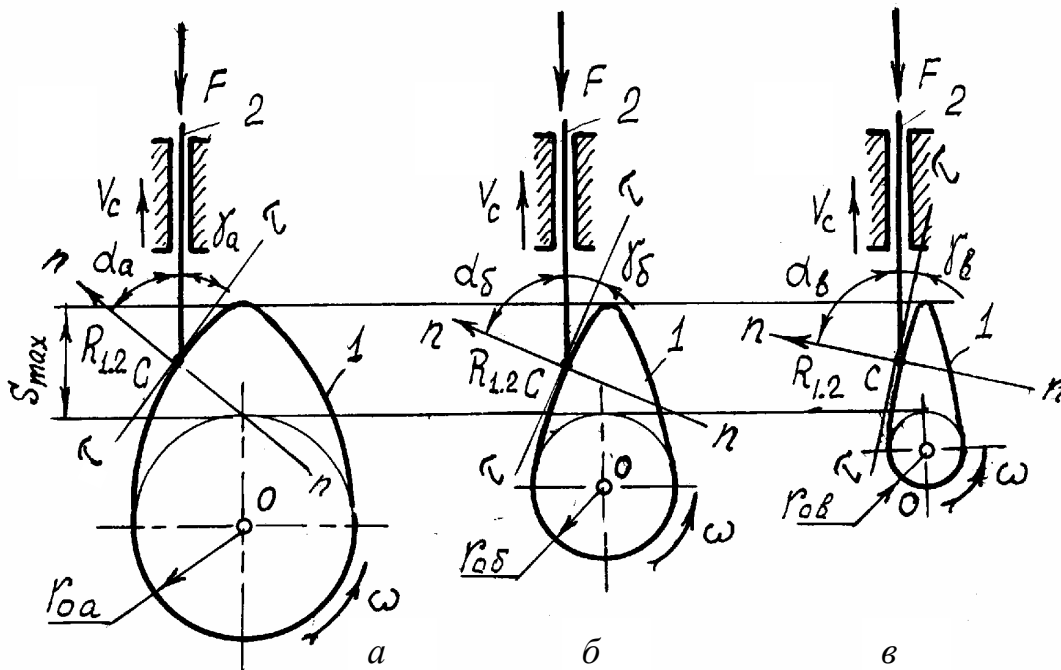


Рис. 9.4. К определению угла давления

Здесь $r_{0a} > r_{0б} > r_{0в}$, а углы давления $\alpha_a > \alpha_б > \alpha_в$ (или $\gamma_a > \gamma_б > \gamma_в$).

Угол давления для любой точки профиля α_i можно определить аналитически, не прибегая к построению [1; 2; 7; 8; 9 и др.].

Для механизма с поступательно движущимся толкателем

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{(ds/d\varphi)_i \mp e}{S_i + \sqrt{r_0^2 - e^2}}, \quad (9.14)$$

для механизма с коромысловым толкателем

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{l \cdot (d\theta/d\varphi)_i \mp [l - l_0 \cdot \cos(\theta_0 + \theta_i)]}{l_0 \cdot \sin(\theta_0 + \theta_i)}. \quad (9.15)$$

(Относительно знаков см. указания к формулам (9.3) и (9.11)).

Следовательно, кулачковый механизм будет работоспособным, если будут выполняться условия:

$$\alpha_i \leq \alpha_{\max} \text{ или } r_i \geq r_{\min},$$

где α_{\max} и r_{\min} – допустимые углы давления и передачи движения, которые зависят от материалов кулачка и толкателя (ролика), степени обработки деталей, условий работы (смазки), а это определяет трение в кинематических парах и другие условия.

Для предварительных расчетов принимают:

$$\alpha_{\max} \approx 30^\circ \dots 40^\circ \quad (\gamma_{\min} \approx 50^\circ \dots 60^\circ)$$

– для механизмов с поступательно движущимся толкателем;

$$\alpha_{\max} \approx 45^\circ \dots 50^\circ \quad (\gamma_{\min} \approx 40^\circ \dots 45^\circ)$$

– для механизмов с коромысловым толкателем.

В кулачковых нереверсивных механизмах с силовым замыканием угол давления на фазе приближения (опускания) толкателя может быть значительно больше и определяется динамикой.

В кулачковых механизмах с поступательно движущимся плоским толкателем угол давления остается постоянным, и если плоскость тарелки толкателя перпендикулярна его оси, то $\alpha = 0^\circ$ ($\gamma = 90^\circ$), что обеспечивает наиболее благоприятные условия работы. В этом случае коэффициент возрастания усилий $\nu = 1$.

Коэффициент возрастания усилий определяется:

$$\nu = \frac{R_{1,2}}{F}, \quad (9.16)$$

где $R_{1,2}$ – величина реакции со стороны кулачка или ролика на толкатель;

F – сила сопротивления, действующая на толкатель (включая и силу инерции).

9.5. О выборе закона движения толкателя

Кулачковый механизм, входящий в состав той или иной машины, может выполнять либо основную, либо вспомогательные операции. В одних случаях движение ведомого звена (в данном случае – толкатель)

ля) вполне определяется технологическим процессом, для выполнения которого предназначена машина, в других случаях необходимо лишь за определенный промежуток времени перевести ведомое звено из одной позиции в другую. Если в первом случае закон движения ведомого звена можно полагать заданным, то во втором – его можно выбирать. Для периода холостого хода (если таковой имеется) выбор закона движения часто определяется динамикой проектируемого механизма и производительностью машины.

Основным требованием, предъявляемым к конструкции кулачка, является условие износостойкости, или долговечности, его профиля.

Из бесконечно большого числа возможных законов движения толкателя необходимо выбрать наиболее благоприятный с точки зрения динамики работы механизма и его долговечности.

Наиболее распространенными законами движения толкателя являются параболический, косинусоидальный, синусоидальный, трапецеидальный. Более универсальным является полидинамический закон, при котором ускорение ведомого звена описывается некоторым полиномом. Для быстроходных машин с практически упругими звеньями в динамическом отношении этот закон наилучший [3, 7].

Динамика работы механизма определяется законом изменения ускорения (сила инерции пропорциональна ускорению). Если в отдельных точках ускорение мгновенно изменяется на конечную величину, то при работе механизма будут иметь место так называемые *мягкие удары*. В точках, где ускорения теоретически равны бесконечности (при линейном законе движения), имеют место *жесткие удары*, и это означает, что силы инерции будут равны бесконечности, чего не сможет выдержать ни один механизм. Практически ускорения не могут быть равны бесконечности, благодаря амортизирующему эффекту упругости звеньев. Тем не менее, в закон движения вводятся переходные кривые, позволяющие осуществить плавный переход на участках сопряжения двух линейных законов движения.

Жесткие удары допустимы только в тихоходных механизмах и при малых массах толкателя и связанных с ним частей. Мягкие удары допускаются для кулачков, делающих менее 2000 об/мин.

При заданном законе перемещения толкателя (линейного или углового для коромыслового толкателя), определяемом технологическим процессом, скорости и ускорения получают дифференцированием закона движения толкателя.

Часто кулачковые механизмы проектируются по заданному закону изменения аналога ускорения. Тогда интегрированием этого закона, и исходя из начальных условий, определяют аналог скорости и закон движения ведомого звена.

Уравнения наиболее часто используемых законов движения толкателя, а также аналогов скорости и ускорения приведены в работах [1, 2, 3, 11, 17, 18].

На рис. 9.5 показан типовой график движения толкателя S или θ по углу поворота кулачка φ и ниже приведены уравнения для некоторых его законов [12].

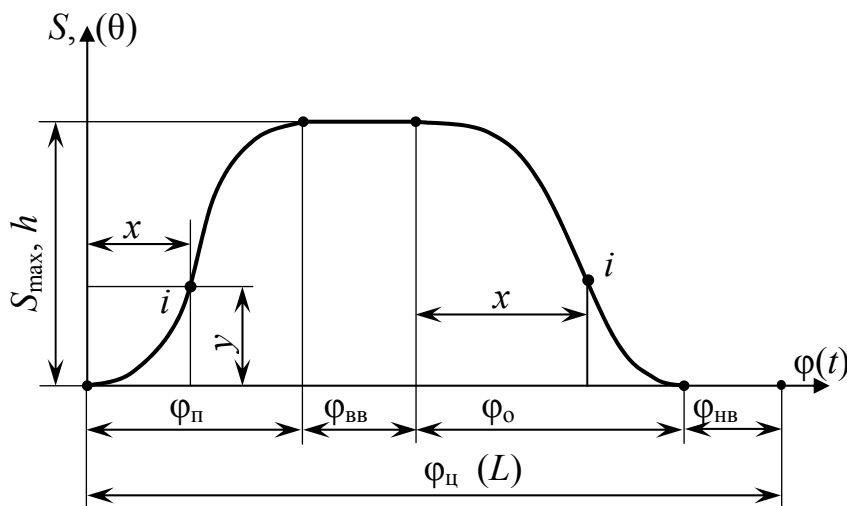


Рис. 9.5. Типовой график движения толкателя:

S – линейное перемещение толкателя; θ – угловое перемещение толкателя; $\varphi(t)$ – угол (время) поворота кулачка; φ_{π} – фаза подъема (удаления); $\varphi_{\text{ВВ}}$ – фаза верхнего выстоя; φ_o – фаза опускания (приближения); $\varphi_{\text{НВ}}$ – фаза нижнего выстоя; $\varphi_{\text{ц}}$ – цикловой угол; h – высота графика ($h = \frac{S}{\mu_s}$ или $h = \frac{\theta}{\mu_{\theta}}$, где μ_s и μ_{θ} – масштабы по оси ординат S, θ); L – длина графика

Закон движения толкателя – *прямая линия*:

$$S = \frac{S_{\text{max}}}{2} \pm S_{\text{max}} \left(\frac{x}{\varphi} - \frac{1}{2} \right). \quad (9.17)$$

Закон движения толкателя – *квадратичная парабола*:

$$S = \frac{S_{\text{max}}}{2} \pm 2S_{\text{max}} \left(\frac{x}{\varphi} - \frac{1}{2} \right) \left(1 - \left| \frac{x}{\varphi} - \frac{1}{2} \right| \right). \quad (9.18)$$

В этих формулах знак “+” – на фазе подъема (φ_{π}), знак “–” – на фазе опускания (φ_o).

Закон движения толкателя – *косинусоида*:

$$S = \frac{S_{\text{max}}}{2} \left[1 \mp \cos \left(\pi \frac{x}{\varphi} \right) \right]. \quad (9.19)$$

Здесь на фазе подъема ($\varphi_{\text{п}}$) знак “–”, на фазе опускания ($\varphi_{\text{о}}$) знак “+”.
В зависимостях (9.17), (9.18), (9.19) приняты следующие обозначения:

S – представляет собой текущие значения S_i или θ_i ;
 S_{max} – максимальный ход толкателя S или θ (см. рис. 9.5);
 x – текущее значение угла поворота кулачка φ_{1i} :
на фазе подъема $x = \varphi_{1i}$,
на фазе опускания $x = \varphi_{1i} - (\varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{вв}})$.

φ – численное значение соответствующего фазового угла. (Парабола или косинусоида могут быть построены графически, как показано далее. Графики аналогов скорости и ускорения могут быть построены методом графического дифференцирования.)

9.6. Определение размеров, профилирование и силовой расчет кулачкового механизма

Основными размерами кулачковых механизмов рассматриваемого типа являются радиус кулачковой шайбы r_0 , величина смещения e (см. рис. 9.2), межосевое расстояние l_0 (для коромыслового толкателя, рис. 9.3), длина коромысла l (назначается конструктивно).

Максимальный радиус кулачка $r_{0\text{max}}$ (из условия недопущения на фазе подъема заклинивания) может быть определен аналитически [2, 3, 4, 16 и др.] или графически [1–3, 7–9, 11, 16–18]. Для этого необходимо иметь закон движения толкателя по углу поворота кулачка $S = S(\varphi)$ или $\theta = \theta(\varphi)$, длину коромысла l (для коромыслового толкателя, рис. 9.3).

Минимальный радиус кулачка $r_{0\text{min}}$ (из условия недопущения на фазе подъема заклинивания) может быть определен аналитически [2, 3, 4, 16 и др.] или графически [1–3, 7–9, 11, 16–18]. Для этого необходимо иметь закон движения толкателя по углу поворота кулачка $S = S(\varphi)$ или $\theta = \theta(\varphi)$, длину коромысла l (для коромыслового толкателя) и минимальные углы передачи движения на фазах подъема и опускания ($\gamma_{\text{пmin}}, \gamma_{\text{оmin}}$).

Порядок определения $r_{0\text{min}}$ при графическом решении задачи:

1. Вычерчивается в масштабе график $S_c = S_c(\varphi)$.

(Точкой C обозначен конец толкателя – центр ролика, как показано на рис. 9.2 и 9.3).

Для коромыслового толкателя линейное перемещение точки C конца толкателя

$$S_c = l \cdot \theta, \text{ мм}, \quad (9.20)$$

где l – длина коромысла, мм;

θ – размах (ход) коромысла в радианах:

$$\theta = \frac{\theta^\circ \cdot \pi}{180^\circ}. \quad (9.21)$$

В зависимости от формата *выбирается* линейный масштаб перемещения μ_S [мм/мм]. Тогда высота графика h (см. рис. 9.5):

$$h_c = S_c / \mu_S, \text{ мм}. \quad (9.22)$$

(Линейный масштаб выбирается из ряда *стандартных* значений: 1; 2; 2,5; 4; 5; 10 и т. д.; или 0,1; 0,2; 0,25; 0,5 и т. д.).

Этот график одновременно будет являться и графиком углового перемещения коромысла θ по углу поворота кулачка, т. е. $\theta = \theta(\varphi)$ в масштабе

$$\mu_\theta = \theta / h = S_c / L \cdot h, \text{ 1/мм (рад/мм)}. \quad (9.23)$$

Масштабы по оси абсцисс:

угловой масштаб
$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L}, \text{ 1/мм}; \quad (9.24)$$

масштаб времен (при заданной частоте вращения кулачка n об/мин)

$$\mu_t = \frac{60}{n \cdot L}, \text{ с/мм}, \quad (9.25)$$

где L – длина графика S – φ (принимается в зависимости от формата чертежа).

Примечания:

1. На графике закона перемещения толкателя, на основании которого в дальнейшем будет построен профиль кулачка, должно быть *не менее* 8 точек как на фазе подъема, так и на фазе опускания.

2. Если закон движения построен графически (косинусоида, парабола), то на листе необходимо показать *метод* построения этих кривых (см. выполненные чертежи на вкладке).

2. Размеры кулачка (наименьший радиус, величина смещения, расстояние между центрами вращения кулачка и коромысла) определяются из графика $Z_i = Z_i(S)$ в прямоугольной системе координат для поступательно движущегося толкателя или $Z_i = Z_i(\theta)$ в полярной системе координат для коромыслового толкателя (S – линейное перемещение толкателя, θ – угол поворота коромысла).

Отрезки Z_i пропорциональны первой производной $S' = ds / d\varphi$ или $\theta' = d\theta / d\varphi$ (аналоги скорости толкателя), поэтому необходимо построить графики первой производной S' или θ' и на основании теории определить их следующим образом:

– при поступательно движущемся толкателе

$$Z_i = S' / \mu_l = A \cdot \bar{y}_i, \text{ мм}, \quad (9.26)$$

– при коромысловом толкателе

$$Z_i = l \cdot \theta' / \mu_l = B \cdot \bar{y}_i, \text{ мм}. \quad (9.27)$$

Здесь \bar{y}_i – ординаты графика $S' - \varphi$ или $\theta' - \varphi$.

Коэффициенты A и B определяются из выражений:

$$A = \mu_{S'} / \mu_l = \frac{\mu_S}{\mu_l \cdot \mu_\varphi \cdot H_1}, \quad (9.28)$$

$$B = L \cdot \mu_{\theta'} / \mu_l = \frac{L \cdot \mu_\theta}{\mu_l \cdot \mu_\varphi \cdot H_1}, \quad (9.29)$$

где $\mu_{S'}$, $\mu_{\theta'}$ – масштабы графиков $S' - \varphi$ или $\theta' - \varphi$;

μ_S , μ_θ , μ_φ – масштабы перемещения толкателя, угла поворота коромысла, угла поворота кулачка графиков $S - \varphi$ или $\theta - \varphi$;

μ_l – масштаб перемещения толкателя на графике $Z_i - S$ или изображения коромысла на графике $Z_i - \theta$ (это масштаб, в котором будут получены размеры кулачка. Удобнее принимать $\mu_l = \mu_S$);

l – длина коромысла;

H_1 – полюсное расстояние при графическом дифференцировании графиков $S - \varphi$ или $\theta - \varphi$.

Если коэффициенты A или B будут равны единице, тогда $Z_i = \bar{y}_i$, что значительно упрощает построение графиков $Z_i = S$ или $Z_i = \theta$. Приняв $A=1$ или $B=1$, из выражений (9.28, 9.29) получим величины полюсных расстояний:

$$H_{A1} = \mu_S / \mu_l \cdot \mu_\varphi, \quad \text{мм}, \quad (9.30)$$

$$H_{B1} = L \cdot \mu_\theta / \mu_l \cdot \mu_\varphi, \quad \text{мм}.$$

Приняв полюсное расстояние H , методом графического дифференцирования (метод касательной или метод хорд) строятся графики первой производной $S' = dS/d\varphi$ или $\theta' = d\theta/d\varphi$ – аналоги скоростей. Масштабы графиков:

$$\mu_{S'} = \mu_{ds/d\varphi} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot H_{A1}}, \quad \frac{\text{мм}}{\text{мм}};$$

$$\mu_{\theta_s} = \mu_{d\theta/d\varphi} = \frac{\mu_\theta}{\mu_\varphi \cdot H_{B1}}, \quad \frac{\text{мм}}{\text{мм}}. \quad (9.31)$$

Масштабы линейной и угловой (для коромыслового толкателя) скоростей этих графиков определяются из выражений:

$$\mu_v = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot H_{A1}}, \quad \frac{\text{мм/с}}{\text{мм}} \quad \text{или} \quad \frac{\text{м/с}}{\text{мм}},$$

$$\mu_\omega = \frac{\mu_\theta}{\mu_t \cdot H_{B1}}, \quad \frac{1/\text{с}}{\text{мм}}.$$
(9.32)

3. На основании графиков $S' - \varphi$ или $\theta' - \varphi$ определяются значения отрезков Z по формулам (9.26), (9.27) и строятся графики $Z = Z_i(S)$ в прямоугольной системе координат для поступательно движущегося толкателя или $Z = Z_i(\theta)$ в полярной системе координат для коромыслового толкателя.

При построении этих графиков следует иметь в виду, что направление отрезков Z определяется по следующему правилу: необходимо вектор скорости толкателя повернуть на 90° в сторону вращения кулачка.

По заданным углам давления или углам передачи движения находится область возможных положений центра вращения кулачка и определяются размеры кулачкового механизма: радиус кулачка, величина смещения, расстояние между центрами вращения кулачка и коромысла. (Для нахождения области возможных положений центра вращения кулачка под заданными углами передачи движения γ на фазах подъема и опускания проводятся касательные к графику $Z_i = Z_i(\varphi)$ или лучи к графику $Z_i = Z_i(\theta)$.)

4. При выбранных размерах кулачка и заданном законе движения толкателя, используя метод обращения движения, строят теоретический профиль кулачка.

5. Выбрав (определив) радиус ролика r_p , строят практический профиль кулачка (см. лист 3 и 4 вклейки).

6. Для определения линейного или углового ускорения (необходимых при определении силы или момента инерции толкателя и связанных с ним деталей для силового расчета, для подбора пружины при силовом замыкании) строится график $a = a(t)$ или $\varepsilon = \varepsilon(t)$, для чего следует продифференцировать график $v = v(t)$ или $\omega = \omega(t)$. Масштабы этих графиков будут следующими:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2}, \quad \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}},$$

$$\mu_\varepsilon = \frac{\mu_\omega}{\mu_t \cdot H_2}, \quad \frac{1/\text{с}^2}{\text{мм}}.$$
(9.33)

Здесь H_2 – полюсное расстояние при вторичном дифференцировании.

Масштабы аналогов ускорений:

$$\begin{aligned}\mu_{S''} &= \mu_{d^2s/d\varphi^2} = \frac{\mu_{S'}}{\mu_\varphi \cdot H_2}, \quad \frac{\text{мм}}{\text{мм}}; \\ \mu_{\theta''} &= \mu_{d^2\theta/d\varphi^2} = \frac{\mu_{\theta'}}{\mu_\varphi \cdot H_2}, \quad \frac{\text{мм}}{\text{мм}}.\end{aligned}\tag{9.34}$$

7. Выбрав положение центра вращения кулачка (в области возможных его положений) и соединив его с концами отрезков Z_i на графиках $Z_i=Z_i(S)$ или $Z_i=Z_i(\theta)$, определяют углы передачи движения γ_i и строят график $\gamma = \gamma(\varphi)$.

8. Как было указано ранее, для 2–3 точек на фазе подъема и опускания толкателя определяются координаты профиля аналитически (разд. 9.3).

9. Для дальнейшего расчета на прочность деталей кулачкового механизма выполняется *силовой* расчет – определяются силы, действующие на звенья механизма, реакции в кинематических парах $F_{R0,1}$, $F_{R1,2}$, $F_{R0,2}$ и величина уравновешивающего момента (M_b), приложенного к кулачку.

Силовой расчет методом планов сил выполняется в обычном порядке: расставляются внешние силы, приложенные к звеньям механизма (силы и моменты сопротивления, силы тяжести и силы инерции, если они существенны и др.), реакции в кинематических парах; составляется уравнение равновесия для толкателя, представляющего группу *Ассура* и кулачка (начального механизма), в форме сил или моментов и определяются искомые величины из планов сил и уравнений.

В заданиях может быть предусмотрено определение координат точек профиля аналитическим методом по формулам (9.1–9.5, 9.10–9.13), определение характеристики пружины.

10. КРАТКИЕ УКАЗАНИЯ ПО СОСТАВЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка является *техническим документом* и представляет неотъемлемую часть курсового проекта (работы), в которой поясняется устройство исследуемого или проектируемого механизма (машины), дается обоснование принятого метода исследования или расчета, приводятся результаты исследования или расчета прочности, износостойкости и т. д. Она должна содержать задание с исходными данными, основной текст, заключение, список литературы и оглавление (по ГОСТ 2.105–68 оглавление рекомендуется помещать в начале документов).

Пояснительная записка пишется чернилами одного цвета (черными или синими) аккуратным четким разборчивым почерком на одной стороне стандартного листа писчей бумаги формата А4 (размер 210×297 мм) по ГОСТ 2.301–68 или СТ СЭВ 1181–78. (В учебных проектах допускается использовать обе стороны листа).

На каждом листе вычерчивается рамка на расстоянии 20 мм от границы листа с левой и по 5 мм с остальных сторон. В нижнем правом углу вычерчивается маленькая рамка шириной 10 мм и высотой 15 мм, которая делится на две части – 8 мм сверху и 7 мм снизу. В верхней части этой рамки пишется слово “Лист”, а в нижней – нумерация листов (страниц) записки. Перед началом больших разделов (частей) помещается лист с угловым штампом (основной надписью), в котором пишется содержание раздела, например: “Кинематическое исследование механизма”, “Силовой расчет” и т. д. Листы записки подшиваются в обложку из плотной бумаги с соответствующей надписью (см. прил. IV). Ниже даны основные положения, которыми следует руководствоваться при составлении пояснительной записки¹.

В начале записки помещается задание со всеми данными и техническими условиями (прил. V, VI, VII).

Во введении указывается назначение механизма, краткое описание его работы и отдельных звеньев во взаимодействии с рабочим процессом.

Основной текст в соответствии с ГОСТ 2.105–68 для большего удобства чтения путем увеличения интервалов между строками, разме-

¹ Более подробно правила оформления технических документов изложены в работе: Мурин А. В. Оформление пояснительных записок курсовых проектов и заданий. Томск: Изд-во ТПИ, 1978.

ров шрифта разбивается на разделы (части), подразделы, пункты (параграфы) и обозначается арабскими цифрами, например:

1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА
2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА
- 2.1. Кинематическое исследование механизма методом планов

и т. д. (следует обратить внимание – точки в конце заголовка, если он состоит из одного предложения, не ставятся!). Подразделы и пункты обозначаются: 1.1., 1.2., 1.2.1., 1.2.2., 2.1.1., 2.1.2., 2.2., 2.3., 2.3.1., 2.3.1. и т. д. Заголовки пишутся с красной строки, должны быть краткими и соответствовать содержанию. Наименование разделов пишется прописными буквами, подразделов и пунктов – строчными (кроме первой прописной). Переносы слов в заголовках не допускаются. Нельзя писать заголовок последней строкой страницы, т. е. без текста.

Расстояние между текстом и заголовком должно быть 10 мм (т. е. равно примерно удвоенному расстоянию между строками текста).

Если очередной раздел пишется на одном листе с текстом предыдущего раздела, расстояние между последней строкой текста и последующим заголовком должно быть 15 мм. Если текст заголовка состоит из нескольких строк, то расстояние между ними принимается таким же, как в тексте.

В начале каждого раздела формулируются цели и задачи, а также характеризуются методы их решения. Затем в логическом порядке излагаются решения задач, которые сопровождаются необходимыми пояснениями, расчетными схемами, эскизами, непосредственным расчетом, приводятся обоснования выбора тех или иных параметров, коэффициентов с обязательной ссылкой на литературный источник, выводы.

Изложение в тексте ведется в обезличенной форме (...принимается, ...выбирается, ...определяется...) либо от первого лица множественного числа (...принимаем, ...выбираем, ...определяем...) и должно быть технически грамотным, лаконичным, т. е. предельно кратким, выразительным и точным, но в то же время вполне ясным, чтобы его можно было однозначно понять.

Текст записки для лучшего чтения разбивается на абзацы. Абзац – часть текста от одной красной строки до следующей, где излагается новая мысль или утверждение.

В тексте, за исключением таблиц, не допускаются сокращения слов, например, “мех-м” вместо “механизм”, “кинем-кий” вместо “кинематический”, “ф-ла” вместо “формула” и другие; следует употреблять только принятые в технической литературе термины, обозначения и со-

крашения, например: Н (ньютон), мм (миллиметр), кг (килограмм), т. е. (то есть) и др.

Такие знаки, как №, % и другие можно применять только с цифрами (№ 12, 30 %), если же цифра отсутствует, то писать надо словами: номер, процент и т. д.

Математические знаки $=$, $<$, \geq и другие применяются лишь в формулах, а не в тексте. Так, например, нельзя писать: “относительное удлинение $=12\%$ ”, следует писать – “относительное удлинение равно 12% ”.

Не допускается сочетание буквенных обозначений и слов. Например, нужно писать “...диаметр вала равен 35 мм ”, но нельзя писать “... d (или \varnothing) вала $=35\text{ мм}$ ”.

Эскизы, чертежи, схемы, приводимые в пояснительной записке, выполняются карандашом либо тушью (чернилами) четко, аккуратно с соблюдением всех правил технического черчения (в отдельных случаях для большей ясности они могут выполняться без соблюдения масштаба).

Рисунки и таблицы нумеруются по главам и пишутся в такой форме: в разделе 1 – “Рис. 1.1”, “Рис. 1.2”, “Таблица 1.1”, “Таблица 1.2”, в разделе 2 – “Рис. 2.1”, “Рис. 2.2”, “Таблица 2.1”, “Таблица 2.2” и т. д. (Если в записке только один рисунок или таблица, то им номер не присваивается.) На приводимые в тексте рисунки или таблицы должны быть обязательно ссылки.

Ссылки на рисунки и таблицы, приводимые в записке, даются в тексте в круглых скобках, например: “...согласно схеме (рис. 2.4) ...”, “...из графика перемещения (рис. 3.2) ...”.

В том случае, если в тексте перед ссылкой на рисунок или таблицу стоит предлог, скобки опускаются и пишется так: “...из рис. 1.3 видно, что ...”, “...кинематическая схема механизма показана на рис. 1.6...”, “...в соответствии с данными табл. 3.3 принимаем...”.

Раздел или пункт не должны начинаться с таблицы. Таблице должен в обязательном порядке предшествовать текст, например:

“1. Структура механизма

Структурный анализ и структурный состав механизма, изображенного на рис. 1.1, представлены в табл. 1 и 2”.

Или “...Основные геометрические параметры зубчатых колес представлены в табл. 1.6” и т. д.

В тексте следует избегать повторений. Так, при многократном определении одних и тех же величин, например, при построении планов скоростей, ускорений для ряда положений механизма, достаточно подробно рассмотреть решение этой задачи на одном-двух примерах, указать, что для остальных случаев задача решается аналогично, а результаты приводятся в соответствующей таблице.

Если задача решается методом вариантов или проб и последовательных приближений (например, определение чисел зубьев планетарного механизма, определение размеров звеньев при синтезе рычажных механизмов), то в записке излагается расчет (подбор) последнего варианта или последнее приближение и для сравнения приводятся конечные результаты предыдущих (обычно в виде таблиц).

Расчетные уравнения, формулы и вычисления по ним, как правило, должны записываться в виде отдельных строк. При этом следует придерживаться следующих правил: в текстовой части, предшествующей расчету, дается обоснование выбора той или иной методики или формулы, затем записывается формула и дается обоснование, выбор и значение всех входящих в эту формулу величин и их размерности, после чего в формулу подставляются численные значения буквенных величин в том порядке и последовательности, в каком эти буквы стоят в формуле и лишь после этого записывается результат (без промежуточных вычислений), размерность (без скобок!). Например: "...Угол зацепления зубчатых колес, нарезанных со смещением, определяется по формуле [1, с. 457]

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{Z_2 + Z_1} \cdot \operatorname{tg}\alpha + \operatorname{inv}\alpha,$$

где x_1, x_2 – коэффициенты смещения;
 Z_1, Z_2 – числа зубьев шестерни и колеса;
 α – профильный угол инструмента.

При стандартном угле зацепления $\alpha = 20^\circ$, принятых ранее значениях коэффициентов смещения $x_1 = +0,28$, $x_2 = +0,12$ и $Z_1 = 11$, $Z_2 = 29$ получим

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \frac{2(0,28 + 0,12)}{29 + 11} \cdot 0,3639 + 0,014904 = 0,022184,$$

откуда

$$\alpha_w = 22^\circ 43' 18''."$$

Если формула повторяется в последующих разделах записки, то повторно записывать её в общем виде и давать расшифровку не следует, достаточно лишь в тексте сделать ссылку на ту страницу записки, где приводилась ранее эта формула или её номер (если формулы в записке пронумерованы).

При выполнении любого расчета необходимо всегда обращать внимание на то, с какой точностью должна быть подсчитана данная величина. Количество значащих цифр должно отвечать их достоверности. Так, например, число зубьев зубчатого колеса должно быть только целым, геометрические расчеты параметров зубчатого зацепления, такие

как шаг зацепления, диаметры делительных, начальных, основных окружностей, окружностей вершин зубьев, межосевое расстояние и др., должны быть подсчитаны с точностью до сотых или тысячных долей миллиметра, в силовых же расчетах, расчетах на прочность, где используются ориентировочные коэффициенты, эмпирические зависимости, неточные значения исходных данных, следует применять округления, например:

$$0,98 \text{ кг} \approx 1 \text{ кг}; 14,85 \text{ кг} \approx 15 \text{ кг}; 5186 \text{ Н}\cdot\text{м} \approx 5200 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ и т. д.}$$

Многие студенты поступают неверно, когда при использовании электронного микрокалькулятора записывают все цифры, которые выдают машины при таких расчетах.

Как отмечалось выше, на всё заимствованное из официальной литературы – формулы, идеи, иллюстрации, экспериментальные данные и пр. – должна быть ссылка на источник. Ссылки делаются непосредственно по тексту в прямых квадратных скобках, как показано выше в примере. Первая цифра означает номер источника согласно списку, помещенному в конце всей записки, затем указывается страница, таблица или номер формулы в данном источнике. Однако не следует вдаваться и в другую крайность, когда приводятся ссылки на “прописные”, “азбучные” истины (например, при подсчете площади круга, длины окружности, окружной скорости, нормального или касательного ускорения через радиус, угловую скорость и угловое ускорение, уравнение равновесия твердого тела в форме проекций сил на оси координат или моментов относительно какой-либо точки, закон Ньютона и др.).

Заключение составляется на основании результатов проектирования и исследования всего механизма и должно отражать в тезисной форме его особенности, достоинства и недостатки, а также намечать дальнейшие пути улучшения. Заключение помещается либо в конце каждого раздела, либо в конце всей записки.

Список литературы, на которую в записке делаются ссылки, помещается в конце записки под заголовком “Литература”. Список составляется по следующей форме: порядковый номер (арабскими, а не римскими цифрами!), фамилия и инициалы автора (авторов), полное название источника, место издания (без слова “город”, для Москвы и Санкт-Петербурга, соответственно, – М. и СПб., для других городов – полное название города), издательство, год издания, число страниц. Например:

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 638 с.
2. Кореняко А. С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Киев: Высш. шк., 1970. – 330 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. Г. Н. Девойно. – Минск: Высш. шк., 1986. – 295 с. ... и т. д.

В список литературы заносятся только те источники, на которые имеются ссылки в тексте записки.

Следует заметить, что конспекты лекций не являются официальными источниками (если они не изданы официально), на них ссылаться нельзя.

Записка подписывается автором, ставится дата.

Проект должен выполняться в соответствии с календарным планом, утвержденным на кафедре.

Защита курсовых проектов производится в комиссии, состав которой утверждается на заседании кафедры.

11. ЗАДАНИЯ

Для студентов заочного обучения исходные данные (номера заданий и варианты) для выполнения курсового проекта принимаются в соответствии со своим *личным шифром*, состоящим из трех цифр. Цифры шифра соответствуют *начальным буквам* фамилии, имени и отчества студента. Их соответствия приведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1

Буквы Ф. И. О. и цифра шифра

АГД	БВ	ЕЖЗИЛНО	К	МР	ПТУ	С	ФХЙЧШЦЭЮЯ
1	2	3	4	5	6	7	8

Для *рычажных* и *зубчатых* механизмов номер задания определяется первой цифрой шифра, вариант – второй цифрой шифра.

Для *кулачковых* механизмов первой цифрой определяется схема механизма: для 1, 2, 3, 4 – схема А, для 5, 6, 7, 8 – схема Б. По второй цифре выбирается закон движения кулачка и третьей цифрой определяется вариант.

Например: Николаев Дмитрий Степанович. Его шифр в соответствии с табл. 11.1 будет 317.

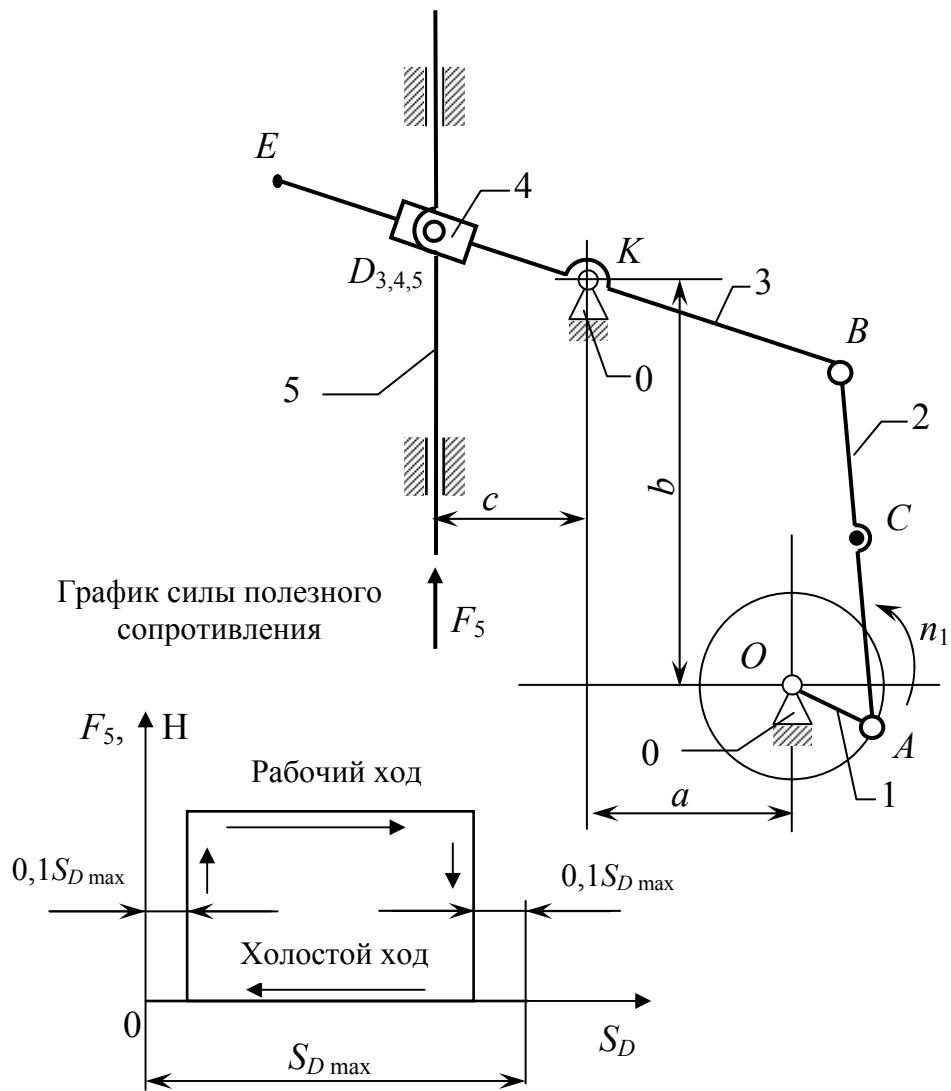
Для рычажного и зубчатого механизмов номера заданий – 3, варианты заданий – 1.

Для кулачкового механизма – схема А (с поступательно движущимся толкателем), закон движения толкателя – 1, вариант задания – 7.

РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

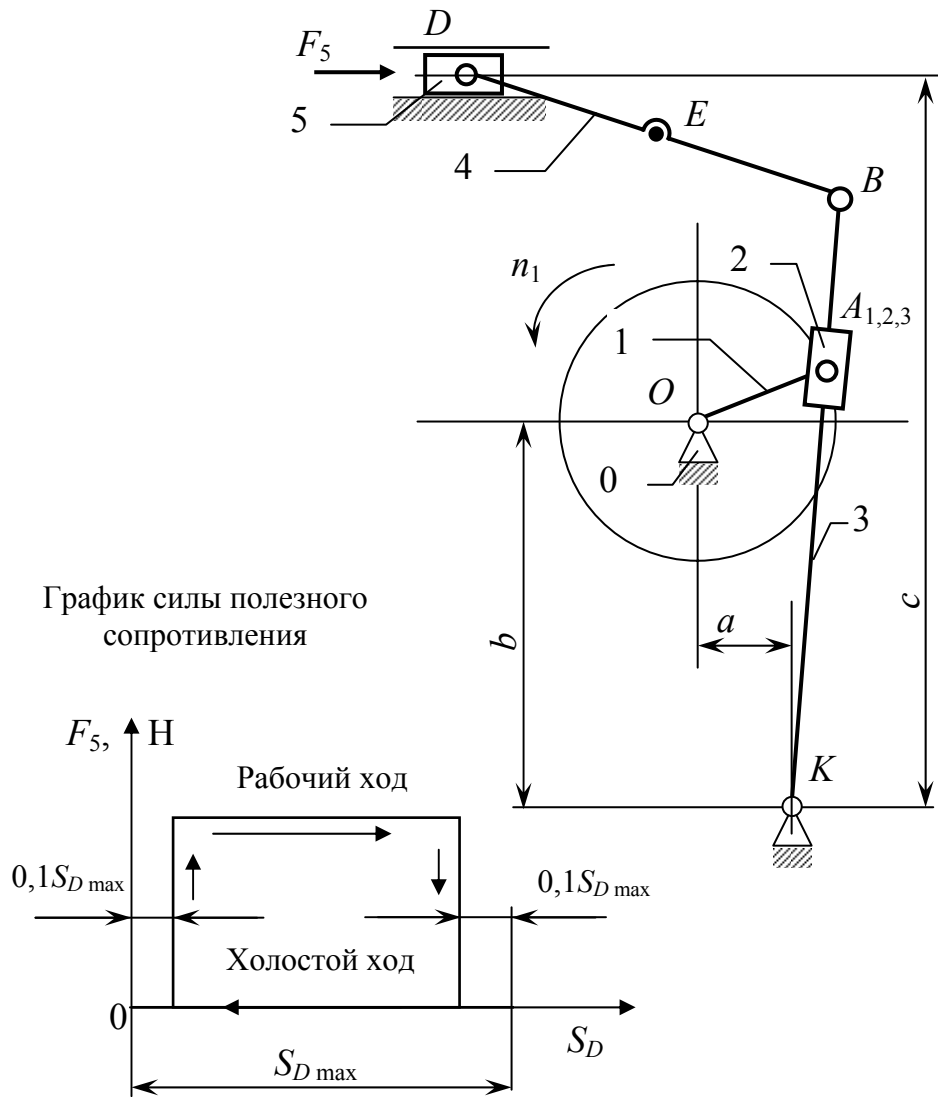
Механизм долбежного станка									1
<p style="text-align: center;">График силы полезного сопротивления</p>									
Вариант	a	b	c	l_{AB}	l_{BK}	l_{BC}	l_{KF}	n_1	F_5
	мм							об/мин	Н
1	460	500	700	120	550	200	450	200	1000
2	450	550	700	100	560	200	410	240	1200
3	460	580	710	90	580	300	430	230	1300
4	460	600	720	90	600	250	460	220	1400
5	400	600	760	100	620	240	500	250	1100
6	380	580	740	100	620	200	490	240	1000
7	420	600	750	110	610	250	480	190	1100
8	410	590	770	100	600	300	440	260	1200

Примечание: длина звена EF определяется конструктивно ($l_{EF} \approx 1,2 c$)



Вариант	a	b	c	l_{OA}	l_{AB}	l_{AC}	l_{BK}	n_1	F_5
	мм							об/мин	Н
1	400	600	400	150	600	300	620	150	600
2	500	550	500	175	600	200	750	140	1000
3	550	800	500	230	900	500	780	120	1200
4	400	1000	600	260	1000	400	900	180	1300
5	400	900	500	250	1000	400	780	200	1400
6	500	1000	600	200	1000	800	870	200	1500
7	600	1000	500	240	900	300	770	220	1100
8	580	1100	600	230	1100	300	910	230	900

Примечание: длина звена BE определяется конструктивно



Вариант	a	b	c	l_{OA}	l_{KB}	l_{BD}	l_{BE}	n_1	F_5
	мм							об/мин	Н
1	80	310	550	110	480	250	150	200	1000
2	45	400	640	100	500	350	160	190	1200
3	35	300	590	100	480	270	130	180	1400
4	40	310	600	90	500	300	160	170	1600
5	55	280	560	90	450	320	180	160	1800
6	60	270	550	80	470	280	180	150	2000
7	65	250	520	70	450	260	120	220	2200
8	40	260	580	60	440	300	140	230	1900

Кривошипно-шатунный механизм
с качающейся кулисой

4

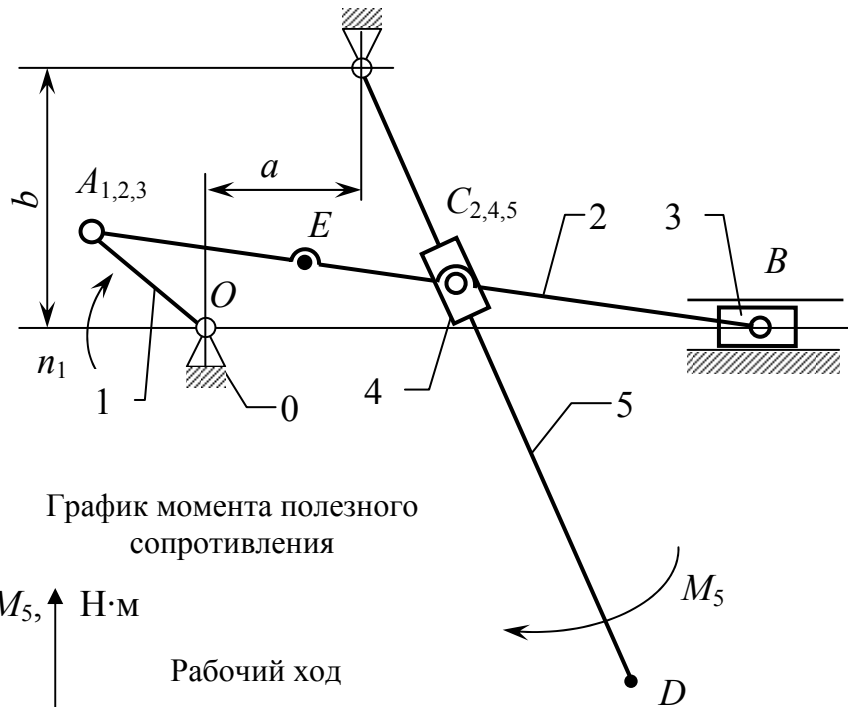
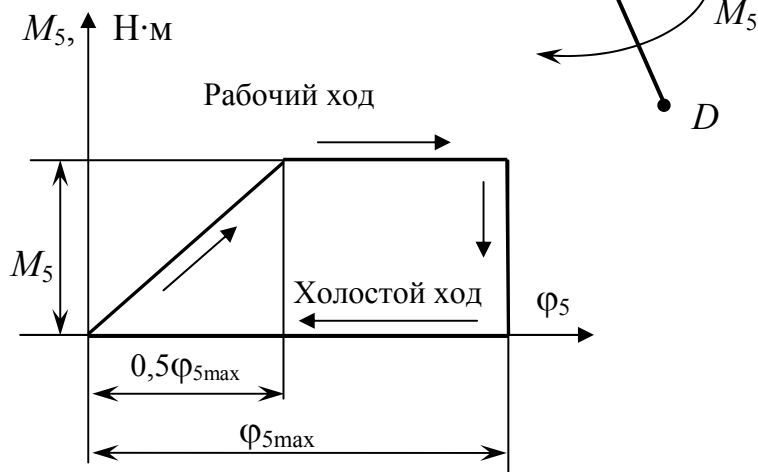
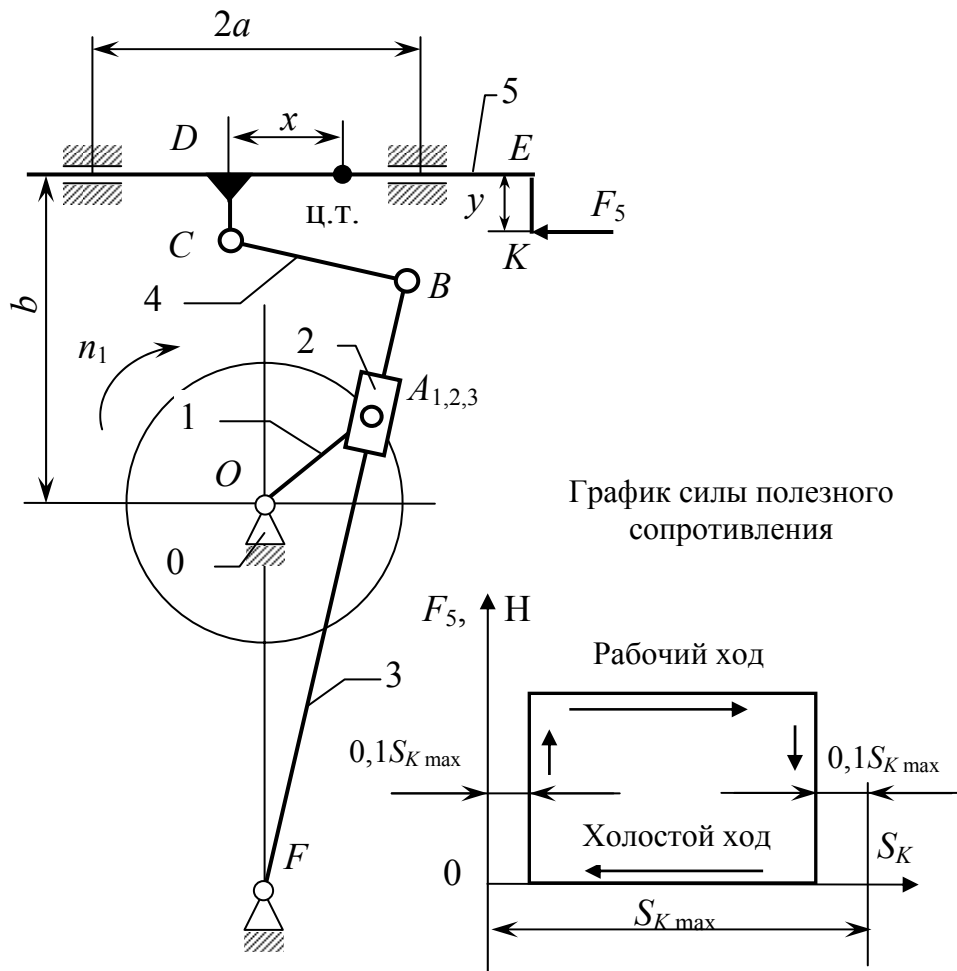


График момента полезного сопротивления



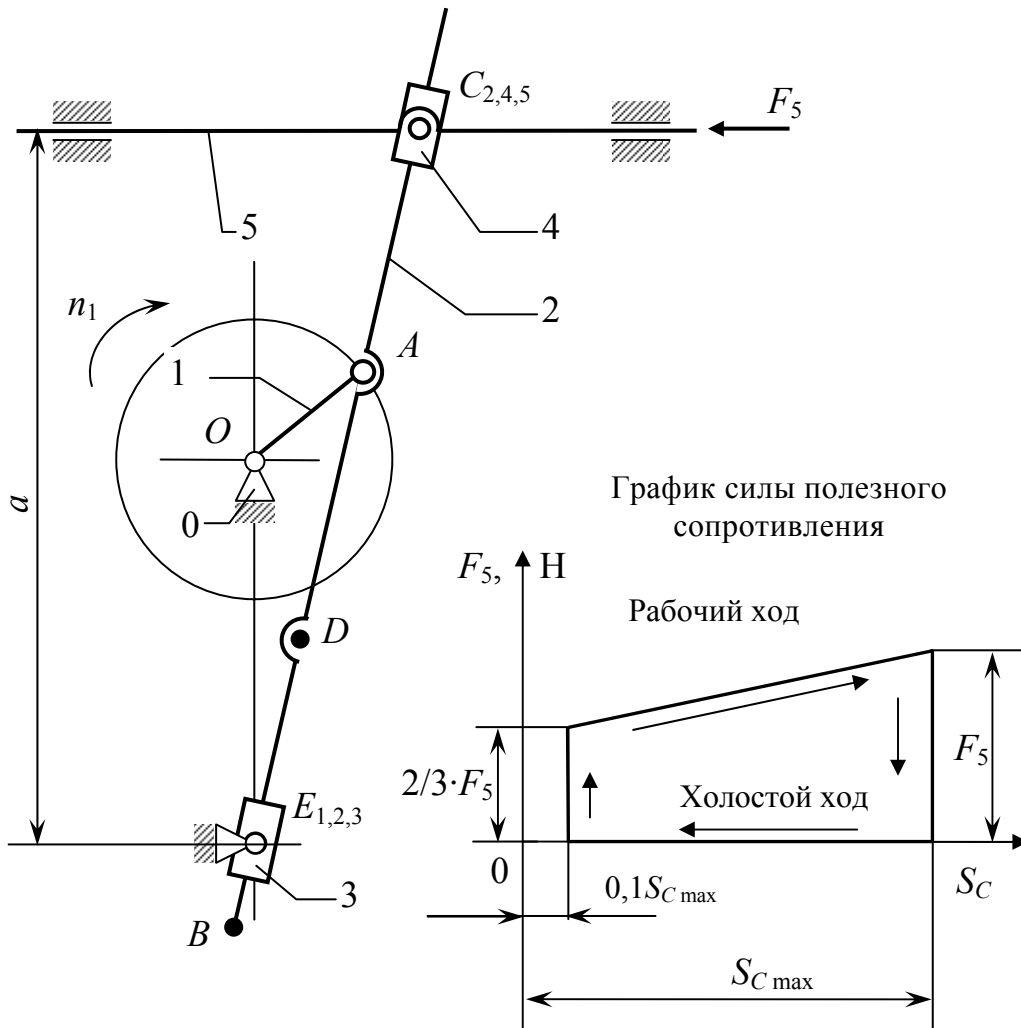
Вариант	a	b	l_{OA}	l_{AB}	l_{AC}	l_{FD}	l_{AE}	n_1	M_5
	мм							об/мин	Н·м
1	40	180	40	240	120	280	90	300	40
2	80	200	50	240	110	320	90	280	50
3	80	200	60	260	130	340	100	260	60
4	100	220	80	300	180	320	100	270	70
5	170	230	90	300	200	430	110	250	80
6	90	240	90	320	250	410	110	240	90
7	80	240	70	340	160	400	120	230	100
8	180	250	100	450	260	420	230	230	120



Вариант	a	b	l_{OF}	l_{OA}	l_{FB}	l_{BC}	l_{CD}	y	x	n_1	G_5	F_5
	мм									об/мин	Н	Н
1	0,6S _K	420	570	200	950	380	80	130	180	60	500	6000
2		340	470	160	750	290	60	120	120	80	450	5200
3		290	410	140	670	280	60	110	110	95	400	4500
4		270	380	130	620	240	50	100	100	100	400	4000
5		250	350	120	570	220	50	100	100	110	350	3500
6		380	530	180	850	320	75	150	160	70	800	5000
7		200	290	100	470	180	40	80	100	115	350	3200
8		310	440	150	700	280	60	110	110	90	450	4500

Механизм Черкудинова с приближенно-равномерным перемещением ведомого звена

6



Вариант	a	l_{OE}	l_{OA}	l_{AD}	l_{AB}	n_1	F_5
	мм						об/мин
1	320	200	60	70	300	300	300
2	330	220	60	100	320	280	400
3	340	220	70	100	330	260	500
4	300	220	60	110	320	240	250
5	350	200	70	110	300	220	350
6	360	200	80	120	320	220	450
7	380	220	80	120	330	210	600
8	380	230	90	130	340	250	300

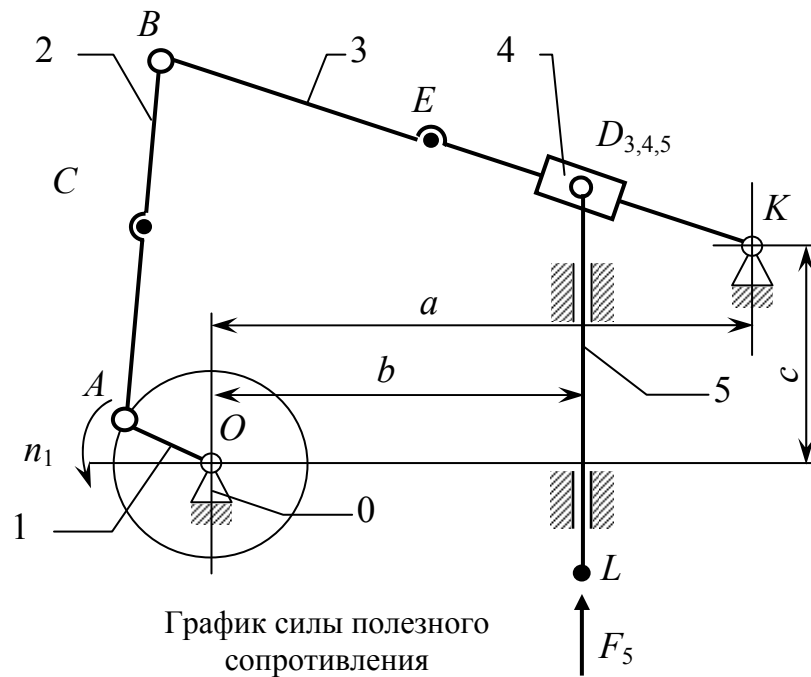
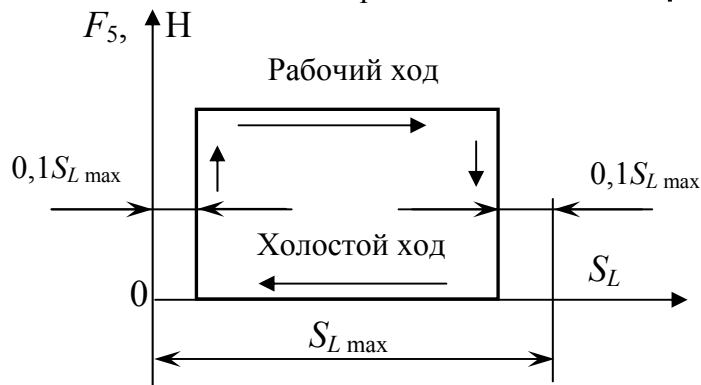


График силы полезного сопротивления



Вариант	a	b	c	l_{OA}	l_{AB}	l_{KB}	l_{AC}	l_{BE}	n_1 об/мин	F_5 Н
	мм									
1	720	480	250	160	460	800	$1/3 l_{AB}$	$1/3 l_{KB}$	70	4800
2	630	450	220	140	400	700			100	2800
3	540	380	190	120	340	600			120	2000
4	450	300	150	100	290	500			120	2500
5	950	650	250	170	480	1000			70	5000
6	840	570	220	150	420	880			75	4600
7	720	500	190	130	360	760			80	4400
8	620	420	160	110	310	650			80	4000

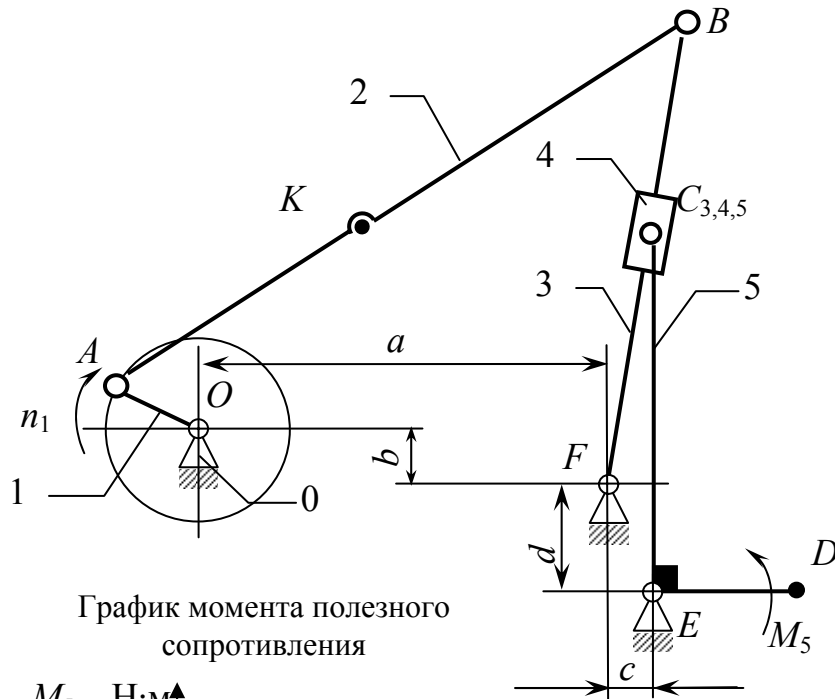
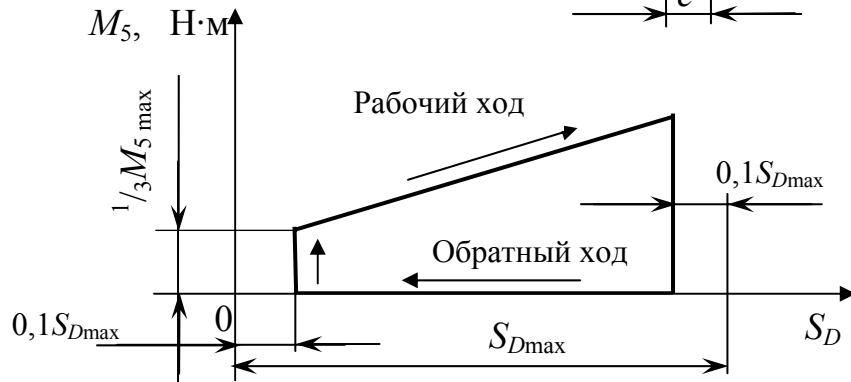


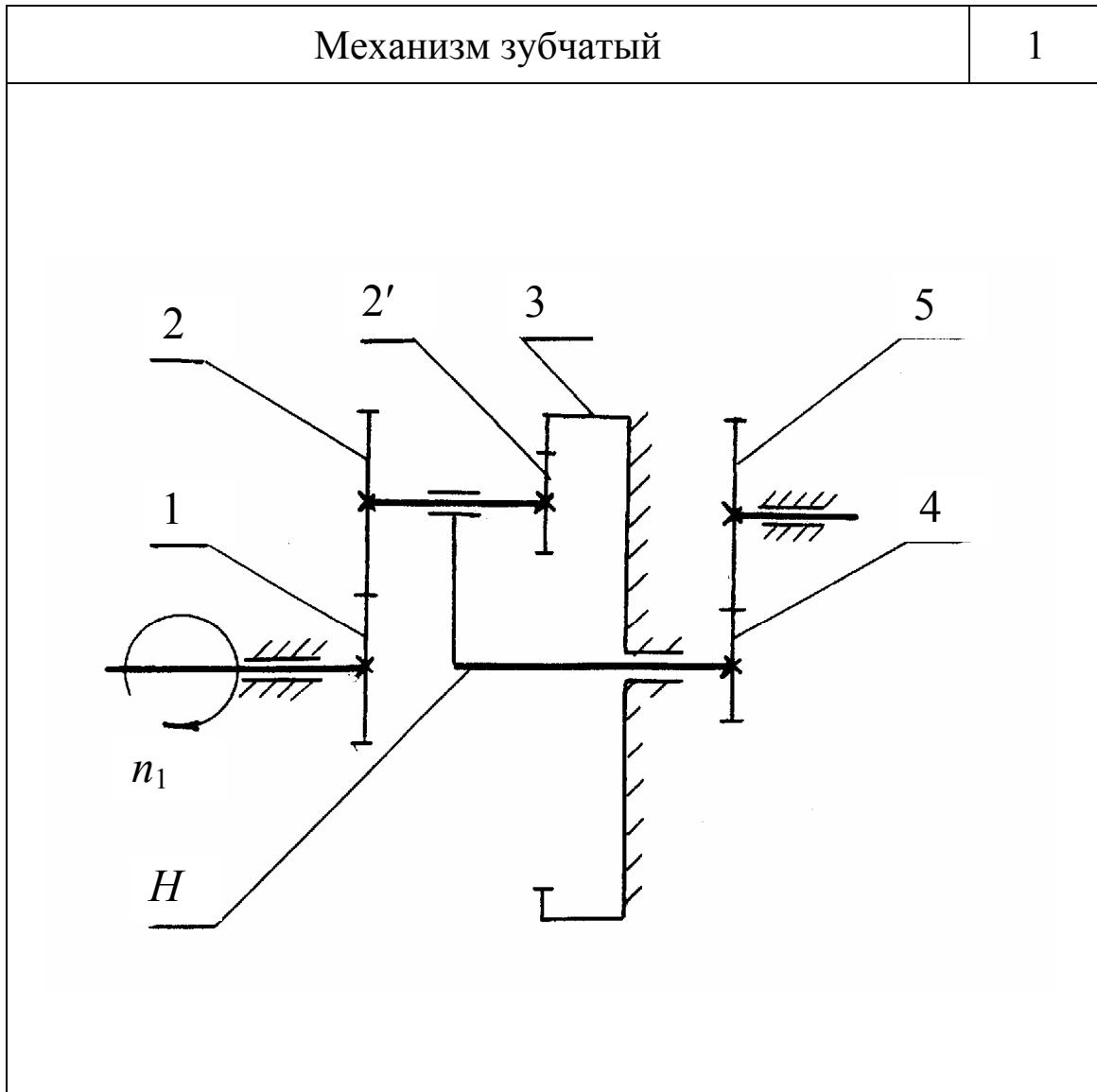
График момента полезного сопротивления



Вариант	a	b	c	d	l_{OA}	l_{AB}	l_{FB}	l_{EC}	n_1	M_5
	мм									об/мин
1	570	75	150	110	160	750	530	420	100	1500
2	460	60	120	85	130	630	430	350	120	1300
3	360	50	95	70	100	470	340	280	140	900
4	330	40	90	60	90	440	300	240	170	700
5	530	70	140	100	150	700	500	400	100	1400
6	420	50	110	80	120	570	400	320	130	1200
7	300	40	70	80	80	430	300	240	180	600
8	340	45	90	85	95	450	320	250	160	800

Примечание: $l_{AK} = 1/3 l_{AB}$; $l_{ED} = 3/4 l_{EC}$

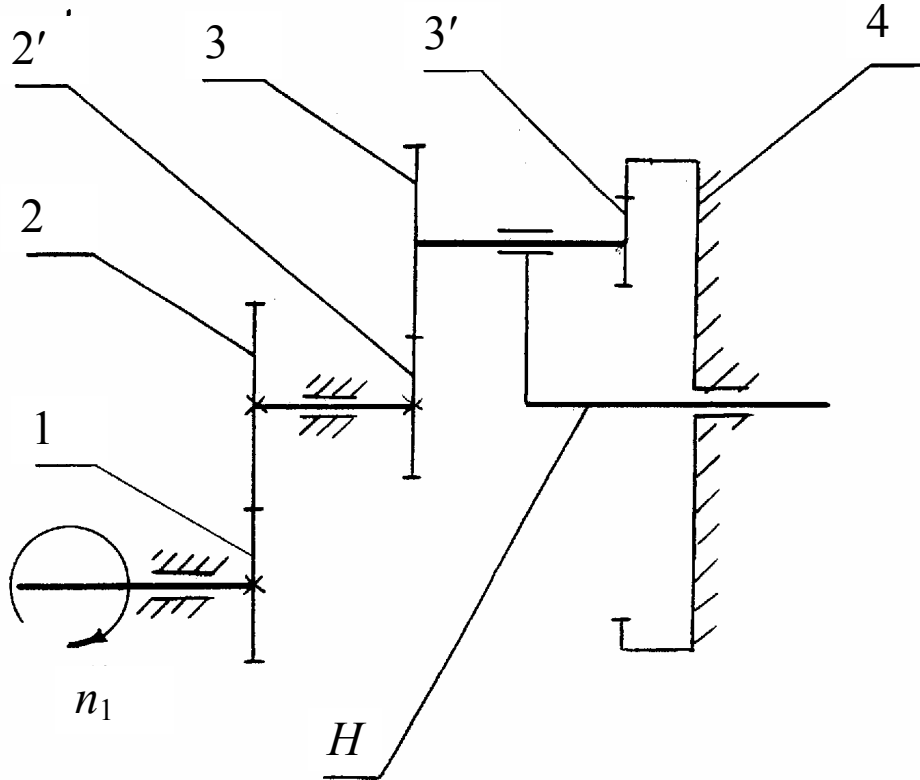
ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ



Данные		Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
передаточное число $U_{1,5}$			30	24	32	26	28	35	40	45
число сателлитов K			2-3	2-3	3-4	2-3	2-3	3-4	3-4	3-4
модуль	$m_{1,2,2',3}$, мм		2	4	3	3	2	2	3	2
	зацепления $m_{4,5}$, мм		4	6	5	6	4	4	6	5
частота вращения n_1 , об/мин			1500	1000	1000	900	1400	500	600	700

Механизм зубчатый

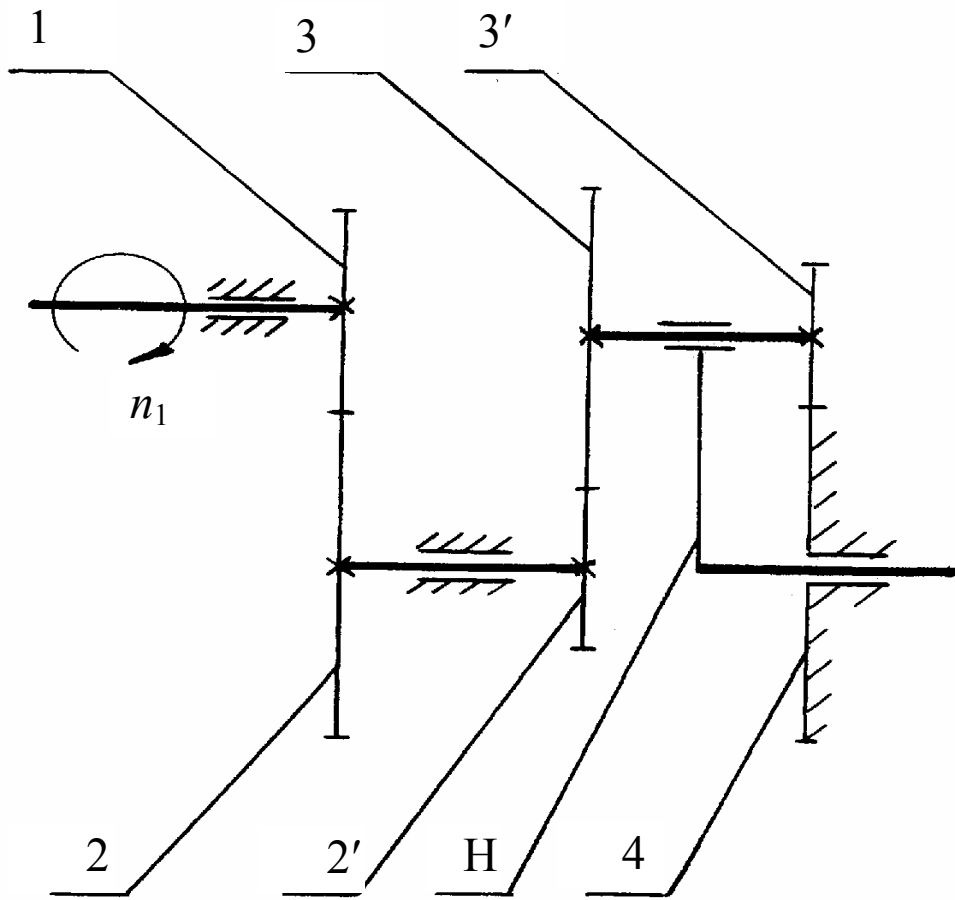
2



Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8
Данные									
передаточное число $U_{1,H}$		35	40	30	36	38	28	26	32
число сателлитов K		3-4	2-3	2-3	2-3	3-4	2-3	2-3	2-3
модуль	$m_{1,2}$, мм	5	4	4	6	2.5	3	4	5
	$m_{2',3,3',4}$, мм	2	2	2	4	1	1	2	2
частота вращения n_1 , об/мин		500	1000	2000	1500	1400	300	400	500

Механизм зубчатый

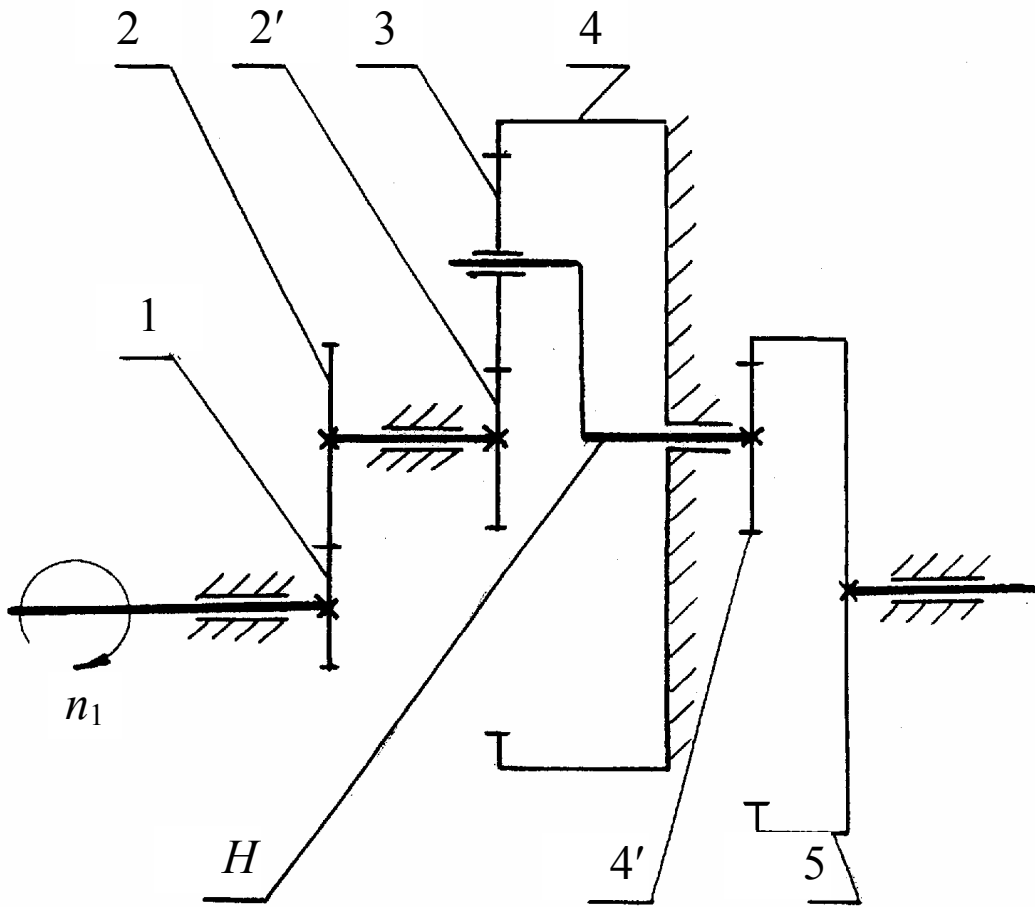
3



Данные		Вариант							
		1	2	3	4	5	6	7	8
передаточное число $U_{1,H}$		80	70	65	85	60	55	65	60
число сателлитов K		3-4	2-3	2-3	3-4	2-3	3-4	3-4	2-3
модуль	$m_{1,2}$, мм	4	6	5	4	2,5	4	3	6
	$m_{2',3,3',4}$, мм	2	3	3	2	1	2	1	3
частота вращения n_1 , об/мин		1500	1000	2000	800	1400	2000	1500	1200

Механизм зубчатый

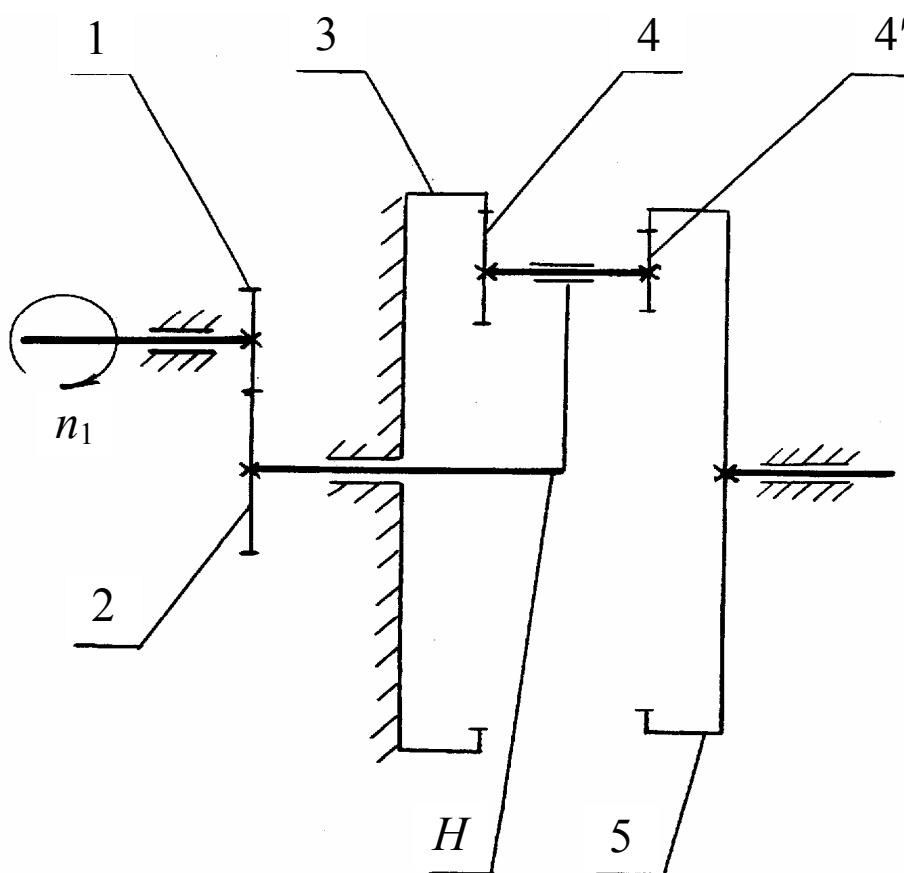
4



Данные		Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
передаточное число $U_{1,5}$			40	50	60	70	80	90	100	96
число сателлитов K			3-4	2-3	3-4	3-4	3-4	2-3	2-3	3-4
модуль зацепления	$m_{1,2,4',5}$, мм		2	2,5	2	3	4	4	4,5	5
	$m_{2',3,4}$, мм		1	2	1	2,5	3	2	3	4
частота вращения n_1 , об/мин			800	900	1000	1400	1200	1350	1500	1600

Механизм зубчатый

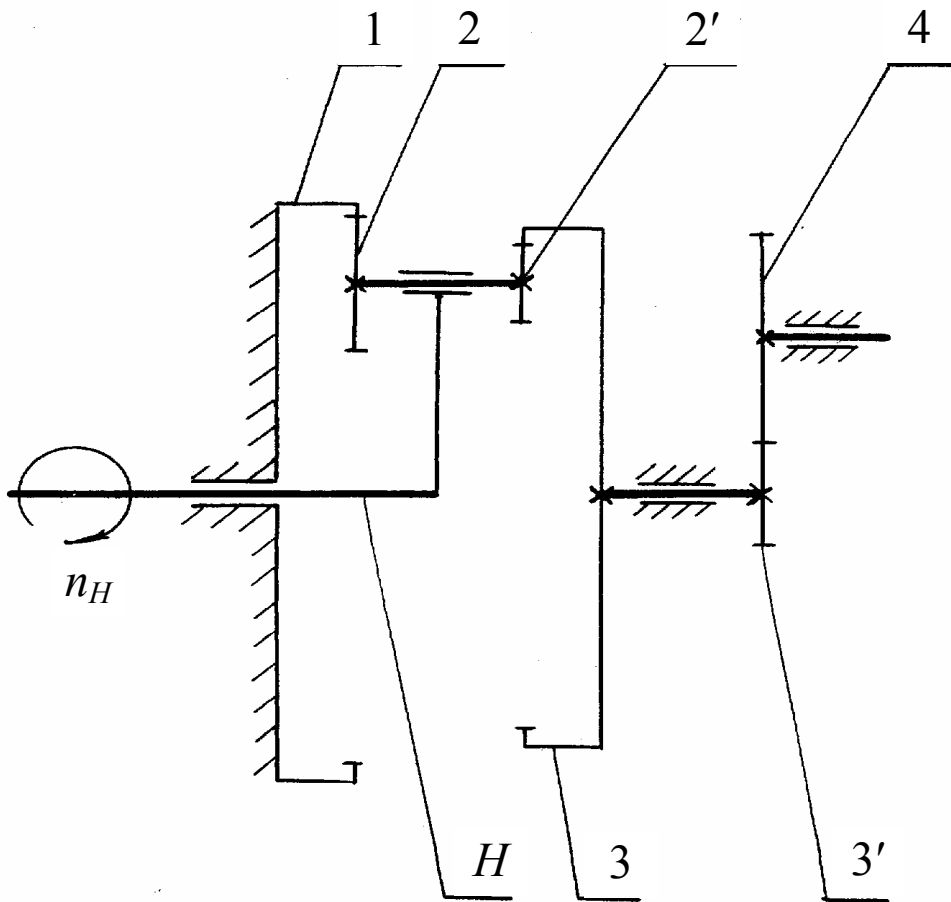
5



Данные		Вариант							
		1	2	3	4	5	6	7	8
передаточное число $U_{1,5}$		55	50	36	52	60	40	45	50
число сателлитов K		2-3	3-4	2-3	2-3	3-4	3-4	2-3	2-3
модуль зацепления	$m_{1,2}$, мм	4	6	4	5	5	3,5	3	4
	$m_{3,4,4',5}$, мм	2	3	2	3	2,5	2	1,5	2,5
частота вращения n_1 , об/мин		1000	2000	1500	1100	1000	900	800	700

Механизм зубчатый

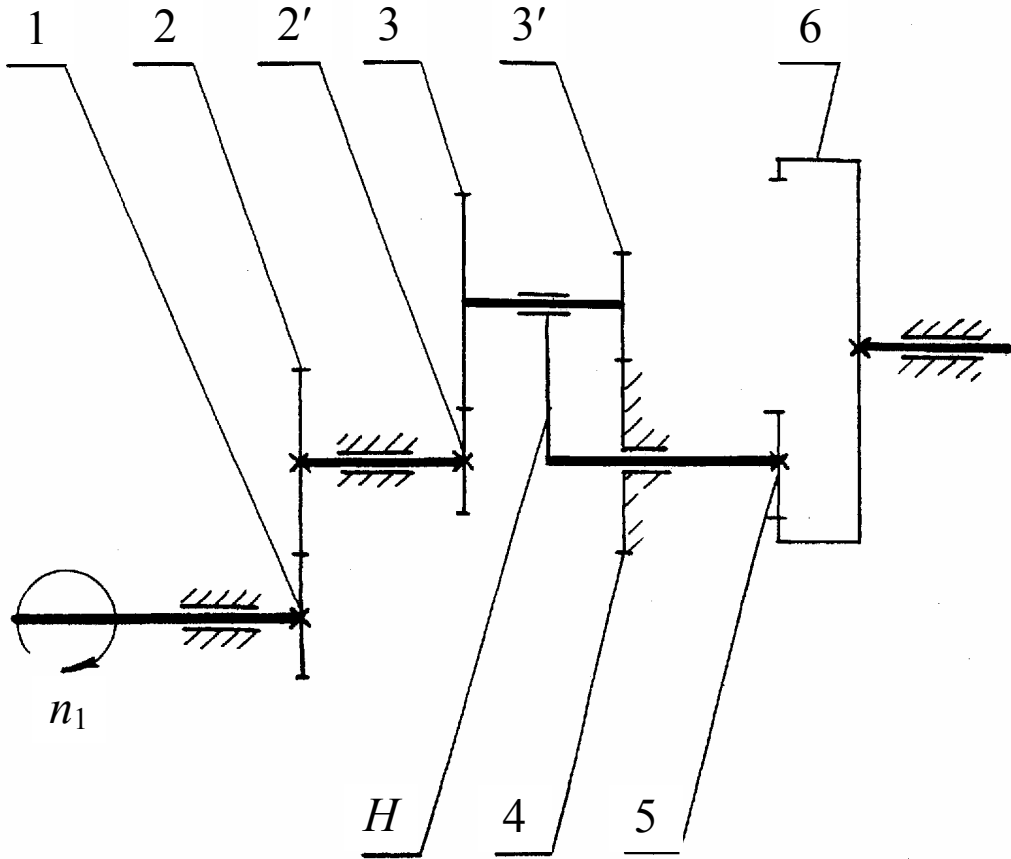
6



Данные		Вариант							
		1	2	3	4	5	6	7	8
передаточное число $U_{H,4}$		64	70	50	55	60	52	60	54
число сателлитов K		2-3	3-4	3-4	3-4	2-3	2-3	3-4	3-4
модуль	$m_{1,2,2',3}$, мм	2	2	1	3	3	2	3	3
	$m_{3',4}$, мм	4	4	2,5	6	5	4	5	5
частота вращения n_H , об/мин		700	800	900	1000	1200	1300	1500	1600

Механизм зубчатый

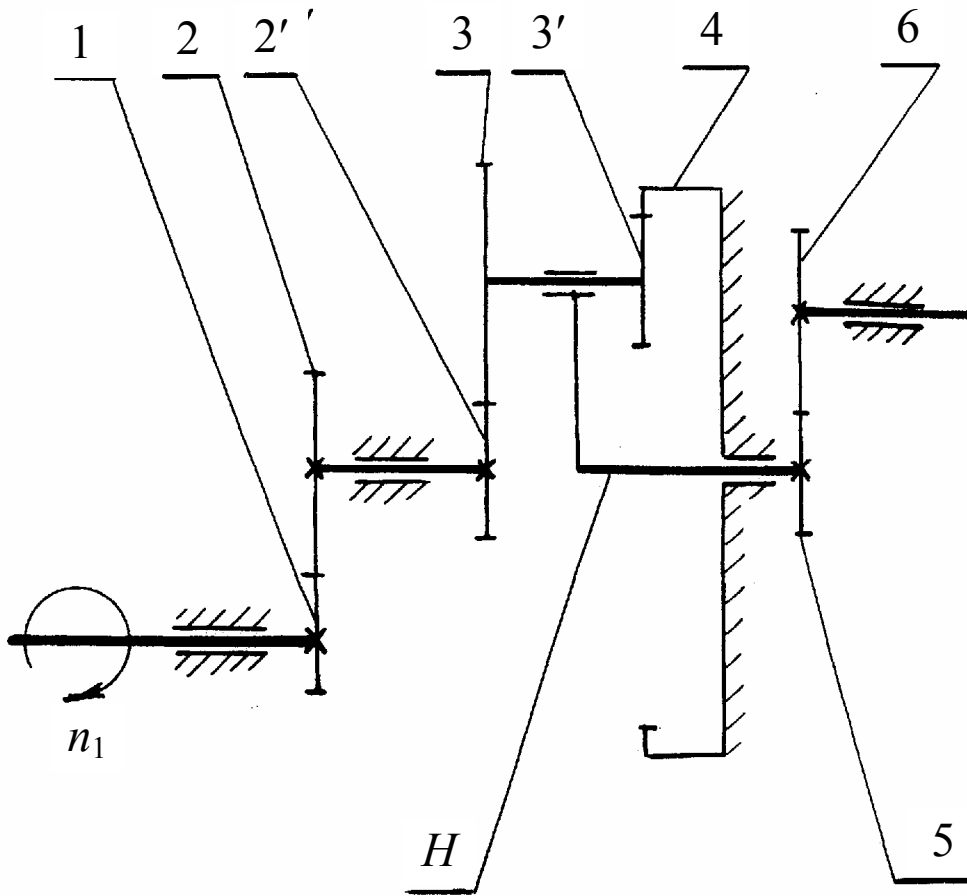
7



Данные		Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
		передаточное число $U_{1,6}$		350	400	200	240	260	280	300
число сателлитов K			3-4	2-3	2-3	2-3	2-3	3-4	3-4	3-4
модуль	$m_{1,2,5,6}$, мм		4	5	3	4	4,5	6	5	5,5
	$m_{2',3,3',4}$, мм		1	3	1	2	3,0	3,5	4	2
частота вращения n_1 , об/мин			2000	2200	2500	3000	3200	3500	4000	4200

Механизм зубчатый

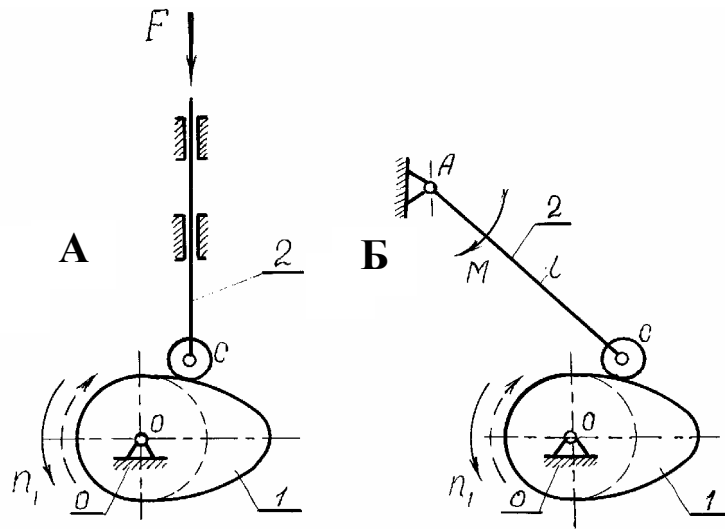
8



Данные		Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
		передаточное число $U_{1,6}$		160	120	100	96	85	110	130
число сателлитов K		2-3	3-4	3-4	2-3	2-3	2-3	3-4	2-3	
модуль зацепления	$m_{1,2,5,6}$, мм		2	4	3	5	5	6	7	8
	$m_{2',3,3',4}$, мм		1	2	1	3	2,5	3	4	4
частота вращения n_1 , об/мин			900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600

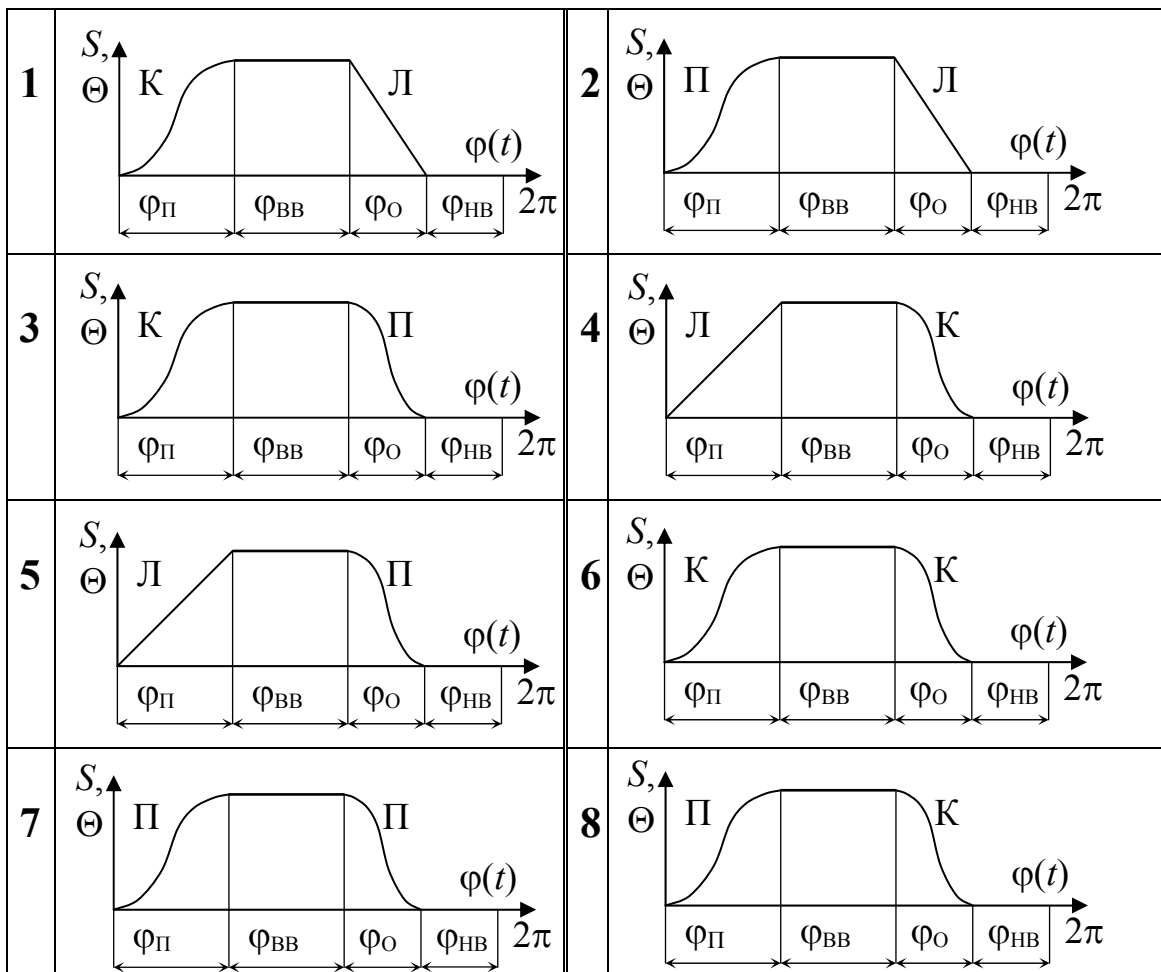
КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Схема механизма



Законы движения толкателя по углу поворота кулачка

К – косинусоида, П – квадратичная парабола, Л – линейная зависимость.



Исходные данные

Параметры		Вариант							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Ход толкателя ¹ S , мм		30	32	35	40	42	45	50	52
Угол поворота коромыслового толкателя ² Θ°		25	28	30	30	32	32	35	35
Длина коромысла l , мм		90	100	110	115	120	125	130	135
Мин. угол передачи движения									
Схема А	при подъеме $\gamma_{\text{мин}}^{\text{п}}$	65	60	50	60	55	50	45	45
	при опускании $\gamma_{\text{мин}}^{\text{о}}$	45	50	40	45	40	30	35	45
Схема Б	при подъеме $\gamma_{\text{мин}}^{\text{п}}$	55	50	55	50	45	50	55	55
	при опускании $\gamma_{\text{мин}}^{\text{о}}$	50	45	40	50	40	30	40	35
Полезное усилие на толкателе ¹ F , Н		250	300	350	400	420	450	500	520
Полезный момент сопротивления ² M , Н·м		300	350	400	450	500	550	650	700
Частота вращения кулачка n , 1/мин		100	90	80	70	60	55	50	45
Фазовые углы ³ (градусы):									
подъема $\Phi_{\text{П}}$		180	180	150	120	120	140	180	100
верхнего выстоя $\Phi_{\text{ВВ}}$		90	60	70	70	80	40	20	90
опускания $\Phi_{\text{О}}$		90	90	100	120	100	120	90	90
Дополнительные условия ⁴ :									
диаметр вала d , мм			30		40		45		50
направление вращения кулачка (“+” – по часовой стрелке “-” – против часовой стрелки)		+	-	+	-	+	-	+	-
<p>Примечания:</p> <p>¹ Для схемы А.</p> <p>² Для схемы Б.</p> <p>³ Фазовые углы проставить на графике закона движения толкателя (в том числе – суммарные углы поворота кулачка).</p> <p>⁴ Минимальный радиус кулачка должен быть больше радиуса вала, в зависимости от этого, кулачок выполняется за одно целое с валом или изготавливается отдельно и насаживается на вал (обычно на шпонку)</p>									

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I

Таблица физических величин

Наименование величины	Система единиц	Единица измерений	Обозначение	Коэффициент приведения
Сила	СИ	ньютон	Н	1 Н = 0,102 кгс
	МКС	килограмм-сила	кгс	1 кгс = 9,81 Н
Масса	СИ	килограмм	кг	1 кг = 0,102 кгс·с ² /м
	МКС	килограмм-сила-секунда в квадрате на метр	кгс·с ² /м	1 кгс·с ² /м = 9,81 кг
Момент инерции динамический	СИ	килограмм-метр в квадрате	кг·м ²	1 кг·м ² = 0,102 кгс·м·с ²
	МКС	килограмм-сила-метр-секунда в квадрате	кгс·м·с ²	1 кгс·м·с ² = 9,81 кг·м ²
Работа, энергия	СИ	джоуль	Дж	1 Дж = 0,102 кгс·м
	МКС	килограмм-сила-метр	кгс·м	1 кгс·м = 9,81 Дж
Мощность	СИ	ватт	Вт	1 Вт = 0,102 кгс·м/с
	МКС	килограмм-сила-метр в секунду	кгс·м/с	1 кгс·м/с = 9,81 Вт
	внесистемные	лошадиная сила	л.с.	1 л.с. = 735,5 Вт
		киловатт	кВт	1 кВт = 1,36 л.с.

Приложение II

Значения коэффициентов смещения исходного контура из условий: а – наибольшего повышения контактной прочности; б – прочности на изгиб; в – износостойкости и сопротивления заеданию

Z ₂	x	Z ₁																													
		12						15						18						22						28					
		а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в						
12	x ₁	0,38	0,47	0,36																											
	x ₂	0,38	0,23	0,36																											
15	x ₁	0,30	0,53	0,43	0,45	0,58	0,44																								
	x ₂	0,50	0,22	0,34	0,45	0,28	0,44																								
18	x ₁	0,30	0,57	0,49	0,34	0,64	0,48	0,54	0,72	0,54																					
	x ₂	0,61	0,25	0,35	0,64	0,29	0,46	0,54	0,34	0,54																					
22	x ₁	0,30	0,62	0,53	0,38	0,73	0,55	0,60	0,81	0,60	0,68	0,95	0,67																		
	x ₂	0,66	0,28	0,38	0,75	0,32	0,54	0,64	0,38	0,63	0,68	0,39	0,67																		
28	x ₁	0,30	0,70	0,57	0,26	0,79	0,60	0,40	0,89	0,63	0,59	1,04	0,71	0,86	1,26	0,85															
	x ₂	0,88	0,26	0,48	1,04	0,35	0,63	1,02	0,38	0,72	0,94	0,40	0,81	0,86	0,42	0,85															
34	x ₁	0,30	0,76	0,60	0,13	0,83	0,63	0,30	0,93	0,67	0,48	1,08	0,74	0,80	1,30	0,86															
	x ₂	1,03	0,22	0,53	1,42	0,34	0,72	1,30	0,37	0,82	1,20	0,38	0,90	1,08	0,36	1,00															
42	x ₁	0,30	0,75	0,63	0,20	0,92	0,68	0,29	1,02	0,68	0,40	1,18	0,76	0,72	1,24	0,88															
	x ₂	1,30	0,21	0,67	1,53	0,32	0,88	1,48	0,36	0,94	1,48	0,38	1,03	2,33	0,31	1,12															
50	x ₁	0,30	0,58	0,63	0,25	0,97	0,66	0,32	1,05	0,70	0,43	1,22	0,76	0,64	1,22	0,91															
	x ₂	1,43	0,16	0,77	1,65	0,31	1,02	1,63	0,36	1,11	1,60	0,42	1,17	1,60	0,25	1,26															

Приложение III

Значения эвольвентной функции $\operatorname{inv}(\alpha) = \operatorname{tg}(\alpha) - \alpha$

α°	Пор.	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	0,000	00117	00225	00281	00346	00420	00504	00598	00704	00821	00950	01092	01242
2	0,000	01418	01603	01804	02020	02253	02503	02771	03058	03364	03689	04035	04402
3	0,000	04790	05201	05634	06091	06573	07078	07610	08157	08751	09362	10000	10668
4	0,000	11364	12090	12847	13634	14453	15305	16189	17107	18059	19045	20067	21125
5	0,000	22220	23352	24552	25731	26978	28266	29594	30953	32394	33827	35324	36864
6	0,000	03845	04008	04175	04347	04524	04706	04892	05083	05280	05481	05687	05898
7	0,000	06115	06337	06564	06797	07035	07279	07528	07783	08044	08310	08582	08861
8	0,000	09145	09485	09732	10034	10343	10659	10980	11308	11643	11984	12332	12687
9	0,000	13048	13416	13792	14174	14563	14960	15363	15774	16193	16618	17051	17492
10	0,000	17941	18397	18860	19332	19812	20299	20795	21229	21810	22330	22859	23396
11	0,000	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28016	29241	29875	30518
12	0,000	31171	31832	32504	33185	33875	34555	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0,000	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921
14	0,000	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57417	58420	59434	60460
15	0,000	61488	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,000	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0,000	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,000	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,000	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,000	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16295	16502	16710	16920	17132
21	0,000	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,000	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788

Приложение III (продолжение)

Значения эвольвентной функции $\operatorname{inv}(\alpha) = \operatorname{tg}(\alpha) - \alpha$

α°	Пор.	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
23	0,0	23044	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27255	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40609	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47279	47718
29	0,0	48164	48512	49064	49518	49976	50437	50901	51363	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57225	57736	58249	58765	59285
31	0,0	58809	60353	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80137
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459
36	0,	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0,	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0,	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0,	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0,	14096	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0,	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0,	16737	16855	16974	17093	17214	17335	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0,	18202	18329	18537	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0,	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315

Приложение III (окончание)

Значения эвольвентной функции $\operatorname{inv}(\alpha) = \operatorname{tg}(\alpha) - \alpha$

α°	Пор.	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
45	0,	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112
46	0,	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0,	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0,	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0,	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703
50	0,	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	0,	34578	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0,	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0,	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116
54	0,	43390	43667	43945	44225	44506	44789	45074	45361	45650	45940	46232	46526
55	0,	46822	47119	47419	47720	48023	48323	48635	48944	49255	49568	49882	50199
56	0,	50518	50838	51161	51486	51813	52141	52472	52805	53141	53478	53817	54159
57	0,	54503	54849	55197	55547	55900	56255	56612	56972	57333	57698	58064	58433
58	0,	58804	59178	59554	59933	60314	60697	61083	61472	61868	62257	62653	63052
59	0,	63454	63858	64265	64674	65086	65501	65913	66340	66763	67189	67619	68050

Пример пользования таблицей: 1. Найти inv угла $\alpha=14^\circ 30'$. По таблице находим $\operatorname{inv}14^\circ 30' = 0,0055448$.

2. Найти inv угла $\alpha=22^\circ 18'25''$. Поскольку такого табличного значения нет, проводим линейную интерполяцию, для чего находим значения функции на ближайшее большее и ближайшее меньшее табличные значения аргумента $\operatorname{inv}22^\circ 15' = 0,020775$, $\operatorname{inv}22^\circ 20' = 0,021019$. Табличная разность на $5'$ равна $0,000244$. $\Delta\alpha=3'25''=205''$, следовательно, $\Delta\operatorname{inv}\alpha=0,000244 \cdot 205/300=0,000171$ и $\operatorname{inv}22^\circ 18'25''=0,020775+0,000171=0,020946$.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
“ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ“

Кафедра теоретической и прикладной механики

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

**Структурный, кинематический анализ
и силовой расчет рычажного механизма.
Синтез зубчатого и кулачкового механизмов**

Выполнил студент гр. 3-4350/14

Иванов А. В.

Руководил доцент Петров А. Б.

Томск 2007

Приложение V

Томский политехнический университет
Кафедра теоретической и прикладной механики

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Студенту _____ факультета, гр. _____

РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
Кинематический анализ и силовой расчет механизма

Задание № _____

Схема механизма

График силы (момента)
полезного сопротивления

Исходные данные:

Размеры звеньев: $l_{AB} = \dots$ мм, $l_{BC} = \dots$

Частота вращения кривошипа

$n =$

Момент полезного сопротивления

$M_5 =$

Сила полезного сопротивления

$F_5 =$

Дополнительные условия

Дата выдачи задания _____

Срок выполнения _____

Руководитель _____

Приложение VI

Томский политехнический университет
Кафедра теоретической и прикладной механики

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Студенту _____ факультета, гр. _____

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ Синтез, анализ зубчатого механизма и профилирование зацепления

Задание № _____

Схема механизма

Исходные данные:

Передаточное число

Число сателлитов

Модули зацепления

Частота вращения ведущего звена

Дополнительные условия

$U =$

$k =$

$m_{1,2} =$

$m_{2,\dots} =$

$n =$

Дата выдачи задания _____

Срок выполнения _____

Руководитель _____

Приложение VII

Томский политехнический университет
Кафедра теоретической и прикладной механики

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Студенту _____ факультета, гр. _____

КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ
Определение наименьшего размера и построение
профиля кулачка

Задание № _____

Схема механизма

Закон движения толкателя по углу
поворота (перемещения) кулачка

Исходные данные:

Ход толкателя

$$S_1 = \dots \text{ мм}$$

Угол поворота коромыслового толкателя

$$\Theta = \dots \text{ град}$$

Длина коромысла

$$l = \dots \text{ мм}$$

Минимальные углы передачи движения:

при подъеме $\gamma_{\min}^{\text{п}} = \dots \text{ град}$

при опускании $\gamma_{\min}^{\text{о}} = \dots \text{ град}$

Полезное усилие, преодолеваемое толкателем

$$F = \dots \text{ Н}$$

Полезный момент сопротивления на коромысле

$$M = \dots \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Частота вращения кулачка

$$n = \dots \text{ об/мин}$$

Дополнительные условия

Дата выдачи задания _____

Срок выполнения _____

Руководитель _____

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 639 с.
2. Теория механизмов / под ред. В. А. Гавриленко. – М.: Высш. шк., 1973. – 510 с.
3. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 591 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Коренько А. С., Кременштейн Л. И., Петровский С. Д. и др. – Киев: Высш. шк., 1970. – 330 с.
5. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. – М.; Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.
6. Никоноров В. А., Карягина В. В. Подбор чисел зубьев планетарных редукторов типа 2К–Н со сдвоенными сателлитами // Известия МВТУ им. Баумана. Сер. Машиностроение. – 1971. – №11. – С. 45–50.
7. Юдин В. А., Петрокас Л. В. Теория механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1977. – 527 с.
8. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1985. – 279 с.
9. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1979. – 574 с.
10. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
11. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1986. – 295 с.
12. Абрамов Б. М. Типовые задачи по теории механизмов и машин. – Харьков: Высш. шк., 1976. – 207 с.
13. Справочник по корригированию зубчатых колес / Т. П. Болотовская, И. А. Болотовский, Г. С. Бочаров и др. – М.: Машиностроение, 1967. – 215 с.
14. Голованов Н. Ф., Гинзбург Е. Г., Фирун Н. Б. Зубчатые и червячные передачи: справочник. – М.: Машиностроение, 1967. – 515 с.
15. Юдин В. А., Барсов Г. А., Чупин Ю. Н. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1982. – 215 с.
16. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
17. Попов Н. Н. Расчет и проектирование кулачковых механизмов. – М.: Машиностроение, 1965. – 304 с.
18. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. Г. Н. Девойно. – Минск: Высш. шк., 1986. – 285 с.
19. Гиндин Э. Б., Ищенко Т. Ю. Построение профиля шаблона кулачкового механизма. – Томск: Изд. ТПИ, 1989. – 16 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ	4
1.1. Структурный анализ механизма.....	4
1.2. Кинематический анализ механизма.....	5
1.3. Силовой расчет механизма.....	10
2. ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ.	
СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА	15
3. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА	21
4. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА МЕТОДОМ ПЛАНОВ	22
4.1. К построению плана скоростей.....	24
4.2. К построению плана ускорений.....	26
5. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ	30
5.1. Силы, действующие на звенья механизма.....	31
5.2. Силовой расчет группы 4–5 [$B_{2,4} - П_{4,5} - B_{5,0}$].....	32
5.3. Силовой расчет группы 2–3 [$B_{1,2} - B_{2,3} - П_{3,0}$].....	34
5.4. Силовой расчет начального механизма 1 – 0.....	37
5.5. Определение величины уравновешивающей силы методом рычага Н. Е. Жуковского.....	39
5.6. Определение величины КПД механизма.....	40
5.7. Примеры силового расчета.....	42
6. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ТИПОВЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ	49
6.1. Передаточное отношение.....	51
6.2. Условие соосности.....	53
6.3. Условие сборки механизма.....	54
6.4. Условие соседства.....	55
6.5. Условие правильного зацепления.....	56
6.6. Коэффициент полезного действия.....	56
6.7. Подбор чисел зубьев AA , AJ и JJ механизмов по методу сомножителей.....	58
6.8. Подбор чисел зубьев \overline{AJ} механизма по методу генерального уравнения.....	62
6.9. Порядок определения чисел зубьев по методу сомножителей и выбор варианта разложения на сомножители.....	63
6.10. Примеры.....	64
7. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СЛОЖНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ	78
8. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВНЕШНЕГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ	83
8.1. Геометрический расчет внешнего эвольвентного зацепления.....	84
8.2. Профилирование зацепления.....	87
8.3. Качественные показатели зацепления.....	90
8.4. Анализ по результатам профилирования.....	92

9. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВРАЩАЮЩИМСЯ КУЛАЧКОМ С ПОСТУПАТЕЛЬНО ДВИЖУЩИМСЯ И КОРОМЫСЛОВЫМ РОЛИКОВЫМИ ТОЛКАТЕЛЯМИ	93
9.1. Назначение кулачковых механизмов	93
9.2. Определение радиуса ролика	94
9.3. Определение координат профиля кулачка аналитическим методом	95
9.4. Угол давления как один из критериев работоспособности кулачкового механизма	98
9.5. О выборе закона движения толкателя	100
9.6. Определение размеров, профилирование и силовой расчет кулачкового механизма	103
10. КРАТКИЕ УКАЗАНИЯ ПО СОСТАВЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ.....	108
11. ЗАДАНИЯ	113
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	133
Приложение I	133
Приложение II	134
Приложение III	135
Приложение IV	138
Приложение V	139
Приложение VI	140
Приложение VII	141
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	142

**Владимир Тимофеевич Горбенко
Михаил Владимирович Горбенко**

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
Курсовое проектирование**

Учебное пособие

Научный редактор
канд. техн. наук, доцент В. Т. Горбенко


Редактор О. Н. Свинцова

Подписано к печати 2007. Формат 60x84/16. Бумага «Классика».
Печать RISO. Усл. печ. л. 8,72. Уч.-изд. л. 7,89.
Заказ . Тираж 250 экз.



Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO 9001:2000



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.