

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ДЛЯ СРС ПРИ КУСОВОМ
ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО ТММ

для студентов специальности 131 - "Прикладная механика"

ХАРЬКОВ 2019

Составители: Перегон В.А.
Коряк А.А.
Карпенко В.А.

Кафедра деталей машин и ТММ

Общие положения

Цель курсового проектирования – закрепление знаний по основным разделам курса ТММ.

Задание на курсовое проектирование студенты получают в четвёртом семестре при получении задания на РГР (расчётно-графическую работу), непосредственно связанную с проектом и частично в него входящую (определение неизвестных размеров звеньев основного рычажного механизма проектируемой машины).

Проект выполняется по графику, утверждённому деканом факультета.

Хорошо и отлично успевающие студенты, желающие выполнять РГР и курсовой проект в компьютерном классе кафедры, допускаются в класс только при наличии соответствующих знаний по AutoCAD.

Еженедельно в каждой академической группе по взаимной договоренности студентов с преподавателем проводится дополнительное занятие-консультация. Кроме того, каждый студент должен посещать индивидуальные консультации по расписанию преподавателя.

В журнале преподавателя еженедельно ведется учет хода курсового проектирования в группе. Один раз в месяц итоги выполнения этапов курсового проектирования регистрируются в журналах деканатов.

Если в течение учебного месяца студент не работает над проектом (не показывает преподавателю поэтапного выполнения листов), по решению кафедры такому студенту выдается новое задание на курсовое проектирование.

За месяц до окончания проектирования в каждой академической группе составляется поименный график защиты курсовых проектов. Курсовых проектов принимает комиссия в составе двух-трех преподавателей.

Оценка по курсовому проекту выставляется с учетом качества оформления проекта и знаний студента, выявленных во время защиты.

Студент, не защитивший проект в установленный графиком защиты срок, допускается к защите только по разрешению деканата перед комиссией, в состав которой входят: представитель деканата, зав. кафедрой (или его заместитель) и руководитель курсового проектирования.

Если в результате защиты проекта перед комиссией студенту выставлена неудовлетворительная оценка, то ему выдается новое задание на курсовое проектирование с указанием новых сроков (как правило, последующие три-четыре учебные недели, но не позднее первого дня занятий в очередном семестре).

Студент, не защитивший курсовой проект по ТММ, к экзамену по ТММ не допускается.

Объем и содержание курсового проекта по ТММ

Проект включает 4 листа формата А1 графической части и расчетно-пояснительную записку на 20 - 25 листах формата А4

Студент должен произвести нижеследующие этапы курсового проектирования по 4-м комплексным задачам курсового проекта, каждая из которых оформляется на отдельном листе формата А1, с соответствующими расчетами и пояснениями в расчетно-пояснительной записке:

Лист 1. Проектирование основного механизма и выбор маховика

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям.
2. Построение планов положений механизма (12-15 совмещенных положений) и планов скоростей (12-15 планов). Планы положений и скоростей построить через каждые 30° угла поворота кривошипа. В качестве начального положения принять то положение механизма, с которого начинается рабочий ход выходного звена. Кроме 12-ти положений механизма (построенных через каждые 30 градусов угла поворота кривошипа) необходимо построить 13-е положение, в котором выходное звено находится в конце рабочего хода. В ряде механизмов сила полезного сопротивления действует не на всем протяжении рабочего хода, например, в механизме строгального станка (длина обрабатываемой детали всегда меньше хода суппорта). В этом случае необходимо дополнительно построить те положения механизма, в которых начинает и заканчивает действовать сила резания.
3. Приведение масс и сил. Построение графиков приведенного момента инерции звеньев механизма и приведенного момента сил. При приведении сил необходимо учитывать силы тяжести звеньев, если их значения соизмеримы с силами сопротивления.
4. Методом графического интегрирования графика приведенного момента внешних сил ($M_{\text{пр}}^D$ или $M_{\text{пр}}^C$) нужно построить график работы ($A_D = A_D(\varphi)$ или $A_C = A_C(\varphi)$). Исходя из условия установившегося движения ($A_D = A_C$), приняв допущение $M_{\text{пр}}^D = \text{const}$ (для машин орудий) или $M_{\text{пр}}^C = \text{const}$ (для двигателей), необходимо построить график полной (избыточной) работы $\Delta A = \Delta A(\varphi)$.
5. Определение момента инерции звена приведения из условия обеспечения заданной равномерности движения. Определение момента инерции маховика и расчет его основных размеров. Определение момента инерции маховика выполнить с помощью метода Виттенбауэра или метода Мерцалова. Метод Мерцалова нежелательно применять, если коэффициент неравномерности движения $\delta \geq 0,03$.

Примечание: 1. Звенья, массы и моменты инерции которых не заданы, считать невесомыми.

Лист 2. Определение закона движения и силовой расчет основного механизма

1. Определение и построение диаграммы действительной угловой скорости ведущего звена ($\Delta\omega = \Delta\omega(\varphi)$).
2. Определение углового ускорения ведущего звена (по уравнению движения в дифференциальной форме) в заданном для силового расчета положении механизма. Определение линейных ускорений центров масс и угловых ускорений звеньев (методом планов). Определение сил и моментов сил инерции звеньев механизма.
3. Построение картины силового нагружения механизма с учетом сил инерции и моментов сил инерции (по группам Ассура).
4. Определение сил в кинематических парах механизма.
5. Определение погрешности выполненного силового расчета основного механизма машины по уравнению моментов сил для исходного механизма.

Лист 3. Проектирование кулачкового и планетарного механизмов

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости и перемещения) по заданному закону изменения аналога ускорения или аналога скорости толкателя.
2. Определение основных размеров кулачкового механизма с учетом максимально допустимого угла давления (или по условию выпуклости кулачка).
3. Построение профиля кулачка (центрального и действительного).
4. Подбор зубьев планетарного механизма по заданным условиям. Колеса редуктора (механизма) нулевые, модуль колес принять равным 1 мм. При вычерчивании кинематической схемы механизма масштаб выбрать из условия рационального заполнения листа.
5. Построение картины линейных и угловых скоростей для спроектированного механизма. Привести таблицу параметров механизма.

Лист 4. Проектирование зубчатой передачи

1. Выполнение геометрического расчета эвольвентного беззазорного корригированного зацепления (со смещением). Колеса изготовлены стандартным реечным инструментом.
2. Вычертить в масштабе зубчатое зацепление с точкой контакта в полюсе и указать размеры и элементы колес и зацепления. Выделить и обозначить теоретический и рабочий участки линии зацепления, активные участки профилей зубьев. Определить степень перекрытия. Построить кривые удельного скольжения профилей. Привести таблицу значений параметров колес и передачи.

График
выполнения курсового проекта по ТММ
на 3-м курсе автомобильного и механического факультетов

N- N п-п	N листа, пункт (см. объем и содержание проекта)	% от общего объема проекта	Дата завершения этапа проектирован ия	Контрольные даты (отметка в журнале деканата)
1.	Лист N1, п.п.1,2	10%	12.09	-
2.	Лист N1, п.3	15%	19.09	-
3.	Лист N1, п.п. 4,5	10%	26.09	30.09
4.	Лист N2, п.п.1,2	10%	10.10	-
5.	Лист N2, п.п.3,4	10%	17.10	21.10
6.	Лист N3, п.п.1,2,3	10%	24.10	-
7.	Лист N3, п.п.4,5	5%	31.10	4.11
8.	Лист N4, п.1	5%	6.11	-
9.	Лист N4, п.2	15%	14.11	18.11
10.	Оформление пояснительной записки	10%	21.11	25.11
11.	Защита курсового проекта		с 23.11 по 5.12	По графику, составленному до 1.11

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра Деталей машин и ТММ

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине Теория механизмов и машин
(название дисциплины)

по теме: Проектирование и исследование механизмов
поперечно-строгального станка
Схема _____ Вариант _____

Студента (ки) _____ курса _____ группы
направления подготовки _____
специальности _____

(фамилия и инициалы)

Руководитель _____
(должность, ученое звание, ученая степень,

фамилия и инициалы)

Национальная шкала _____
Количество баллов: _____
Оценка: ECTS _____

Члены комиссии	_____	_____
	(подпись)	(фамилия и инициалы)
	_____	_____
	(подпись)	(фамилия и инициалы)
	_____	_____
	(подпись)	(фамилия и инициалы)

г. Харьков – 20__ год

СОДЕРЖАНИЕ

1. Задание на курсовое проектирование	9
1.1 Описание механизма	9
1.2 Исходные данные.....	9
2. Проектирование кривошипно-коромыслового механизма и выбор маховика	12
2.1 Определение основных размеров звеньев механизма.....	12
2.2 Построение планов положений механизма и планов скоростей	13
2.3 Приведение масс и сил	16
2.4 Определение избыточной работы внешних сил.....	19
2.5 Определение момента инерции маховика.....	20
3. Определение закона движения и силовой расчет кривошипно-коромыслового механизма.....	22
3.1 Определение закона движения	22
3.2 Силовой анализ.....	23
4. Проектирование кулачкового и планетарного зубчатого механизмов.....	27
4.1 Определение основных размеров кулачкового механизма	29
4.2 Построение профиля кулачка	29
4.3 Синтез планетарного механизма. Подбор чисел зубьев его колес.....	30
4.4 Построение планов линейных и угловых скоростей звеньев редуктора	32
5. Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления.....	32
Список литературы	35
Приложение	36

1. Задание на курсовое проектирование

1.1 Описание механизма

Поперечно-строгальный станок предназначен для строгания поверхностей. Основа его - шестизвенный кривошипно-коромысловый механизм, состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, камня 4 и ползуна 5 (рис.1.1.1).

Привод состоит из зубчатой передачи $z_5 - z_6$, планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7.

Сила сопротивления движению ползуна 5 на прямом ходе (слева направо) складывается из силы трения F и силы резания $P_{рез}$, причем, в пределах l_n сила $P_{рез}$ отсутствует. На обратном ходе (справа налево) действует только сила трения F .

Число двойных ходов ползуна 5 в минуту, равное числу оборотов кривошипа (n_1 , об/мин), определяют по заданной скорости резания $V_{рез}$, коэффициенту изменения скорости $K_{V5} = K_{\omega}$ и ходу ползуна H .

Перемещение стола на величину подачи производится с помощью ходового винта, поворачиваемого посредством коромыслового толкателя 9 с дисковым кулачком 8, который закреплён на валу O кривошипа. Подача стола регулируется путём изменения длины рычага MN .

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движения толкателя (см. рис. 1.1.1 записки и график аналога ускорения толкателя в левом верхнем углу листа 3). Подачу стола во время перебегов резца в конце холостого и в начале рабочего ходов необходимо осуществить по циклограмме (рис. 1.1.1), которая отвечает углу поворота главного вала за время указанных перебегов резца (за вычетом 10° в начале и 10° в конце). Принять углы подъема φ_n и опускания φ_{on} кулачка равными, а угол выстоя $\varphi_v = 10^\circ$.

1.2 Исходные данные

Исходные данные приведены в таблице 1.2.1

Таблица 1.2.1

Наименование	Обозначение	Значение
1	2	3
1. Ход ползуна 5, м	H	0,26
2. Длина перебега резца, м	l_n	0,1H

1	2	3
3. Число оборотов электродвигателя, об/мин	$n_{\text{дв}}$	1420
4. Коэффициент изменения скорости	K_{V5}	1,5
5. Скорость резания, м/мин	$V_{\text{рез}}$	26
6. Длина коромысла, м	l_{DC}	0,7
7. Отношение длин звена 3	$l_{\text{DC}}:l_{\text{BC}}$	1,5
8. Отношение, определяющее положение центра тяжести: - коромысла, - шатуна	$l_{\text{S3C}}:l_{\text{DC}},$ $l_{\text{S2A}}:l_{\text{BA}}$	0,5
9. Межосевое расстояние, м	l_{OC}	0,4
10. Координаты центра ползуна 5, м	l_{S5}	0,184
11. Вылет резца, м	l_{p}	0,08
12. Сила резания, Н	$P_{\text{рез}}$	1800
13. Сила трения между ползуном 5 и направляющими, Н	F	180
14. Масса ползуна 5, кг	m_5	75
15. Масса коромысла 3, кг	m_3	16
16. Масса шатуна 2, кг	m_2	9
17. Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа	δ	1/20
18. Приведенный к валу электродвигателя момент инерции звеньев I группы, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	$J_{\text{Iпр}}$	0,1
19. Угловая координата для силового расчета, град	φ_1	90
20. Длина коромысла (толкателя), м	l_{MN}	0,15
21. Максимальный подъём толкателя, м	h	0,05
22. Максимально допустимый угол давления толкателя, град	$\alpha_{\text{доп}}$	35
23. Числа зубьев колес 5 , 6	$z_5; z_6$	10; 14
24. Модуль зубчатых колёс 5 , 6, мм	m	3,5
25. Число сателлитов в планетарном редукторе	k	3

2 Проектирование кривошипно-коромыслового механизма и выбор маховика

2.1 Определение основных размеров звеньев механизма

Одна из задач проектирования механизмов состоит в таком подборе размеров звеньев (расстояний между осями шарниров), при котором во время работы механизма удовлетворялись бы некоторые наперед поставленные требования, например: чтобы отдельные точки звеньев перемещались по заданным траекториям или по определенному закону. В нашем случае требуется соблюсти заданное соотношение средней скорости движения выходного звена на обратном (холостом) и прямом (рабочем) ходах.

Определим величину углового хода шатуна θ , выраженную в градусах. Для этого воспользуемся заданной величиной коэффициента изменения скорости K_V , как известно и являющегося отношением средних скоростей выходного звена на обратном и прямом ходах

$$K_V = \frac{V_{обр}}{V_{пр}}, \quad (2.1.1)$$

где: $V_{обр} = H/t_{обр}$ - средняя скорость обратного хода ползуна;

H - ход ползуна;

$t_{обр}$ - время, за которое совершается обратный ход ползуна;

$V_{пр} = H/t_{пр}$ - средняя скорость прямого хода ползуна;

$t_{пр}$ - время, за которое совершается прямой ход ползуна.

Подставив эти величины в формулу (2.1.1) и произведя преобразования, получим

$$K_V = \frac{t_{обр}}{t_{пр}}. \quad (2.1.2)$$

Известно, что: $t_{пр} = \varphi_{пр} / \omega$, $t_{обр} = \varphi_{обр} / \omega$,

где ω - угловая скорость входного звена 1;

$\varphi_{обр}$, $\varphi_{пр}$ - угловые хода (выраженные, например, в град) кривошипа 1, соответствующие обратному и прямому ходам ползуна 5.

После подстановки выражений для $\varphi_{обр}$ и $\varphi_{пр}$ в (2.1.2) получим:

$$K_V = \frac{\varphi_{обр}}{\varphi_{пр}} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta},$$

отсюда найдем

$$\theta = 180^\circ \frac{K_V - 1}{K_V + 1}. \quad (2.1.3)$$

Подставляем в (2.1.3) численное значение величины K_V , тогда определим

$$\theta = 180^\circ \frac{1,5 - 1}{1,5 + 1} = 36^\circ.$$

Далее необходимо осуществить графическое решение задачи по построению кинематической схемы основного рычажного механизма поперечно-строгального станка.

Ниже приведен порядок построений на листе 1, которые показаны отдельно со всеми подробностями на рис. 2.1.1 записки:

1. В левом верхнем углу листа 1 откладываем в выбранном линейном масштабе

$$\mu_l = H/D'D'' = l_{CD}/CD' = 0,7/0,35 \cdot 10^3 = 0,002 \text{ м/мм}$$

величину хода H ползуна 5 (то есть отрезок $D'D'' = H/\mu_l$), с середины отрезка $D'D''$ проводим вниз вертикальную ось симметрии качания коромысла и фиксируем на ней точку C (дуговой засечкой из точки D' радиусом $D'C$, равным l_{DC}/μ_l).

2. По заданной пропорции l_{DC} / l_{BC} на коромысле координируем точку B ; далее на оси симметрии находим центр O^* некоторой вспомогательной окружности (из точки O^* , как из вершины, углом 2θ стягивается дуга этой окружности $B'B''$).

3. Из точки O^* проводим влево дугу радиусом $l_{O^*B'}$, а из точки C дугу радиусом l_{OC} . Точка O пересечения этих дуг и будет центром вращения кривошипа OA (звена 1).

4. Соединим точку O с точками B' и B'' . Из соотношения

$$OB'' = OB' + 2 \cdot OA,$$

а значит и

$$l_{OB''} = l_{OB'} + 2 \cdot l_{OA},$$

путем соответствующих замеров и расчетов находим

$$l_{OA} = 0,0718 \text{ м}; \quad l_{AB} = 0,166 \text{ м}.$$

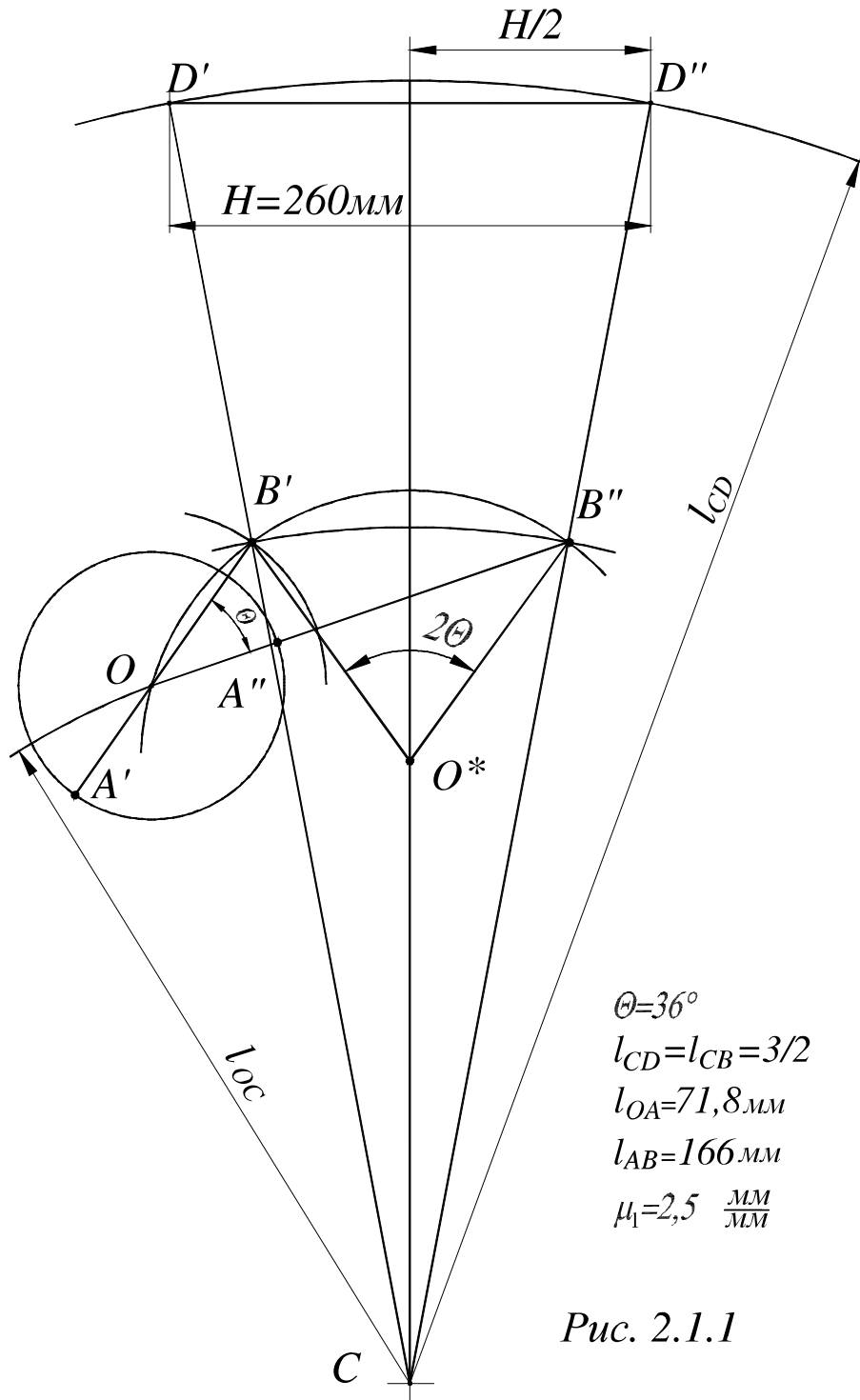
5. Намечаем центры тяжести S_2, S_3 звеньев AB и CD , которые лежат на половине длин звеньев 2 и 3, а положение центра тяжести S_5 звена 5 определяем по условию $l_{S5} = 0,184 \text{ м}$.

2.2 Построение планов положений механизма и планов скоростей

В левом верхнем углу чертежа строим планы совмещенных положений механизма для 12 равноотстоящих друг от друга положений входного звена.

Кроме названных 12-ти положений на чертеже дополнительно показаны некоторые промежуточные положения механизма: $1'$ - начало процесса резания, $6'$ - конец процесса резания, а так же $7'$ - мёртвое

положение механизма в конце прямого (рабочего) хода. За начальное (0-е) положение принимаем начало прямого хода механизма.



Для каждого из перечисленных положений механизма надо построить план линейных скоростей.

Для этого:

1. Находим угловую (среднюю) скорость кривошипа

$$\omega = \frac{V_{рез}(\pi + \theta)}{60H} = \frac{26 \cdot (3,14 + 0,628)}{60 \cdot 0,26} = 6,283 \text{ с}^{-1}, \quad (2.2.1)$$

где: $V_{рез}$ - скорость резания,

$\theta = (\pi/180) \cdot 36 = 0,628 \text{ рад}$ – значение угла θ в радианной мере,

H - ход ползуна 5.

2. Находим линейную скорость точки A

$$V_A = \omega \cdot l_{OA} = 6,283 \cdot 0,0718 = 0,451 \text{ м/с}, \quad (2.2.2)$$

где l_{OA} - длина кривошипа 1.

3. Определяем масштабный коэффициент планов скоростей

$$\mu_v = \frac{V_A}{p_V a} = \frac{0,451}{81,216} = 0,0056 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}. \quad (2.2.3)$$

Далее последовательно на левой половине первого листа строим 15 планов скоростей.

Скорость точки A направляем из полюса p_V перпендикулярно OA .

Скорость точки B находим из векторного уравнения, записанного для группы Ассур II класса 2-го порядка 1-го вида (образованной звеньями 2 и 3):

$$\begin{aligned} \bar{V}_B &= \bar{V}_A + \bar{V}_{B/A}. \\ (\perp BC) (\perp OA) (\perp AB) \end{aligned} \quad (2.2.4)$$

Если одного уравнения (2.2.4) для нахождения скорости точки B было бы недостаточно, то тогда можно было бы воспользоваться еще одним уравнением:

$$\begin{aligned} \bar{V}_B &= \bar{V}_C + \bar{V}_{B/C}. \\ (\perp BC) (=0) (\perp BC) \end{aligned} \quad (2.2.5)$$

Фактически в данном случае, из-за неподвижности точки C , уравнение (2.2.5) не используется, так как оно только подтверждает направление вектора скорости $\bar{V}_B$.

Теперь можем определить величину скорости V_B :

$$V_B = |p_V b| \cdot \mu_v, \text{ м/с}. \quad (2.2.6)$$

Скорость точки D_3 (принадлежащей звену 3)

$$V_{D_3} = |p_V d_3| \cdot \mu_v$$

находим с использованием соотношения

$$|p_V d_3| = |p_V b| \cdot \frac{CD}{BC},$$

вытекающего из теоремы подобия для планов скоростей.

Переходим к группе Ассур II класса 2-го порядка 5-го вида, образованной звеньями 4 и 5.

Так как $D \equiv D_3 \equiv D_4$ и шарнир D образован звеньями 3 и 4 тогда

$$\bar{V}_D = \bar{V}_{D4} = \bar{V}_{D3}.$$

Скорость точки D_5 совпадающей с центром шарнира D_4 , но принадлежащей звену 5, определяем из уравнения:

$$\bar{V}_{D_5} = \bar{V}_{D_4} + \bar{V}_{D_5 D_4} \quad (2.2.7)$$

$$(\parallel D^I D^{II}) \quad (\perp DC) \quad (\perp D^I D^{II})$$

После решения векторного уравнения (2.2.7) находим

$$V_{D5} = |p_V d_5| \mu_V.$$

Так как ползун 5 движется по горизонтали, то скорость центра S_5 тяжести ползуна 5

$$\bar{V}_{S_5} = \bar{V}_{D_5}.$$

Скорости центров тяжести звеньев 2 и 3 (точки S_2 и S_3) находим в соответствии с теоремой подобия для планов скоростей:

$$as_2 = 0,5ab, \quad V_{S_2} = |p_V s_2| \cdot \mu_V; \quad (2.2.8)$$

$$p_V s_3 = 0,5 p_V d_3, \quad V_{S_3} = |p_V s_3| \cdot \mu_V. \quad (2.2.9)$$

Далее находим относительную скорость вращения точки B вокруг A

$$V_{B/A} = ab \mu_V \quad (2.2.10)$$

и угловые скорости звеньев 2 и 3:

$$\omega_2 = \frac{V_{B/A}}{l_{AB}} = \frac{|ab| \cdot \mu_V}{l_{AB}}, \quad \omega_3 = \frac{V_B}{l_{BC}} = \frac{|p_V b| \cdot \mu_V}{l_{BC}}. \quad (2.2.11)$$

2.3 Приведение масс и сил

Моменты инерции шатуна 2 и коромысла 3, в соответствии с заданием, определяются по формулам:

$$J_{S2} = \frac{m_2 l_{AB}^2}{10}; \quad J_{S3} = \frac{m_3 l_{CD}^2}{10},$$

где m_2 и m_3 - массы звеньев 2 и 3, соответственно.

Найдем приведенные массы $m_{прII}$ звеньев II-й группы для каждого положения механизма.

По определению **приведенная масса** - это такая воображаемая точечная масса (помещенная в любой подвижной точке механизма), кинетическая энергия которой равна кинетической энергии всех движущихся звеньев приведения.

В общем виде приведенная к точке A масса звеньев 2, 3, 4 и 5 находится по формуле:

$$m_{npII} = m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{V_A} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_{S_3}}{V_A} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_{S_5}}{V_A} \right)^2 + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{V_A} \right)^2 + J_{S_3} \left(\frac{\omega_3}{V_A} \right)^2. \quad (2.3.1)$$

В данном случае приведенную массу можно найти по преобразованной формуле, в которой линейные и угловые скорости точек и звеньев выражены через соответствующие отрезки на плане скоростей:

$$m_{npII} = m_2 \left(\frac{p_V s_2}{p_V a} \right)^2 + m_3 \left(\frac{p_V s_3}{p_V a} \right)^2 + m_5 \left(\frac{p_V s_5}{p_V a} \right)^2 + \frac{m_2 \left(\frac{ab}{p_V a} \right)^2}{10} + \frac{m_3 \left(\frac{p_V d_3}{p_V a} \right)^2}{10}. \quad (2.3.2)$$

Далее находим приведенный момент инерции J_{npII} .

По определению **приведенный момент инерции** - это момент инерции вращающегося вместе со звеном OA воображаемого тела (звена приведения), кинетическая энергия которого в каждом рассматриваемом положении механизма равна сумме кинетических энергий всех звеньев приведения.

Из определения вытекает, что

$$J_{npII} = m_{npII} \cdot l_{OA}^2. \quad (2.3.3)$$

Все переменные величины ($p_V s_2$, $p_V s_3$, $p_V s_5$, ab , $p_V d_3$) и результаты расчетов (m_{np} , J_{npII}) приведены в таблице 1 приложения.

По вычисленным значениям J_{npII} строим график зависимости

$$J_{npII} = J_{npII}(\varphi),$$

выбрав при этом соответствующие масштабные коэффициенты:

$$\mu_J = 0,005 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{мм}, \quad (2.3.4)$$

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L_{2\pi}} = \frac{2\pi}{180} = 0,0349 \text{ рад/мм}. \quad (2.3.5)$$

где φ - угол поворота кривошипа 1 относительно начального 0-го положения (на оси φ отмечено 12 равноотстоящих на 30° значений);

$L_{2\pi}$ - длина отрезка на оси φ , изображающая угол $\varphi^\circ = 360^\circ$.

График $J_{npII} = J_{npII}(\varphi)$ строим в правой части листа 1 повернутым на 90° , с целью упрощения построения диаграммы энерго-масс.

При исследовании движения механизма, находящегося под действием множества заданных сил, удобно все эти силы, действующие на различные звенья, заменять одной или несколькими силами, приложенными только к одному из звеньев механизма.

При этом необходимо, чтобы работа на рассматриваемом возможном перемещении или мощность, развиваемые заменяющей силой, были соответственно равны сумме работ или мощностей, развиваемых заменяемыми силами.

Заменяемые силы называются силами приведения, а заменяющая сила получила название **приведенной** (P_{np}). Она может быть найдена в соответствии с теоремой Жуковского о «жестком рычаге» по формуле:

$$P_{np} = \frac{\sum F_i \cdot h_i}{p_V a}, \quad (2.3.6)$$

где F_i – i -тая сила приведения, Н;

h_i – плечо действия i -той силы приведения на рычаге Жуковского, мм;

$p_V a$ – плечо действия приведенной силы P_{np} , мм.

Силу P_{np} прикладываем в точке a плана скоростей, принятого Жуковским в качестве «жесткого рычага», перпендикулярно отрезку $p_V a$.

Из теоремы Жуковского о «жестком рычаге» следует: если в соответствующие точки повернутого на 90° плана линейных скоростей перенести силы, действующие на звенья механизма, то суммарный момент этих сил вокруг полюса плана будет пропорционален их мощности.

Примечание: Можно план скоростей не поворачивать, а все силы при переносе на план скоростей повернуть в одном направлении на 90° .

Покажем на планах скоростей все внешние силы (в данном случае они являются силами приведения), действующие на механизм, предварительно повернув их на 90° по часовой стрелке.

В точках s_2 и s_3 на планах скоростей прикладываем соответствующие силы тяжести звеньев G_2 и G_3 , величины которых подсчитываем по формулам

$$G_2 = m_2 g, \quad G_3 = m_3 g, \quad (2.3.7)$$

где $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения.

В точке d_5 планов скоростей для положений $1' \dots 6'$ – прикладываем силу $P_5 = P_{рез} + F$, а для остальных положений – $P_5 = F$, так как сила резания $P_{рез}$ действует совместно с силой трения F только в положениях $1' \dots 6'$ прямого хода, когда проходит процесс резания. В остальных положениях механизма действует только сила трения F .

Находим силу P_{np} для каждого положения механизма по формулам:

$$P_{np}^c = -\frac{G_2 \cdot h_2 + G_3 \cdot h_3 + P_5 \cdot p_V d_5}{p_V a} \text{ - для положений } 0 \dots 4;$$

$$P_{np}^c = \frac{G_2 \cdot h_2 + G_3 \cdot h_3 - P_5 \cdot p_V d_5}{p_V a} \text{ - для положений } 5 \dots 7', 10, 11;$$

$$P_{np}^c = \frac{G_2 \cdot h_2 - G_3 \cdot h_3 - P_5 \cdot p_V d_5}{p_V a} \text{ - для положений } 8, 9.$$

Заметим, что P_{np} положительна, если работа, совершаемая этой силой положительна.

Далее находим приведенный момент сил сопротивления

$$M_{np}^c = P_{np}^c \cdot l_{OA}. \quad (2.3.8)$$

По результатам вычислений строим в правой части чертежа график зависимости $M_{np} = M_{np}(\varphi)$ в следующих масштабах:

$$\mu_M = \frac{M_{np \max}}{y_{M \max}} = I \text{ (Нм/мм)}, \quad (2.3.9)$$

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L_{0-12}} = 0,0349 \text{ (рад/мм)}. \quad (2.3.10)$$

Все переменные величины (h_2, h_3, p, d_5) и результаты расчетов (P_{np}, M_{np}) приведены в таблице 1 приложения.

2.4 Определение избыточной работы внешних сил

График работы сил сопротивления строим методом графического интегрирования графика приведенного момента сил.

Заметим, что в число сил сопротивления условно включены силы тяжести звеньев, хотя за полный цикл, как силы потенциальные, они и не выполняют никакой работы. На этом же основании при рассмотрении машин-двигателей силы тяжести условно включают в число сил движущих.

Так как движение механизма установившееся, работа движущих сил за цикл равна работе сил сопротивления $A_\psi^\partial = A_\psi^c$.

В первом приближении считаем момент движущих сил M^∂ постоянным, поэтому строим график работы движущих сил A^∂ , соединяя прямой линией значение работы сил сопротивления A^c в начальном (0-м) и конечном (12-м) положениях. При этом будем иметь в виду, что график работы движущих сил будет построен с отрицательным знаком.

Графики выполняем в масштабе:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H = 2,618 \text{ (Дж /мм)},$$

где: $H=75$ мм – полюсное расстояние на графике приведенного момента сил сопротивления.

Для получения графика приведенного момента движущих сил M_{np}^∂ продифференцируем график работы движущих сил A^∂ . С этой целью перенесем угол наклона графика A^∂ в полюс P графика M_{np}

При пересечении M_{np} наклонного луча, идущего из полюса P , с осью ординат графика получим точку, из которой проводим горизонтальную прямую. Эта прямая и будет графиком M_{np}^0 .

Далее строим график полной (избыточной) работы ΔA внешних сил. Он получается путем вычитания из графика A^0 работы движущих сил графика A^c работы сил сопротивления:

$$\Delta A = A^0 - A^c.$$

Масштаб этого графика оставляем равным масштабу графика работы движущих сил и сил сопротивления.

Путем графического исключения аргумента φ из графиков ΔA и J_{np} строим неполную (усеченную) диаграмму энергомасс в тех же масштабах μ_A и μ_J .

2.5 Определение момента инерции маховика

Как известно, для определения момента инерции звеньев I группы J_{np}^I по методу Виттенбауэра достаточно иметь неполную диаграмму энергомасс, которая уже построена на листе 1.

Проводим на поле диаграммы энергомасс касательные к петле под углами по отношению к оси абсцисс ψ_{max} сверху и ψ_{min} снизу. Величины углов ψ_{max} и ψ_{min} находим с использованием формул:

$$\omega_{max} = \omega_{cp} \left(1 + \frac{[\delta]}{2} \right) = 6,283 \left(1 + \frac{1/20}{2} \right) = 6,44 ; \quad (2.5.1)$$

$$\omega_{min} = \omega_{cp} \left(1 - \frac{[\delta]}{2} \right) = 6,283 \left(1 - \frac{1/20}{2} \right) = 6,126 ; \quad (2.5.2)$$

$$tg(\psi_{max}) = \frac{\omega_{max}^2}{2} \frac{\mu_J}{\mu_A} = \frac{6,44^2}{2} \frac{0,005}{2,618} = 0,0396 ; \quad (2.5.3)$$

$$tg(\psi_{min}) = \frac{\omega_{min}^2}{2} \frac{\mu_J}{\mu_A} = \frac{6,126^2}{2} \frac{0,005}{2,618} = 0,0358 . \quad (2.5.4)$$

Замерив на оси ΔE отрезок kl между точками пересечения касательных с осью ординат, можем подсчитать момент инерции звеньев первой группы

$$J_{np}^I = \frac{kl \cdot \mu_A}{\omega_{cp}^2 \cdot [\delta]} = \frac{88,7 \cdot 2,618}{6,283^2 \cdot 1/20} = 117,66 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (2.5.5)$$

где $[\delta] = 1/20$ - заданный коэффициент неравномерности движения машины.

Далее необходимо рассчитать момент инерции маховика по условию

$$J_{пр}^I = J_{пр}^{кр} + J_{махов}, \quad (2.5.6)$$

где: $J_{пр}^{кр}$ - момент инерции звеньев I группы без маховика, приведенный к кривошипному валу.

Выполним приведение момента инерции ротора электродвигателя $J_{пр}^{эд}$ к валу кривошипа

$$J_{пр}^{кр} = J_{пр}^{эд} \cdot i^2, \quad (2.5.7)$$

где $J_{пр}^{эд}$ - момент инерции ротора электродвигателя,

i – общее передаточное отношение привода от электродвигателя до вала кривошипа.

$$i = \frac{n_{эд}}{n_{кр}} = \frac{1420}{60} = 23,67 \approx 23,67. \quad (2.5.8)$$

Подставив значение (2.5.8) в формулу (2.5.7), получаем

$$J_{пр}^{кр} = 56.03 \text{ кгм}^2.$$

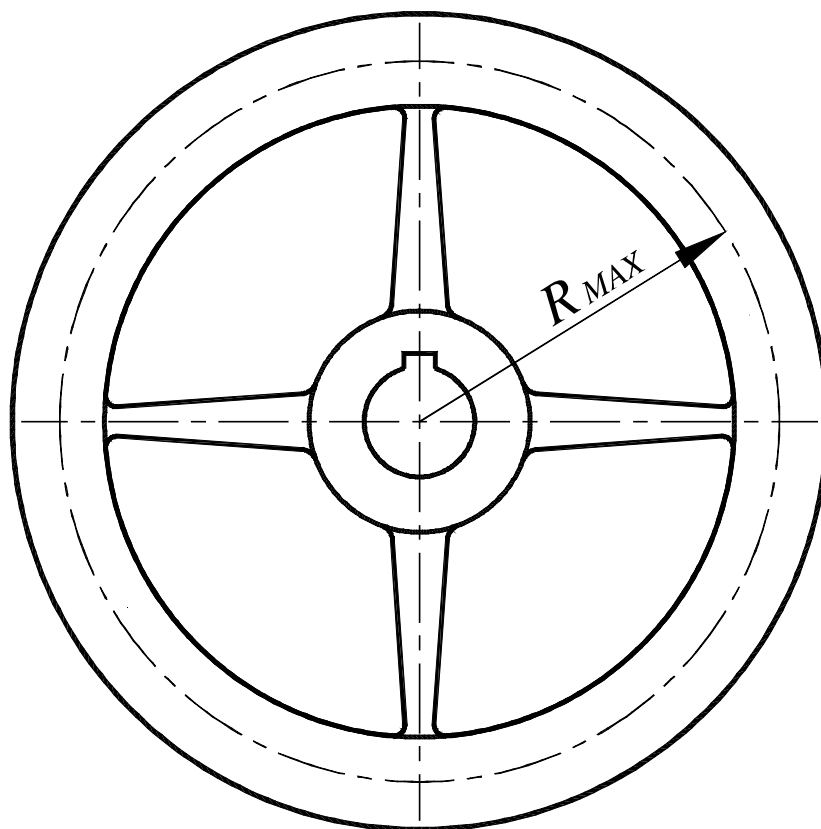


Рис. 2.5.1 Эскиз маховика

Тогда

$$J_{\text{махов}} = J_{\text{пр}}^I - J_{\text{пр}}^{\text{кр}} = 117,66 - 56,03 = 61,63 \text{ кгм}^2.$$

Примем $m_{\text{мах}} = 250 \text{ кг}$, тогда с учетом, что

$$J_{\text{махов}} = m_{\text{мах}} \cdot R_{\text{мах}}^2,$$

находим $R_{\text{мах}} = \sqrt{\frac{J_{\text{махов}}}{m_{\text{мах}}}} = \sqrt{\frac{61,63}{250}} = 0,5 \text{ м}.$

На основании произведенного расчета выполняем эскиз маховика, который представлен на рис 2.5.1

3 Определение закона движения и силовой расчет кривошипно-коромыслового механизма

3.1 Определение закона движения

Для осуществления силового расчета кривошипно-коромыслового механизма необходимо вначале определить действительные угловую скорость и угловое ускорение его входного звена.

Действительная угловая скорость кривошипного вала определяется формулой

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2(E_0 + \Delta A_i)}{J_{\text{пр}}^I + J_{\text{пр}i}^{\text{II}}}}, \quad (3.1.1)$$

где ΔA_i - значение избыточной работы внешних сил для i -го положения,

$J_{\text{пр}i}^{\text{II}}$ - значение момента инерции звеньев II группы в i -м положении,

$J_{\text{пр}}^I$ - момент инерции звеньев I группы,

E_0 - полная кинетическая энергия механизма в 0-м положении, которую можно подсчитать по формуле

$$E_0 = \frac{\omega_{\text{min}}^2}{2} J_{\text{пр}}^I + y \cdot \mu_A = \frac{6,126^2}{2} \cdot 117,7 + 69 \cdot 2,62 = 2389 \text{ Дж}, \quad (3.1.2)$$

где $y=69 \text{ мм}$ – отрезок на диаграмме энергомасс.

Все переменные величины ($J_{\text{пр}}$, y , ΔA) и результаты расчетов (ω , $\Delta \omega$) приведены в таблице 2 приложения.

Для определения действительного значения углового ускорения в любом положении механизма необходимо построить график зависимости $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$.

Значение угловых ускорений для каждого из 12-ти равноотстоящих положений можно определить по формуле

$$\varepsilon_i = \frac{M_{np}^d - M_{npi}^c - 0,5 \cdot \omega_i^2 \cdot \left(\frac{\mu_J}{\mu_\varphi} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_i}{J_{np}^I + J_{npi}^{II}}, \quad (3.1.3)$$

где $\operatorname{tg} \alpha_i$ - тангенс угла наклона касательной к графику в i -м положении механизма.

График $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$ можно получить и другим способом. Для этого следует построить график зависимости $\Delta\omega = \Delta\omega(\varphi)$, затем продифференцировать его по $d\varphi$. Если после этого перемножить полученные i -тые значения функции $\omega/d\varphi = d\omega/d\varphi(\varphi)$ на ω_i , тогда в результате и получим ε_i .

В нашем случае необходимо определить значение ε_i только в 3-м положении механизма, которое задано для силового расчета. Для этого используем формулу (3.1.3).

После этого построим на листе 2 заданное 3-е положение механизма и уточненные планы скоростей и ускорений для этого положения. Затем произведем определение угловых и линейных ускорений в центрах тяжести звеньев. Это даст возможность выполнить определение сил и моментов сил инерции звеньев механизма.

3.2 Силовой анализ

В результате выполненных расчетов имеем для 3-го положения механизма, в котором следует осуществить силовой анализ:

$$(\varepsilon)_3 = -0,84 \text{ с}^{-2}, \quad (\omega)_3 = 6,38 \text{ с}^{-1}.$$

Строим уточненный план скоростей для 3-го положения кривошипа 1 в масштабе. $\mu_v = 5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$

Для этого подсчитаем:

$$V_A = (\omega_3 \cdot l_{OA}) = 6,38 \cdot 0,0718 = 0,458 \text{ м/с}$$

$$p_v a = V_A / \mu_v = 0,458 / 5 \cdot 10^{-3} = 91,6 \text{ мм.}$$

После соответствующих построений находим из плана скоростей:

$$V_B = p_v b \cdot \mu_v = 72 \cdot 0,005 = 0,36 \text{ м/с,}$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{BC}} = \frac{0,36}{0,468} = 0,77 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_2 = \frac{V_{B/A}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_v}{l_{AB}} = \frac{72 \cdot 0,005}{0,166} = 2,18 \text{ с}^{-1}.$$

Далее по методике, подобной изложенной в п. 2.2, строим план ускорений для третьего положения механизма:

$$W_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA} = (6,38)^2 \cdot 0,0718 = 2,923 \text{ м/с}^2,$$

$$\mu_W = \frac{W_A^n}{p_W n_I} = \frac{2,923}{233,5} = 0,0125 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}},$$

$$W_A^\tau = \varepsilon \cdot l_{OA} = -0,84 \cdot 0,0718 = -0,06 \text{ м/с}^2,$$

$$\overline{W}_B = \overline{W}_A^n + \overline{W}_A^\tau + \overline{W}_{B/A}^n + \overline{W}_{B/A}^\tau, \quad (3.2.1)$$

(//OA) (⊥OA) (//BA) (⊥AB)

$$\overline{W}_B = \overline{W}_C + \overline{W}_{B/C}^n + \overline{W}_{B/C}^\tau, \quad (3.2.2)$$

(=0) (//BC) (⊥BC)

$$W_{B/A}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 2,18^2 \cdot 0,166 = 0,787 \text{ м/с}^2,$$

$$W_{S_2} = p_W s_2 \cdot \mu_a = 159 \cdot 0,0125 = 1,99 \text{ м/с}^2,$$

$$W_{B/C}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC} = 0,77^2 \cdot 0,467 = 0,277 \text{ м/с}^2,$$

$$W_B = p_W b \cdot \mu_W = 92 \cdot 0,0125 = 1,15 \text{ м/с}^2,$$

$$W_{D_3} = 1,5 \cdot W_B = 1,5 \cdot 1,15 = 1,73 \text{ м/с}^2,$$

$$W_{S_3} = p_W s_3 \cdot \mu_W = 68,9 \cdot 0,0125 = 0,861 \text{ м/с}^2,$$

$$W_{D_4} = W_{D_3}, \quad (3.2.3)$$

$$\overline{W}_{D_5} = \overline{W}_{D_4} + \overline{W}_{D_5 D_4}, \quad (3.2.4)$$

(гориз.) (верт.)

$$W_{S_5} = W_{D_5} = p_W d_5 \cdot \mu_W = 136 \cdot 0,0125 = 1,7 \text{ м/с}^2,$$

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{B/A}^\tau}{l_{AB}} = \frac{n_2 b \cdot \mu_W}{l_{AB}} = \frac{144 \cdot 0,0125}{0,166} = 10,8 \text{ с}^{-2},$$

$$\varepsilon_3 = \frac{W_{B/C}^\tau}{l_{BC}} = \frac{n_3 b \cdot \mu_W}{l_{BC}} = \frac{89 \cdot 0,0125}{0,47} = 2,37 \text{ с}^{-2}.$$

Найдем силы инерции и моменты сил инерции звеньев 2, 3, 5 по формулам:

$$\overline{F}_{ui} = -\overline{W}_{Si} \cdot m_i, \quad (3.2.5)$$

$$\overline{M}_{ui} = -\varepsilon_i \cdot J_{Si}. \quad (3.2.6)$$

После подстановки в формулы (3.2.5) и (3.2.6) численных значений заданных и найденных выше величин получим:

$$F_{u2}=18 \text{ Н} \quad F_{u3}=13,8 \text{ Н} \quad F_{u5}=128 \text{ Н}$$

$$M_{u2}=0,246 \text{ Нм} \quad M_{u3}=1,43 \text{ Нм}$$

Далее осуществим кинестатический анализ путем построения планов силового нагружения механизма с учетом активных внешних сил и фиктивно приложенных как внешние сил инерции и моментов сил инерции

звеньев, а также определим силы давления в кинематических парах механизма.

Для построения планов сил расчленим схему исследуемого механизма на исходный механизм, включающий в свой состав кривошип и стойку, и на группы Ассура.

Как известно, группа Ассура - это кинематическая цепь, обладающая нулевой подвижностью относительно звеньев, с которыми она образует внешние кинематические пары, и которая не распадается на более простые кинематические цепи с тем же свойством.

Таких групп в механизме две:

шатун 2 и коромысло 3 – образуют группу Ассура II класса 2-го порядка 1-го вида;

камень 4 и ползун 5 - образуют группу Ассура II класса 2-го порядка 5-го вида.

В соответствии с установленным порядком проведения кинестатического анализа, силовой расчет начинаем с наиболее удаленной от исходного механизма группы Ассура (4 - 5). Затем рассмотрим группу Ассура (2 - 3). Силовой анализ исходного механизма (0 - 1) произведем последним.

1) **Группа Ассура (4 - 5).** Составим векторное уравнение равновесия приложенных к группе внешних сил (в т. ч. сил инерции) $\sum \bar{P}_i = 0$, которое запишется в виде:

$$\bar{P}_{рез} + \bar{F} + \bar{F}_{u5} + \bar{R}_{3-4} + \bar{G}_5 + \bar{R}_{0-5} = 0. \quad (2.3.7)$$

Заметим, что без учета инерционной массы камня 4 и силы трения между звеньями 4 и 5 первые четыре вектора и последние два вектора уравнения (3.2.7) образуют две группы параллельных векторов во взаимно перпендикулярных направлениях. С учетом сказанного, без лишнего построения плана сил найдем аналитически:

$$R_{3-4} = F + P_{рез} + F_{u5} = 180 + 1800 + 145.66 = 2125 \text{ Н},$$

$$R_{0-5} = G_5 = 735 \text{ Н}.$$

Из уравнения $\sum M_{S_5}(P_i) = 0$ с учетом найденной графически величины плеча $h_r = 0,00372 \text{ м}$ подсчитаем величины расстояний x и h_5 :

$$x = \frac{R_{3-4} \cdot h_r + P_{рез} \cdot l_p}{R_{0-5}} = \frac{2125 \cdot 0,00372 + 1800 \cdot 0,08}{735} = 0,207 \text{ м};$$

$$h_5 = l_{S_5} + x = 0,184 + 0,207 = 0,391 \text{ м}.$$

2) **Группа Ассура (2 - 3).** Вначале осуществим замену моментов сил инерции M_{ui} звеньев парами сил (равными по величине F_{ui}) с плечами:

$$h_2 = \frac{M_{u2}}{F_{u2}} = \frac{0,246}{18,672} = 0,013 \text{ м}, \quad h_3 = \frac{M_{u3}}{F_{u3}} = \frac{1,43}{15,672} = 0,091 \text{ м}.$$

Одну из сил каждой пары прикладываем противоположно соответствующей силе инерции каждого звена. Тогда вместо исходных силы инерции и момента сил инерции на каждом звене останется только одна сила, равная силе инерции звена, параллельно ей направленная, но смещенная на плечо h_i .

Плечи h_2 и h_3 откладываем непосредственно на чертеже группы Ассура в масштабе μ_l .

Для отдельно взятого звена 3 из уравнения $\sum M_B^{3\&3}(P_i) = 0$,

$$-R_{0-3}^\tau \cdot l_{BC} - G_3 \cdot h_{G_3} - F_{u3} \cdot h_{F_{u3}} + R_{4-3} \cdot h_{R_{4-3}} = 0, \quad (2.3.8)$$

взяв соответствующие плечи действия сил (в мм - без учета линейного масштаба μ_l , так как он сокращается), находим $R_{0-3}^\tau = 1077 \text{ Н}$.

Точно так же для 2-го звена из уравнения $\sum M_B^{3\&2}(P_i) = 0$,

$$F_{u2} \cdot h_{F_{u2}} - R_{1-2}^\tau \cdot l_{AB} + G_2 \cdot h_{G_2} = 0, \quad (2.3.9)$$

находим $R_{1-2}^\tau = 34.8 \text{ Н}$.

Теперь составим векторное уравнение равновесия приложенных к группе Ассура (2 -3) внешних сил, сил инерции и сил реакции отброшенных связей:

$$\overline{R}_{1-2}^n + \overline{R}_{1-2}^\tau + \overline{F}_{u2} + \overline{G}_2 + \overline{R}_{4-3} + \overline{F}_{u3} + \overline{G}_3 + \overline{R}_{0-3}^\tau + \overline{R}_{0-3}^n = 0. \quad (2.3.10)$$

В уравнении (2.3.10) лишь две неизвестные: величины сил R_{1-2}^n и R_{0-3}^n .

Решаем уравнение (2.3.10) графически путем построения силового многоугольника в масштабе $\mu_P = 10 \text{ Н/мм}$.

В результате получим $R_{1-2}^n = 3282 \text{ Н}$ и $R_{0-3}^n = 549,5 \text{ Н}$.

3) Исходный механизм (0 – 1). Сила тяжести звена 1 в сборе с маховиком и другими деталями неизвестна, поэтому проведем анализ без учета этой силы и дополнительно рассмотрим вариант приняв $G_I = G_{\max}$. При определении параметров маховика было принято $m_{\max} = 250 \text{ кг}$, тогда $G_I = G_{\max} = 2460 \text{ Н}$.

Уравнение равновесия для моментов сил, действующих на звено 1:

$$\sum M_0 = 0. \quad (3.2.11)$$

Уравнение (3.2.11) не имеет неизвестных составляющих, поэтому оно позволяет оценить погрешность выполненного силового расчета механизма.

Имеем

$$\sum M_0 = -M_{\partial\&} - M_{ul} + R_{2-1} \cdot h = \Delta M = -71,74 - 98,82 + 3282 \cdot 0,0055 \text{ Нм} (\neq 0).$$

Таким образом, интегральная погрешность графических построений на листах 1 и 2 составляет относительную величину

$$\delta\% = \frac{\Delta M}{(|M^+| + |M^-|)/2} \cdot 100\% = \frac{11.2}{170.3} \cdot 100\% = 6,6\%, \quad (3.2.12)$$

где в знаменателе подставлено усредненное значение модулей моментов сил вокруг точки O положительного и отрицательного направлений

$$(|M^+| + |M^-|)/2 = (3282,055 + (71,4 + 98,82))/2 = 170,3 \text{ Нм.}$$

Из уравнения $\sum \bar{P}_i = 0$ при $G_I = 0$ имеем $\bar{R}_{0-I} = \bar{R}_{2-I}$. В случае $G_I = G_{\max} = 2460 \text{ Н}$ из графического решения уравнения $\bar{R}_{2-I} + \bar{G}_I + \bar{R}_{0-I} = 0$ находим направление и величину $R_{0-I} = 4587 \text{ Н}$.

4 Проектирование кулачкового и планетарного зубчатого механизмов

На листе 3 в левой его части осуществляем построение кинематических диаграмм движения (ускорения, скорости и перемещения) толкателя.

$$\text{При построении графика аналога ускорения } \frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \frac{d^2 S}{d\varphi^2}(\varphi)$$

принимая ординаты $a_1 = a_2 = 100 \text{ мм}$.

По оси φ - угла поворота кулачка принимаем отрезок, соответствующий углу рабочего профиля, длиной $l_\varphi = 150 \text{ мм}$.

При этом получим масштабный коэффициент

$$\mu_\varphi = \frac{\delta_{\text{раб}}}{l_\varphi} = \frac{2\pi}{360} = 0,01745 \text{ рад/мм,}$$

где $\delta_{\text{раб}} = \varphi_{\text{под}} + \varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{оп}}$ - угол рабочего профиля.

Угол подъема $\varphi_{\text{под}}$ определяется графически в соответствии с циклограммой работы механизма (рис. 4.1.1), угол $\varphi_{\text{оп}} = \varphi_{\text{под}}$, а угол выстоя задан $\varphi_{\text{в}} = 10^\circ$.

График аналога скорости $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ построим посредством интегрирования графика аналога ускорения, приняв полюсное расстояние

$$H_I = \frac{1}{\mu_\varphi} = \frac{1}{0,01745} = 57,3 \text{ мм.}$$

Полученная наибольшая ордината графика перемещения $y_{max} = 37,3 \text{ мм}$ позволяет рассчитать масштабный коэффициент

$$\mu_s = \frac{h_T}{y_{max}} = \frac{0,05}{37,316} = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм},$$

Так как при графическом интегрировании принято $\mu_\varphi \cdot H = 1$, получаем масштабные коэффициенты графиков аналогов скоростей и ускорений толкателя

$$\mu_{S^I} = \frac{\mu_S}{\mu_\phi \cdot H} = \mu_S, \quad \mu_{S^{II}} = \frac{\mu_{S^I}}{\mu_\phi \cdot H} = \mu_{S^I} = \mu_S = 1,34 \cdot 10^{-3} \quad M/MM.$$

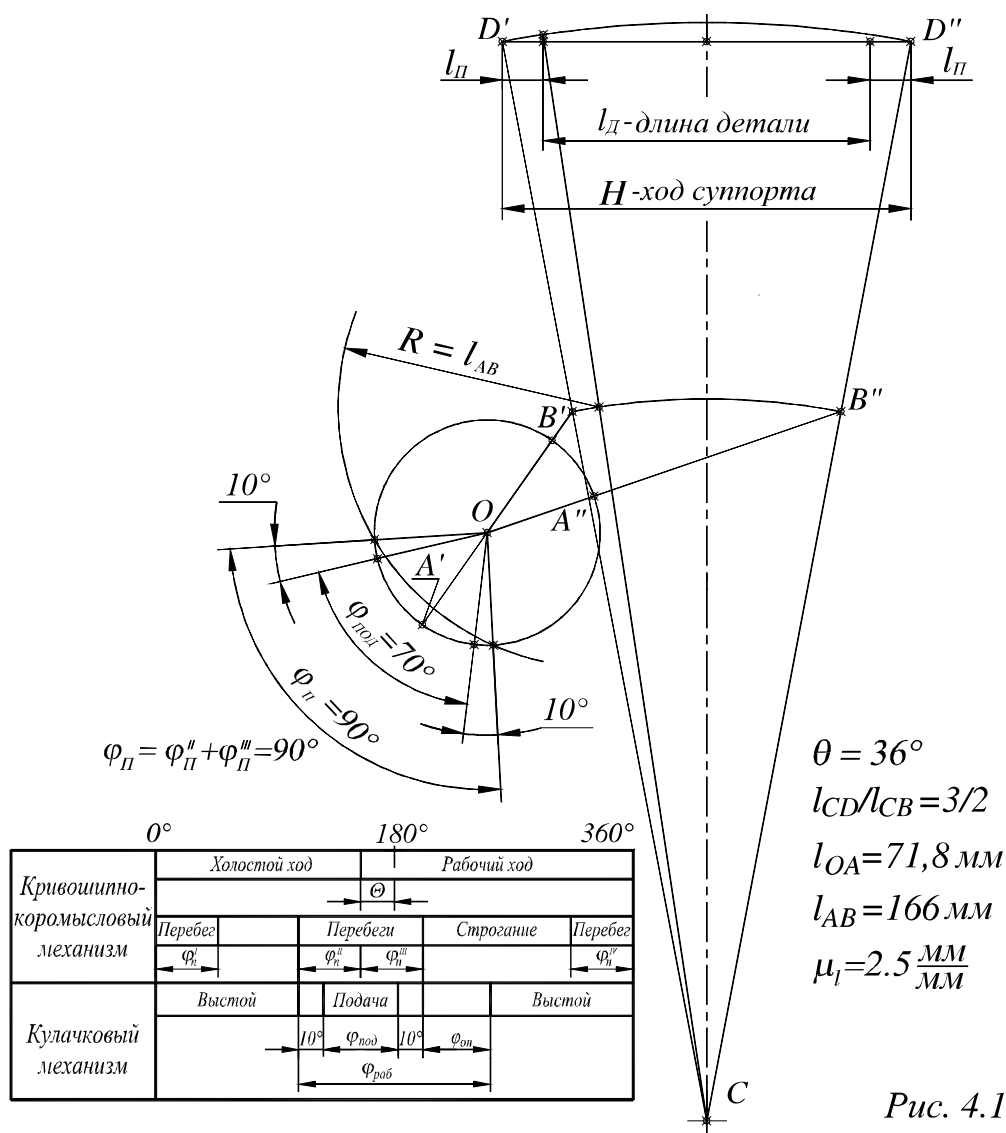


Рис. 4.1.1

4.1 Определение основных размеров кулачкового механизма

Строим график $S = f(dS/d\varphi)$, имеющий название фазового портрета движения механизма. При этом будем иметь в виду, что ось S - является дугой окружности с радиусом l_{MN} . Масштабные коэффициенты по осям фазового портрета примем $\mu_{S'} = \mu_S = 1,34 \cdot 10^{-3}$ м/мм.

В крайних левой и правой точках петли портрета проводим перпендикуляры к направлению $dS/d\varphi$. Затем по отношению к ним под допустимыми углами давления $\alpha_{дон} = 35^\circ$ навстречу друг другу до пересечения проводим две прямые. Ниже точки пересечения прямых образуется показанная на фазовом портрете секторная область выбора возможных центров кулачка.

При этом находим $R_{0min} = 67,7$ мм.

С учетом возможных погрешностей графического метода определения минимального радиуса кулачка, принимаем $R_0 = 70$ мм.

4.2 Построение профиля кулачка

Обратим движение кулачкового механизма. Для этого мысленно сообщим всему механизму дополнительную угловую скорость $-\omega_k$. В обратном движении кулачек будет наблюдаться неподвижным, а относительно него будут перемещаться стойка и толкатель. Осуществляя построение последовательных n положений стойки и толкателя в обратном движении, получим теоретический профиль кулачка, как геометрическое место центров ролика.

По имеющимся рекомендациям радиус ролика толкателя можно назначать в пределах

$$R_{рол} = (0,25...0,4) R_0 = 17,5...28 \text{ мм.}$$

Примем радиус ролика $R_{рол} = 20$ мм.

Далее методом огибания последовательных положений ролика строим рабочий (действительный) профиль кулачка, который эквидистантен теоретическому профилю и отстоит от него на расстоянии, равном $R_{рол}$.

4.3 Синтез планетарного механизма. Подбор чисел зубьев его колес

Подсчитаем общее передаточное число привода

$$i_{\text{общ}} = i_{5-6} \cdot i_{\text{пл}} = \frac{n_{\text{эл}}}{n_{\text{кр}}} = \frac{1420}{60} = 23.67, \quad (4.3.1)$$

где $n_{\text{эл}}$ - частота вращения вала электродвигателя,

$n_{\text{кр}}$ - частота вращения кривошипа.

Найдем передаточное число планетарного механизма

$$i_{\text{пл}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{5-6}} = \frac{23.67}{1.4} = 16.9, \quad (4.3.2)$$

$$\text{где} \quad i_{5-6} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{14}{10} = 1.4. \quad (4.3.3)$$

Из формулы Виллиса:

$$i_{\text{пл}} = i_{I-H}^{(4)} = 1 - i_{I-4}^{(H)} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}, \quad (4.3.4)$$

$$\text{где} \quad i_{I-4}^{(H)} = -\frac{z_2 \cdot z_1}{z_1 \cdot z_3}. \quad (4.3.5)$$

Из (4.3.4), с учетом (4.3.2), найдем

$$\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = i_{\text{пл}} - 1 = 16.9 - 1 = 15.9. \quad (4.3.6)$$

Примем к разработке эвольвентный профиль зубьев, как наиболее распространенный в планетарных зубчатых механизмах. В этом случае числом зубьев наименьшего колеса можно произвольно задаться по условию $z_i \geq z_{\min} = 17$, а при нарезании колес долбяком можно даже принять $z_{\min} = 15$.

Так как заранее сказать, какое из колес механизма будет наименьшим, нельзя, примем

$$z_1 = 21. \quad (4.3.7)$$

При разбивке общего передаточного отношения $i_{I-4}^{(H)} = 15.9$ обращенного планетарного редуктора по его ступеням следует учитывать, что передаточное число первой ступени $i_{1-2} = z_2/z_1$ будет заведомо меньше от передаточного числа второй ступени $i_{3-4} = z_4/z_3$.

$$\text{Предварительно примем} \quad \frac{z_2}{z_1} = 3. \quad (4.3.8)$$

$$\text{Из (4.3.7) и (4.3.8) найдем} \quad z_2 = 63. \quad (4.3.9)$$

Тогда
$$\frac{z_4}{z_3} = \frac{i_{1-4}^{(H)}}{i_{1-2}} = \frac{15,9}{3} = 5,3 \quad (4.3.10)$$

или
$$z_4 = 5,3z_3. \quad (4.3.11)$$

Из условия соосности центральных колес механизма

$$z_4 = z_1 + z_2 + z_3 \quad (4.3.12)$$

найдем

$$\begin{aligned} 5,3z_3 &= z_1 + z_2 + z_3, \\ 4,3z_3 &= z_1 + z_2 = 84, \quad z_3 = 19,53 \end{aligned} \quad (4.3.13)$$

Так как числа зубьев колес должны быть целыми, принимаем

$$z_3 = 20, \quad (4.3.14)$$

тогда с учетом (4.3.12)

$$z_4 = 104. \quad (4.3.15)$$

Уточняем

$$\left(i_{1-H}^{(4)}\right)_{\text{действ}} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 + \frac{63 \cdot 104}{21 \cdot 20} = 16,6.$$

Относительная погрешность осуществления заданного передаточного отношения при этом составит

$$\delta\% = \frac{i_{1-H}^{(4)} - \left(i_{1-H}^{(4)}\right)_{\text{действ}}}{i_{1-H}^{(4)}} \cdot 100\% = \frac{16,9 - 16,6}{16,9} \cdot 100\% = 1,8\% < 3\%,$$

что вполне допустимо.

Проверяем условие соседства

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}.$$

Имеем

$$0,866 > 0,774,$$

следовательно, условие соседства сателлитов выполняется.

Проверяем условие сборки

$$\frac{i_{1-H}^{(4)} \cdot z_1}{k} (1 + kp) = C.$$

Имеем

$$\frac{16,9 \cdot 21}{3} (1 + 3 \cdot 3) = 1183, \quad \text{следовательно}$$

условие сборки механизма выполняется.

По выбранным числам зубьев вычерчиваем схему планетарного механизма Джемса с двухвенцовыми сателлитами в произвольном масштабе, так как модуль зацеплений колес редуктора не задан.

4.4 Построение планов линейных и угловых скоростей звеньев редуктора

Справа от схемы механизма строим в произвольном масштабе план окружных скоростей $V = V(r)$, а под схемой - план угловых скоростей $\omega = \omega(\varphi)$.

Обозначим на редукторе некоторые узловые точки:

A – полюс зацепления колес 1 и 2,

D – полюс зацепления колес 3 и 4,

C – точка водила H на оси колес 2 и 3,

E – верхняя точка колеса 2,

B – нижняя точка колеса 3.

Приняв $\omega_4 = 0$, в выбранном произвольном масштабе (модуль колес не задан) откладываем вектор скорости точки A – $\vec{V}_A$ (конец вектора обозначено точкой a).

Точка D совпадает с d , так как она является МЦС колес 2 и 3. Соединяем точку a с d . Получим план линейных скоростей сателлитов. Откладываем скорость точки C .

Соединяем концы векторов скоростей с началом координат, находим величины угловых перемещений $\varphi_{2-3}, \varphi_H, \varphi_1$ которые определяют величины угловых скоростей. Картину угловых скоростей строим, откладывая от вертикальной прямой, проходящей через выбранный нами полюс, угловые перемещения $\varphi_{2-3}, \varphi_H, \varphi_1$. Отрезки, отсекаемые этими углами на горизонтальной прямой – это угловые скорости $\omega_{2-3}, \omega_h, \omega_1$ соответственно в масштабе, зависящие от известного модуля зацеплений редуктора.

5 Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления

Принимаем параметры инструментальной рейки по ГОСТ 13755-81: $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля зуба рейки; $h_a^* = 1,0$ – коэффициент высоты головки зубьев; $C^* = 0.25$ – коэффициент радиального зазора. Параметры зубчатых колес (см. данные).

Выбираем коэффициент смещения для устранения подреза зубьев колёс:

$$x_5 = \frac{17 - z_5}{17} = \frac{17 - 10}{17} = 0,412 ;$$

$$x_6 = \frac{17 - z_6}{17} = \frac{17 - 14}{17} = 0,18 .$$

Произведём геометрический расчет эвольвентного зацепления.

Находим:

шаг по делительным окружностям

$$p = m\pi = 3.5 \cdot 3.1416 = 10,996 \text{ (мм)};$$

радиусы делительных окружностей

$$r_5 = \frac{mz_5}{2} = 17,5 \text{ (мм)},$$

$$r_6 = \frac{mz_6}{2} = 24,5 \text{ (мм)},$$

радиусы основных окружностей

$$r_{b5} = r_5 \cos \alpha = 16,445 \text{ мм},$$

$$r_{b6} = r_6 \cos \alpha = 23,0225 \text{ мм};$$

толщина зубьев по делительным окружностям

$$s_5 = \frac{m\pi}{2} + 2\operatorname{tg} \alpha \cdot m \cdot x_5 = 6,55 \text{ мм},$$

$$s_6 = \frac{m\pi}{2} + 2\operatorname{tg} \alpha \cdot m \cdot x_6 = 5,96 \text{ мм};$$

инволюта монтажного угла зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_5 + x_6)}{z_5 + z_6} \operatorname{tg} \alpha = 0,0331;$$

монтажный угол зацепления

$$\alpha_w = 25,8^\circ;$$

межосевое расстояние

делительное $a_w = \frac{m(z_5 + z_6)}{2} = 42 \text{ мм},$

монтажное $a_w = \frac{m(z_5 + z_6) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = 43,837 \text{ мм};$

коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m} = 0,525 ;$$

коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_5 + x_6 - y = 0,0672;$$

радиусы начальных окружностей

$$r_{w5} = \frac{mz_5 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = 18,338 \text{ мм},$$

$$r_{w6} = \frac{mz_6 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = 25,499 \text{ мм};$$

радиусы вершин зубьев

$$r_{a5} = \frac{mz_5}{2} + h_a^* m + mx_5 - \Delta y \cdot m = 22,207 \text{ мм},$$

$$r_{a6} = \frac{mz_6}{2} + h_a^* m + mx_6 - \Delta y \cdot m = 28,395 \text{ мм};$$

радиусы окружностей впадин колес

$$r_{f5} = r_5 - m(h_a^* + C^* - x_5) = 14,567 \text{ мм},$$

$$r_{f6} = r_6 - m(h_a^* + C^* - x_6) = 20,755 \text{ мм};$$

толщины зубьев по окружностям вершин

$$s_{a5} = 2r_{a5} \left(\frac{S_5}{2r_5} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{a5} \right) = 1,399 \text{ мм},$$

$$s_{a6} = 2r_{a6} \left(\frac{S_6}{2r_6} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{a6} \right) = 2,266 \text{ мм},$$

где $\cos \alpha_{a5} = \frac{r_{b5}}{r_{a5}} = 0.74,$

$$\cos \alpha_{a6} = \frac{r_{b6}}{r_{a6}} = 0.811;$$

коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = \frac{AB \cdot \mu}{\pi m \cdot \cos \alpha} = 1.21,$$

где $AB=124.65$ (мм), а $\mu=0.1$ мм/мм (взяты с чертежа);

высоты зубьев

$$h_5 = r_{a5} - r_{f5} = 7,64 \text{ мм},$$

$$h_6 = r_{a6} - r_{f6} = 7,64 \text{ мм}.$$

Рассчитываем кривые удельного скольжения профилей по формулам

$$\lambda_{5-6} = \frac{KP}{KN_5} (i_{6-5} + 1), \quad \lambda_{6-5} = \frac{KP}{KN_6} (i_{5-6} + 1),$$

где K – произвольная точка зацепления профилей на линии N_1N_2 .

Результаты расчета кривых удельного скольжения приведены в таблице 3 приложения.

Кривые удельного скольжения показаны непосредственно на теоретическом отрезке N_1N_2 линии зацепления листа 4 проекта.

Также обозначаем на чертеже двойной линией рабочие участки эвольвентных профилей зубьев.

Список литературы

- 1. Артоболевский И. И. ТММ. М.: Машиностроение, 1998*
- 2. Гречко Л. П. Синтез механизмов и динамика машин. Харьков: Изд. ХГАДТУ, 1998.*
- 3. Гречко Л. П. Рычажные механизмы, передачи и зацепления. Харьков: Изд. ХГАДТУ, 1997.*

Приложение В. Таблицы расчетов

Таблица 1

Приведение сил и масс

Пара- метры	Положения механизма														
	0	1	1'	2	3	4	5	6	6'	7	7'	8	9	10	11
$p, d_3, мм$	0	37,9	59,1	67	94,2	116,6	121,2	92,3	88,6	19,8	0	92,7	199,1	185,1	72,5
$p, d_3, мм$	0	38,6	59,7	67,7	94,6	116,6	121,5	93,3	89,6	20,2	0	93,9	199,5	185,7	73,5
$p_{v2}, мм$	40,6	39,5	46,7	50,7	65,4	77,7	81,1	69,8	68,3	44,9	40,6	49,4	94,4	100,9	64,6
$p_{v3}, мм$	0	19,3	29,8	33,8	47,3	58,3	60,8	46,6	44,8	10,1	0	47	99,8	92,9	36,7
$ab, мм$	81,2	91	87,3	83,6	63,4	33,6	1,4	38	40,7	74,2	81,2	106,1	113,9	55,5	35,9
$h_2, мм$	23,3	39,2	43,5	43,5	35,8	17,5	6,5	27,8	29	38,1	38,5	35,4	29,2	21,9	6,4
$h_3, мм$	0	3,58	4,4	4,6	3,9	0,6	4,4	6,7	6,7	1,9	0	7,6	6	7,2	6
$m_{np}, кг$	3,15	20,9	46,6	59,48	115	174,4	188,5	111,1	102,7	8,3	3,15	110,1	498,7	433,3	70,2
$J_{np}, кг \cdot м^2$	0,0162	0,108	0,24	0,307	0,593	0,9	0,972	0,573	0,529	0,043	0,016	0,568	2,57	2,234	0,362
$P_{np}, Н$	-25,34	-133,5	-187	-	-	-	-	-	-152	0,971	41,86	-181,7	-421	-373	-142
$P_{np}, Н$	-	-	-1494	-1691	-2344	-2862	-2939	-2207	-2116	-	-	-	-	-	-
$M_{np}, Нм$	-1,82	-9,59	-13,4	-	-	-	-	-	-10,9	0,07	3,0	-13,05	-30,3	-26,8	-10,2
$M'_{np}, Нм$	-	-	-107	-121	-168	-205	-211	-158	-152	-	-	-	-	-	-

Таблица 2

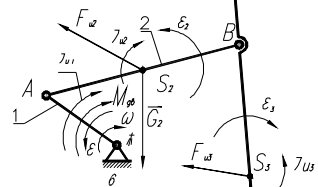
Определение закона движения главного вала

Пара- метры	Положения механизма											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$J_{np}, кг \cdot м^2$	0,0162	0,1076	0,307	0,592	0,899	0,972	0,573	0,0429	0,568	2,571	2,23	0,362
$Y_{AA}, мм$	0	13,2	19,9	5,6	-17,4	-45,1	-67,6	-56,3	-42,5	-32,1	-23,8	-13,1
$\Delta A, Дж$	0	34,57	52,08	14,6	-45,68	-118,1	-176,9	-147,4	-111,2	-84,1	-62,3	-34,4
$\omega, 1/c$	6,372	6,415	6,43	6,38	6,29	6,19	6,1	6,17	6,21	6,19	6,23	6,32
$\Delta \omega, 1/c$	0,0888	0,132	0,15	0,092	0,0041	-0,096	-0,166	-0,112	-0,076	-0,091	-0,053	0,033

Таблица 3

Расчет коэффициентов удельного скольжения

Пара- метры	Точки на линии зацепления								
	8*	6*	4*	2*	0	2	4	6	8
<i>KP, мм</i>	119,2	89,4	59,6	29,8	0,0	-41,7	-83,5	-125,2	-167
<i>KN₅, мм</i>	0	29,8	59,6	89,4	119,2	161	202,7	244	286
<i>KN₆, мм</i>	286,2	256,4	226,6	196,8	167	125	83,5	41,7	0,0
<i>λ₆</i>	-	7,2	2,4	0,8	0	-0,622	-1	-1,23	-1,4
<i>λ₅</i>	1	0,837	0,63	0,363	0	-0,8	-2,4	-7,2	-



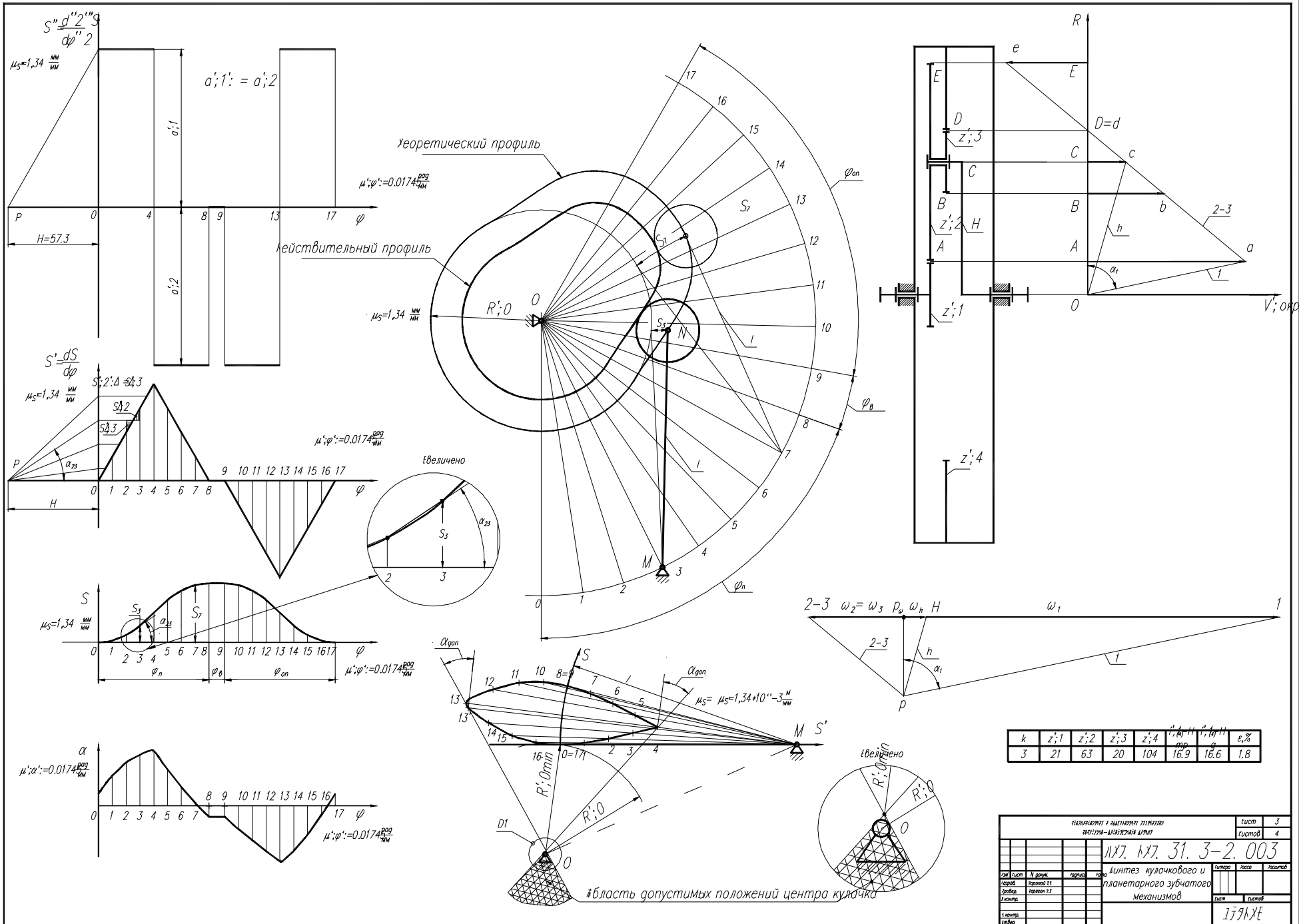
ігровна іссыра 4-5.

The diagram shows a horizontal beam with several forces and dimensions. On the left, a force F acts to the right. Further right, a force F_s acts to the right. At the center, a vertical force R_{5on} acts upwards. To the right of the center, a force P acts downwards. Dimensions are indicated: h'_5 is the vertical distance from the beam to the point of application of P ; x is the horizontal distance from the center to the point of application of P ; S_s is the vertical distance from the beam to the point of application of P ; and h'_4 is the vertical distance from the beam to the point of application of R_{5on} .

The diagram illustrates a mechanical system with a slider block and a lever arm. The slider block is in contact with a vertical guide and has a horizontal force R_{45} applied at point D. The lever arm is pivoted at point B and has a vertical force G_2 applied at point A. The lever arm is divided into segments of length h_1 and h_2 . The slider block is also subjected to a vertical force G_3 at point S. The diagram includes various force components and moments, such as F_{u2} , F_{u3} , R_{12}^* , R_{12}^r , $\bar{R}_{45}^r$, and $\bar{R}_{45}^a$. Dimensions are given as $h_1, R_4 - 3$ and h_1, G_2 . The diagram is labeled with numbers 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100.

[illegible]

				Листы		2
				Листов		002
				117. 117. 31. 3-2. 002		
				линеи статистический		
				АНАЛИЗ		
				ОСНОВНОГО МЕХАНИЗМА		
1. наименование 2. дата				3. место 4. время		5. подпись
				1179117		





Zs	Ze	m, мм	α, мм	Q, мм	ε', α'	Xs	Xe
10	14	3.5	25.8	43.837	1.21	0.412	0.18

ЗАДАНИЕ 1. ЗАДАНИЕ 2. ЗАДАНИЕ 3.				лист	4
ЗАДАНИЕ 4. ЗАДАНИЕ 5. ЗАДАНИЕ 6.				лист	4
17. 17. 31. 3-2. 004					
строение картины				линия	15:1
эвольвентного				линия	15:1
зацепления				линия	15:1
1791XE					