

## Содержание

Введение.....	5
1. Структурный анализ и синтез механизма.....	6
2. Кинематический анализ механизма.....	10
2.1. Синтез механизма.....	10
2.2. Построение планов скоростей.....	10
2.3. Построение плана ускорений для 6-го положения .....	11
3. Динамическое исследование основного механизма.....	13
3.1. Динамическая модель машинного агрегата.....	13
3.2. Приведение внешних сил и построение графика приведенного момента сил сопротивления.....	14
3.3. Приведение масс подвижных частей машины. Построение графика приведённого момента инерции.....	15
3.4. Построение графика работ сил сопротивления.....	16
3.5. Построение графика работ движущих сил.....	16
3.6. Построение графика приращения кинетической энергии.....	17
3.7. Построение диаграммы энергомасс и определение приведённого момента инерции маховика.....	17
3.8. Определение размеров маховика.....	18
3.9. Определение закона движения начального звена и построение графика угловых скоростей.....	18
4. Силовой расчет основного механизма.....	20
4.1. Цель, задачи и методы силового расчёта.....	20
4.2. Определение входных параметров.....	20
4.3. Расчет группы 4-5.....	20
4.4. Расчет группы 2-3.....	21
4.5. Расчет входного звена.....	22

					<i>КП. ТММ.00.00.</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>		<i>Иванов</i>			<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Петров</i>				3	27
<i>Н. Контр.</i>					<i>ТулГУ, каф. ПМиДМ гр. 000000</i>		

5. Синтез планетарного редуктора.....	23
5.1. Подбор чисел зубьев.....	23
5.2. Условие сборки.....	23
5.3. Условие соседства.....	24
5.4. Кинематическое исследование.....	24
6. Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления.....	25
Список литературы.....	28

## Введение

Долбежные станки предназначены для обработки вертикальных плоскостей, канавок, фасонных поверхностей.

Резец приводится в движение шестизвенным механизмом, схема которого представлена на рисунке в задании. Кривошип получает вращательное движение от электродвигателя через редуктор, имеющий планетарную и непланетарную ступени. Схема редуктора представлена на рисунке.

Кулисный механизм в главном приводе позволяет иметь скорость обратного хода в 2-3 раза выше скорости рабочего хода.

Подача стола с заготовкой осуществляется с помощью кулачкового механизма, схема которого показана на рисунке в задании.

В курсовом проекте рассматриваются механизмы балансирного вытяжного прессы. В состав входят (рис. 1):

ЭД – электродвигатель, предназначенный для преобразования электрической энергии в механическую;

ПМ – передаточный механизм, состоящий из рядовой зубчатой передачи РЗП и планетарной передачи ПП и предназначенный для уменьшения частоты вращения и увеличения крутящего момента.

СМ – стержневой механизм, предназначенный для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное движения выходного звена.

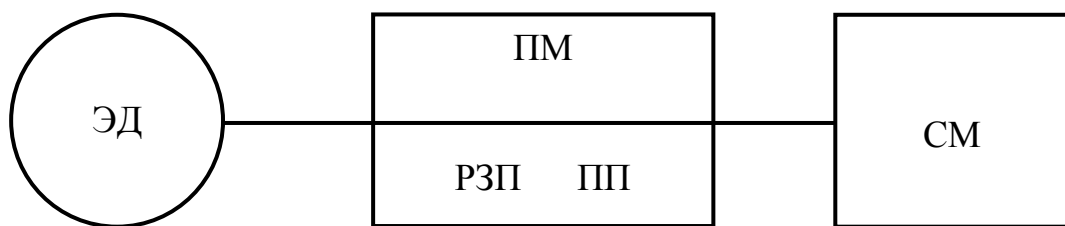


Рис. 1 Функциональная схема машинного агрегата

# 1. Структурный анализ и синтез механизма

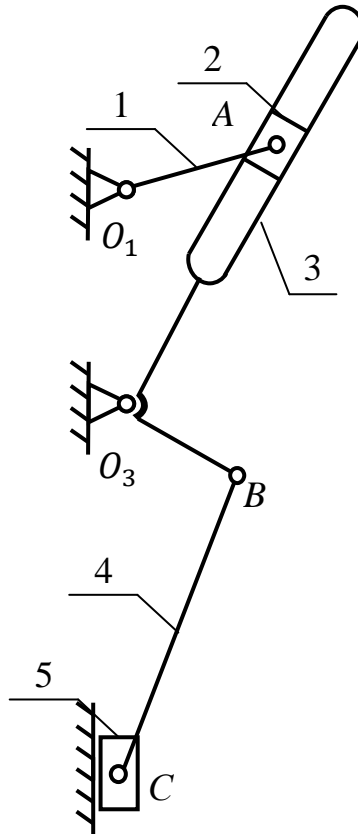


Рис 1.1. Структурная схема механизма.

### Названия звеньев и виды движения.

- 1 – Кривошип – Вращательное движение – Входное звено.
- 2 – Камень – Сложное, плоскопараллельное движение.
- 3 – Кулиса – Вращательное движение.
- 4 – Шатун – Сложное, плоскопараллельное движение.
- 5 – Ползун – Возвратно-поступательное движение – Выходное звено.

Все кинематические пары (КП), соединяющие звенья этого механизма, 5-го (нижшего) класса.

Табл. 1.1.

Буквенное обозначение КП	$O_1$	$A$	$A$	$B$	$O_3$	$C$	$C$
Какие звенья соединяет	0-1	1-2	2-3	3-4	0-3	4-5	0-5
Тип КП	Вращ.	Поступ.	Вращ.	Вращ.	Вращ.	Вращат.	Поступ.

Определим степень подвижности механизма.

Степень подвижности для плоского механизма определяется формулой:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_n - P_v$$

Где:  $n$  – число подвижных звеньев. Для данного механизма  $n = 5$ .

$P_n$  – число кинематических пар низшего класса. Для данного механизма  $P_n = 7$ .

$P_v$  – число кинематических пар высшего класса. Для данного механизма  $P_v = 0$ .

Отсюда  $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 0 = 1$ .

Разложение механизма на структурные группы Асура.

Определение класс групп механизма и класса механизма.

Согласно общему принципу образования механизмов, сформулированном Ассуром, любой механизм состоит из начального звена и ведомой части, состоящей из статически определимых групп Асура, степень подвижности которых  $W = 0$ .

Класс механизма определяется высшим классом группы, входящей в механизм. Порядок группы определяется свободным числом свободных кинематических пар, которыми группа может быть присоединена к основному механизму.

Данный механизм 2-го класса. Состоит из входного звена 1-го класса 1-го порядка и двух групп Асура 2-го класса 2-го порядка.

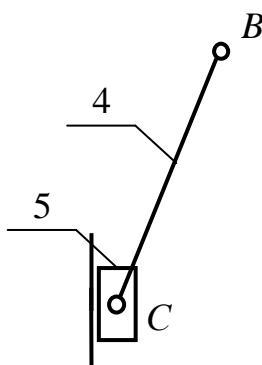


Рис. 1.2. Группа 4-5.

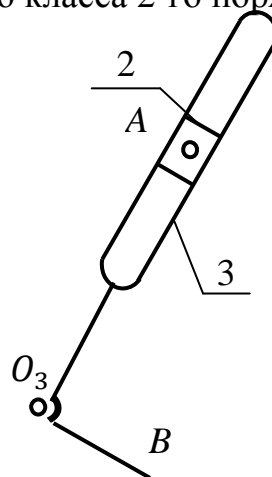


Рис. 1.3. Группа 2-3.

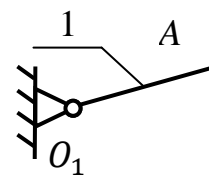


Рис 1.4. Начальное звено.

Группы 4-5 и 2-3 являются двухповодковыми группами Асура 2-го класса 2-го порядка. Их степень подвижности определяется выражением:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_n - P_v$$

Где:  $n$  – число подвижных звеньев. Для этих групп  $n = 2$ .

$P_n$  – число кинематических пар низшего класса. Для этих групп  $P_n = 3$ .

										Лист
										7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					КП. ТММ 00.00	

$P_6$  – число кинематических пар высшего класса. Для этих групп  $P_6 = 0$ .

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

Начальное звено 1-го класса 1-го порядка. Его степень подвижности определяется выражением:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_n - P_6$$

Где:  $n$  – число подвижных звеньев. Для начального звена  $n = 1$ .

$P_n$  – число кинематических пар низшего класса. Для начального звена  $P_n = 1$ .

$P_6$  – число кинематических пар высшего класса. Для начального звена  $P_6 = 0$ .

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

Определим число избыточных связей механизма.

$$q = W - 6 \cdot n + 5 \cdot P_5 + 4 \cdot P_4 + 3 \cdot P_3 + 2 \cdot P_2 + P_1$$

Где  $P_5, P_4, P_3, P_2, P_1$  соответственно КП 5-го, 4-го, 3-го, 2-го, 1-го классов.

Для данного механизма  $P_5 = 7; P_4 = P_3 = P_2 = P_1 = 0$ .

$$q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 7 + 4 \cdot 0 + 3 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 0 = 6$$

Наличие избыточных связей в механизме требует определенной точности изготовления кинематических пар, т. е. оси всех вращательных кинематических пар должны быть параллельны друг другу, а плоскости поступательных кинематических пар перпендикулярны этим осям.

Для устранения избыточных связей необходимо заменить часть кинематических пар 5-го класса, кинематическими парами более высокого класса (4-го и 3-го класса).

Возможный вариант структурной схемы механизма без избыточных связей

Табл. 1.2.

Буквенное обознач. КП	$O_1$	$A$	$A$	$B$	$O_3$	$C$	$C$
Какие звенья соединяет	0-1	1-2	2-3	3-4	0-3	4-5	0-5
Тип КП	Вращат.	Сферич.	Цилинд.	Цилинд.	Вращат.	Сферич.	Поступ.
Класс КП	V	III	IV	IV	V	III	V

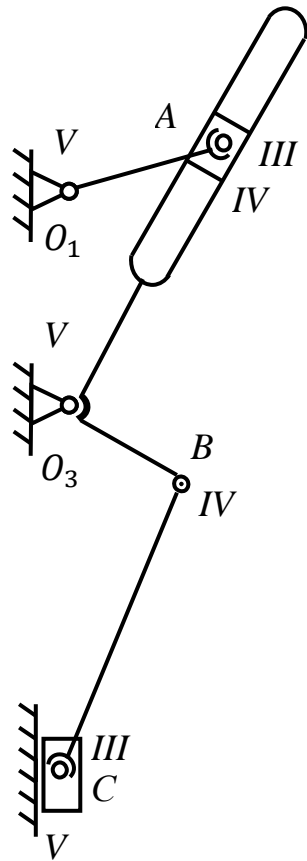


Рис. 1.5. Структурная схема механизма без избыточных связей

## 2. Кинематический анализ механизма

### 2.1. Синтез механизма

Входные параметры:

$$S_{5max} = 0,4 \text{ м}; l_{O_1A} = 0,25 \text{ м}; K = V_{xx}/V_{px} = 2,5; \lambda = l_{CB}/l_{BO_3} = 2,5$$

Межцентровое расстояние определяется выражением:

$$l_{O_1O_3} = l_{O_1A} \cdot \cos \left[ \frac{180}{K+1} \right] = 0,25 \cdot \cos \left[ \frac{180}{2,5+1} \right] = 0,156 \text{ м.}$$

Длина кулисы:

$$l_{O_3B} = \frac{S_{max}}{2} = \frac{0,4}{2} = 0,2 \text{ м.}$$

Длина  $l_{CB}$ :

$$l_{CB} = l_{O_3B} \cdot \lambda = 0,2 \cdot 2,5 = 0,5$$

Планы положений механизма строим в масштабе:

$$\mu_L = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,25}{100} = 0,0025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Строим 12 положений механизма (начиная с 0, согласно заданию), а также дополнительно те положения механизма, при которых скорость выходного звена равняется нулю.

### 2.2. Построение планов скоростей

Находим угловую скорость кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 100}{30} = 10,47 \text{ с}^{-1}$$

Находи скорость точки  $A_{1,2}$ :

$$V_{A_{1,2}} = \omega_1 \cdot l_{OA} = 10,47 \cdot 0,25 = 2,62 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Выбираем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_V = \frac{V_{A_{1,2}}}{pa_{1,2}} = \frac{2,62}{65,5} = 0,04 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Находим скорость точки  $A_3$ :

$$\underline{\underline{\vec{V}_{A_3}}} = \underline{\underline{\vec{V}_{A_{1,2}}}} + \underline{\underline{\vec{V}_{A_3, A_{1,2}}}}; \text{ где } \vec{V}_{A_3} \perp O_3A; \vec{V}_{A_3, A_{1,2}} \parallel O_3A;$$

Решаем уравнение графически.

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



Положение точки  $B$  на плане скоростей находим из условия подобия одноименных фигур планов скоростей и планов механизма.

Находим скорость точки  $C$ :

$$\underline{\underline{\vec{V}_C}} = \underline{\underline{\vec{V}_B}} + \underline{\underline{\vec{V}_{CB}}}; \text{ где } \vec{V}_C \text{ – по горизонтали; } \vec{V}_{CB} \perp BC.$$

Решаем уравнение графически.

Положение точки  $S_4$  на планах скоростей находим из условия подобия одноименных отрезков планов скоростей и планов механизма.

Находим скорости точек и угловые скорости звеньев:

$$V_i = \bar{p}i \cdot \mu_V; \omega_3 = \frac{V_{A_3}}{l_{O_3A}}; \omega_4 = \frac{V_{CB}}{l_{CB}}$$

Строим планы скоростей, и результаты расчетов сводим в таблицу:

Табл. 2.1

	Разм.	0,12	1	2	3	4	5	6	7	8	8'	9	10	11
$V_{A_3}$	м/с	2,04	2,16	2,4	2,52	2,6	2,58	2,48	2,28	2,12	2,04	2,08	2,56	2,32
$V_B$	м/с	2,09	1,57	1,41	1,32	1,29	1,3	1,35	1,46	1,77	2,09	2,6	5,25	3,87
$V_C$	м/с	0	0,44	0,76	1	1,28	1,4	1,4	1,16	0,68	0	0,88	5,68	1,68
$V_{S_4}$	м/с	1,045	0,92	1,04	1,12	1,28	1,32	1,32	1,2	1,04	1,045	1,48	5,36	2,56
$V_{CB}$	м/с	2,09	1,44	1,04	0,6	0,12	0,36	0,76	1,2	1,72	2,09	2,56	2,16	3,12
$\omega_3$	с <sup>-1</sup>	10,46	7,85	7,06	6,59	6,46	6,49	6,75	7,3	8,83	10,46	13	26,3	19,3
$\omega_4$	с <sup>-1</sup>	4,18	2,88	2,08	1,2	0,24	0,72	1,52	2,4	3,44	4,18	5,12	4,32	6,24

### 2.3. Построение плана ускорений для 6-го положения

Находим ускорение точки  $A$ :

$$a_{A_1} = a_{A_2} = \omega_1^2 \cdot L_{OA} = 10,47^2 \cdot 0,25 = 27,4 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Принимаем масштабный коэффициент плана ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_{A_1}}{\pi a} = \frac{27,4}{137} = 0,2 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

Находим ускорение точки  $A_3$ :

$$\begin{cases} \overrightarrow{a_{A_3}} = \overrightarrow{a_{A_{1,2}A_3}} + \overrightarrow{a_{A_{1,2}A_3}^k} + \overrightarrow{a_{A_{1,2}A_3}^{отн}} \\ \overrightarrow{a_{A_3}} = \overrightarrow{a_{A_3O_3}^n} + \overrightarrow{a_{A_3O_3}^\tau} \end{cases}$$

$$a_{A_3O_3}^n = \omega_3^2 \cdot L_{O_3A} = 6,75^2 \cdot 0,3675 = 16,7 \text{ м/с}^2, \overrightarrow{a_{A_3O_3}^n} \parallel O_3A, \text{ направлено от } A \text{ к } O_3;$$

$$a_{A_3,A_{1,2}}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{A_3,A_{1,2}} = 2 \cdot 6,75 \cdot 0,88 = 11,9 \text{ м/с}^2, \overrightarrow{a_{A_3,A_{1,2}}^k} \perp O_3A$$

$$\overrightarrow{a_{A_3,A_{1,2}}^{отн}} \parallel O_3A; \overrightarrow{a_{A_3O_3}^\tau} \perp O_3A. \text{ Решаем систему уравнений графически.}$$

Используя условия подобия одноименных отрезков плана ускорений и плана механизма находим положение точки  $B$  на плане ускорений.

Находим ускорение точки  $C$ :

$$\overrightarrow{a_C} = \overrightarrow{a_B} + \overrightarrow{a_{CB}^n} + \overrightarrow{a_{CB}^\tau}; \text{ где } \overrightarrow{a_C} \text{ – по вертикали.}$$

$$a_{CB}^n = \omega_4^2 \cdot L_{CB} = 1,52^2 \cdot 0,5 = 1,16 \text{ м/с}^2, \overrightarrow{a_{CB}^n} \parallel CB, \text{ направлено от } C \text{ к } B;$$

$$\overrightarrow{a_{CB}^\tau} \perp CB. \text{ Решаем уравнение графически.}$$

Положения точки  $S_4$  на плане скоростей находим из условия подобия одноименных отрезков планов скоростей и планов механизма.

Находим ускорение точек и угловые ускорения звеньев:

$$a_{A_3} = \overline{\pi a_3} \cdot \mu_a = 85 \cdot 0,2 = 17 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$a_B = a_{A_3} \cdot \frac{L_{O_3B}}{L_{O_3A}} = 17 \cdot \frac{0,2}{0,3675} = 9,25 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$a_C = \overline{\pi c} \cdot \mu_a = 9 \cdot 0,2 = 1,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$a_{S_4} = \overline{\pi s_4} \cdot \mu_a = 25 \cdot 0,2 = 5 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_3O_3}^\tau}{L_{O_3A}} = \frac{(\overline{n_3 a_3} \cdot \mu_a)}{L_{O_3A}} = \frac{15 \cdot 0,2}{0,3675} = 8,16 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CB}^\tau}{L_{BC}} = \frac{(\overline{n_4 c} \cdot \mu_a)}{L_{BC}} = \frac{44 \cdot 0,2}{0,5} = 17,6 \text{ с}^{-2}.$$

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 3. Динамическое исследование основного механизма

#### 3.1. Динамическая модель машинного агрегата

При исследовании движения машины реальную схему заменяют динамической моделью.

Одна и та же машина может быть представлена различными динамическими моделями в зависимости от задач исследования.

Простейшая динамическая модель машины с одной степенью свободы, недеформируемыми звеньями и приводом от кривошипа представляет собой одно-массовую систему, в которой начальное звено (кривошип) обладает приведенным моментом инерции  $J^n$  и на который действует приведенный момент сил  $M^n$ .

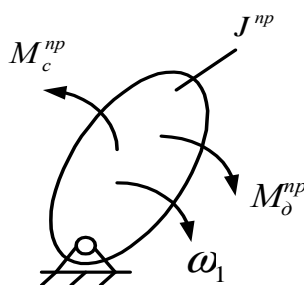


Рис. 3.1. Динамическая модель механизма.

Величины  $J^n$  и  $M^n$  в общем случае непостоянны и рассчитываются так, чтобы угловая координата  $\varphi_1$  динамической модели совпадала с обобщенной координатой механизма. Это позволяет исследовать закон движения только одного звена. Определение закона движения остальных звеньев производится методами кинематического анализа.

#### 3.2. Приведение внешних сил и построение графика приведенного момента сил сопротивления

Условием приведения внешних сил является равенство мощностей приведенного момента сил и суммы мощностей активных внешних сил, действующих на звенья механизма. На основании этого условия, проведенный момент сил определяется выражением:

$$M^n = \sum \left[ \frac{P_i \cdot V_{S_i} \cdot \cos \alpha_i}{\omega_1} \right] - \text{в общем виде.}$$

Где  $P_i$  – активная сила, приложенная к звену  $i$ ;

$V_{S_i}$  – скорость точки приложения силы;

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

$\alpha_i$  – угол давления между векторами силы  $P_i$  и скорости  $V_i$ ;

$\omega_1$  – угловая скорость начального звена.

Для нашего механизма уравнения приведенного момента сил сопротивления примет вид:

$$M^{\Pi} = \frac{P_5 \cdot V_C \cdot \cos \alpha_{P_5}}{\omega_1} + \frac{G_4 \cdot V_{S_4} \cdot \cos \alpha_4}{\omega_1} + \frac{G_5 \cdot V_{S_5} \cdot \cos \alpha_5}{\omega_1}$$

Где  $P_5$  берем из графика нагрузок для каждого положения механизма

$$m_4 = l_{CB} \cdot q = 0,5 \cdot 20 = 10 \text{ кг.}$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 10 \cdot 10 = 100 \text{ Н.}$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 35 \cdot 10 = 350 \text{ Н}$$

Результаты вычисления приведенного момента сил сопротивления сводим в таблицу 3.1.

График приведенного момента сил сопротивления строим в масштабах:

$$\mu_M = \frac{M^{\Pi}}{Y_{M^{\Pi}}} = \frac{240}{96} = 2,5 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}; \mu_{\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{180} = 0,035 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

Табл. 2.1.

	Разм.	0,12	1	2	3	4	5	6	7	8	8'	9	10	11
$P_5$	Н	0	0	1200	1200	1200	1200	1200	1200	0	0	0	0	0
$\frac{P_5 \cdot V_C \cdot \cos \alpha_{P_5}}{\omega_1}$	Н·м	0	0	-87	-115	-147	-160	-160	-133	0	0	0	0	0
$\alpha_5$	град	-	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180	180	180
$\frac{G_5 \cdot V_{S_5} \cdot \cos \alpha_5}{\omega_1}$	Н·м	0	15	25	33	43	47	47	39	23	0	-29	-190	-56
$\alpha_4$	град	90	52	29	14	3	7	16	29	56	90	144	170	121
$\frac{G_4 \cdot V_{S_4} \cdot \cos \alpha_4}{\omega_1}$	Н·м	0	5	9	10	12	13	12	10	6	0	-11	-50	-13
$M^{\Pi}$	Н·м	0	20	-53	-72	-92	-100	-101	-84	29	0	-40	-240	-69
$Y_{M^{\Pi}}$	мм	0	8	21,2	-28,8	-36,8	-40	-40,4	-33,6	11,6	0	-16	-96	-27,6

### 3.3. Приведение масс подвижных частей машины. Построение графика приведённого момента инерции

Условием приведения масс, является равенство кинетических энергий звена приведения в динамической модели и суммы кинетических энергий всех звеньев механизма. На основании этого условия можно записать следующее уравнение:

$$J^{\Pi} = \sum m_i \cdot \left(\frac{V_{S_i}}{\omega_1}\right)^2 + \sum J_{S_i} \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_1}\right)^2$$

Где  $m_i, J_{S_i}$  – масса и момент инерции относительно центра масс звена;

$V_{S_i}, \omega_i$  – скорость центра масс и угловая скорость звена.

Для данного механизма уравнение примет вид:

$$J^{\Pi} = m_5 \cdot \left(\frac{V_C}{\omega_1}\right)^2 + m_4 \cdot \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1}\right)^2 + J_{S_1} + J_{S_3} \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + J_{S_4} \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_1}\right)^2$$

$$m_1 = q \cdot l_{O_1A} = 20 \cdot 0,25 = 5 \text{ кг.}$$

$$J_{S_1} = \frac{m_1 \cdot l_{O_1A}^2}{12} = \frac{5 \cdot 0,25^2}{12} = 0,03 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{S_4} = \frac{m_4 \cdot l_{BC}^2}{12} = \frac{10 \cdot 0,5^2}{12} = 0,21 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Результаты вычисления сводим в таблицу 3.2.

График приведенного момента инерции строим в масштабах:

$$\mu_J = \frac{J^{\Pi}}{Y_{J^{\Pi}}} = \frac{33,18}{165,9} = 0,2 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}; \mu_{\varphi} = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{180} = 0,035 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

Табл. 3.2.

	Разм.	0,12	1	2	3	4	5	6	7	8	8'	9	10	11
$m_5 \cdot (V_C/\omega_1)^2$	кг· м <sup>2</sup>	0	0,06	0,18	0,32	0,52	0,63	0,63	0,43	0,15	0	0,25	10,3	0,90
$m_4 \cdot (V_{S_4}/\omega_1)^2$	кг· м <sup>2</sup>	0,10	0,08	0,10	0,11	0,15	0,18	0,18	0,12	0,10	0,10	0,20	2,62	0,60
$J_{S_1}$	кг· м <sup>2</sup>	0,07												
$J_{S_3} \cdot (\omega_3/\omega_1)^2$	кг· м <sup>2</sup>	3,20	1,80	1,46	1,27	1,22	1,23	1,33	1,56	2,28	3,20	4,93	20,19	10,87
$J_{S_4} \cdot (\omega_4/\omega_1)^2$	кг· м <sup>2</sup>	0,03	0,02	0,01	≈ 0	≈ 0	≈ 0	≈ 0	0,01	0,02	0,03	0,05	0,04	0,07
$J^{\Pi}$	кг· м <sup>2</sup>	3,36	1,99	1,78	1,73	1,92	2,07	2,17	2,15	2,58	3,36	5,46	33,18	12,47
$Y_{J^{\Pi}}$	мм	16,8	10,0	8,9	8,7	9,6	10,4	10,9	10,8	12,9	16,8	27,3	165,9	62,4

### 3.4. Построение графика сил сопротивления

Работа сил сопротивления определяется выражением:

$$A_C = \int M_C^{\text{п}} \cdot d\varphi_1$$

Для построения графика  $A_C$  нужно проинтегрировать график  $M_C^{\text{п}}$ .

При графическом интегрировании в каждом интервале графика  $M_C^{\text{п}}$ , криволинейную трапецию заменяем равным ей по площади прямоугольником. Высота каждого прямоугольника в масштабе  $\mu_M$  представляет среднее значение в данном интервале. Эти средние значения  $M_C^{\text{п}}$  проецируем на ось  $Y_M$  и получаем точки. Из точки  $P$  проводим прямые. Параллельно этим прямым на графике  $A_C$  последовательно проводим хорды.

Масштабный коэффициент графика:

$$\mu_A = H \cdot \mu_M \cdot \mu_\varphi$$

Где  $H$  – расстояние точки  $P$  до начала координат  $O$  графика  $M_C^{\text{п}}$

Для удобства дальнейших вычислений принимаем целое значения масштабного коэффициента  $\mu_a$  и вычисляем полюсное расстояние  $H$ :

$$\text{Для } \mu_a = 4 \text{ Дж/мм}$$
$$H = \frac{\mu_A}{\mu_M \cdot \mu_\varphi} = \frac{4}{2,5 \cdot 0,035} = 45,7 \text{ мм.}$$

Проверка правильности интегрирования и вычисления масштабных коэффициентов.

Для этого сопоставим работу сил сопротивления  $A_C^{\text{п}}$  в конце цикла на графике  $A_C$  с работой силы технологического сопротивления  $P_5$ .

Работа силы  $P_5$  за цикл:

$$A_{P_5}^{\text{ц}} = 0,9 \cdot S_{\text{max}} \cdot P_5 = 0,9 \cdot 0,4 \cdot 1\,200 = 432.$$

Работа сил сопротивления за цикл:

$$A_C^{\text{ц}} = Y_{A_C^{\text{ц}}} \cdot \mu_A = 104 \cdot 4 = 416 \text{ Дж}$$

Находим ошибку:

$$\Delta A = \frac{|A_{P_5}^{\text{ц}} - A_C^{\text{ц}}|}{A_{P_5}^{\text{ц}}} \cdot 100 \% = \frac{|432 - 416|}{432} \cdot 100 \% = 3,7 \%$$

Ошибка не превышает допустимого значения (5%) ошибки.

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

### 3.5. Построение графика работ движущихся сил

Как было установлено ранее,  $M_D^{\Pi} = const$ , следовательно, график работ движущихся сил представляет собой наклонную прямую, проведенную из начала координат  $O$ , в точку графика  $A_C$  в конце цикла. Последнее вытекает из того, что за цикл установившегося движения работа движущихся сил равна работе сил сопротивления  $A_D^{\Pi} = A_C^{\Pi}$ .

Определение движущего момента, приведенного к валу кривошипа.

Для определения  $M_D^{\Pi}$  продифференцируем график  $A_D$ . Для этого проведем прямую, под углом  $\alpha_D$  из точки  $P$ . Она отсекает на оси  $Y_M$  отрезок  $Y_M$  пропорциональный  $M_D^{\Pi}$ .

$$M_D^{\Pi} = Y_{M_D^{\Pi}} \cdot \mu_M = 27 \cdot 2,5 = 67,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

### 3.6. Построение графика приращения кинетической энергии

Согласно теореме об изменении кинетической энергии, работа внешних сил за определенной промежуток времени равна приращению кинетической энергии за этот промежуток времени. Работу внешних сил представим как разность работ сил движущихся и сил сопротивления. Тогда имеем:  $A_D - A_C = \Delta T$ ;

где  $\Delta T = T_i - T_0$  приращение кинетической энергии.

Приращение кинетической энергии  $\Delta T$ , определяем графически, вычитая из ординат графика  $A_D$  ординаты графика  $A_C$ .

### 3.7. Построение диаграммы энергомасс и определение приведенного момента инерции маховика

Из графиков  $J^{\Pi}$  и  $\Delta T$  графически исключаем параметр  $\varphi$  путем нахождения пересечения горизонталей, приведенных из точек графика  $\Delta T$  с вертикалями, проведенными из одноименных точек графика  $J^{\Pi}$ . В результате получили график зависимости приращения кинетической энергии от приведенного момента инерции, который называют диаграммой энергомасс или диаграммой Виттенбауэра.

По заданному коэффициенту неравномерности машины  $\delta$  и средней угловой скоростью  $\omega_{1cp}$ , определяем углы  $\psi_{max}$  и  $\psi_{min}$  из уравнений:

$$tg\psi_{max} = \frac{\omega_1^2 \cdot \mu_J}{2 \cdot \mu_{\Delta T}} \cdot \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 = \frac{10,47^2 \cdot 0,2}{2 \cdot 4} \cdot \left(1 + \frac{0,15}{2}\right)^2 = 3,17$$

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\psi_{max} = 72,5^\circ$$

$$tg\psi_{min} = \frac{\omega_1^2 \cdot \mu_J}{2 \cdot \mu_{\Delta T}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 = \frac{10,47^2 \cdot 0,2}{2 \cdot 4} \cdot \left(1 - \frac{0,15}{2}\right)^2 = 2,34$$

$$\psi_{min} = 66,9^\circ$$

Проводим касательные к диаграмме энергомасс под этими углами к оси  $Y_J$ . Т. к. точка пересечения выходит за пределы чертежа, то замеряем отрезок  $KL$  на оси  $Y$  и  $J^{\Pi}$  вычисляем по формуле:

$$J_M^{\Pi} = \frac{KL \cdot \mu_{\Delta T}}{\omega_1^2 \cdot \delta} = \frac{371 \cdot 4}{10,47^2 \cdot 0,15} = 90,35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$\text{Где } KL = OP \cdot tg\varphi_{min} - OK = 163 \cdot 2,34 - 10 = 371 \text{ мм.}$$

### 3.8. Определение размеров маховика

Маховик конструктивно оформляем в виде стального диска. Для уменьшения габаритов маховика устанавливаем его на валу двигателя. Тогда его момент инерции определяем выражением:

$$J_M = J_M^{\Pi} \cdot \left(\frac{n_1}{n_d}\right)^2 = 90,35 \cdot \left(\frac{100}{980}\right)^2 = 0,94 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Находим геометрические размеры маховика:

Принимаем материал маховика – сталь. Плотность стали  $\rho = 7\,800 \text{ кг} / \text{м}^3$

Принимаем ширину маховика  $b = 0,04 \text{ м}$ ., тогда диаметр маховика:

$$D = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot J_M}{\pi \cdot \rho \cdot b}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 0,94}{3,14 \cdot 7\,800 \cdot 0,04}} = 0,42 \text{ м.}$$

### 3.9. Определение закона движения начального звена и построение графика угловых скоростей.

Кинетическая энергия в произвольном положении механизма:

$$T = T_0 + \Delta T = \frac{(J_i^{\Pi} + J_M^{\Pi}) \cdot \omega_1^2}{2}, \text{ отсюда}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot (T_0 + \Delta T)}{J_i^{\Pi} + J_M^{\Pi}}}$$

Где  $\Delta T = \mu_{\Delta T} \cdot Y_{\Delta T}$ ;

$\mu_{\Delta T}$  – берем из графика для каждого положения механизма.

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		





## 4. Силовой расчет основного механизма

### 4.1. Цель, задачи и методы силового расчёта

Целью силового расчета является определение реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы или уравновешивающего момента, приложенных к кривошипу.

При силовом расчёте связанной системы, какой является механизм, применяют принцип Даламбера совместно с принципом освобожденности от связей.

Согласно принципу Даламбера звено механизма (или связанная система звеньев) может рассматриваться как находящееся в равновесии, если ко всем внешним силам, действующим на него, добавить силу инерции и момент сил инерции.

Уравнения равновесия, записанные с учётом сил инерции, называют уравнениями кинетостатики.

Согласно принципу освобожденности, можно отбросить отдельные связи и прикладывать к системе соответствующие этим связям реакции, что позволяет расчленять механизм на статически определимые группы звеньев, какими являются группы Ассура.

### 4.2. Определение входных параметров

Находим силы тяжести:

$$m_3 = l_3 \cdot q = 20 \cdot 0,7 = 14 \text{ кг.}$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 14 \cdot 10 = 140 \text{ Н.}$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 10 \cdot 10 = 100 \text{ Н.}$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 35 \cdot 10 = 350 \text{ Н.}$$

Находим силы инерции:

$$\vec{P}_{и4} = -m_4 \cdot \vec{a}_{S_4}, \quad P_{и4} = 10 \cdot 5 = 50 \text{ Н.}$$

$$\vec{P}_{и5} = -m_5 \cdot \vec{a}_C, \quad P_{и5} = 35 \cdot 48 = 63 \text{ Н.}$$

Находим моменты инерции:

$$\vec{M}_{и3} = -J_{S_3} \cdot \vec{\varepsilon}_3, \quad M_{и3} = 3,2 \cdot 8,16 = 26,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$\vec{M}_{и4} = -J_{S_4} \cdot \vec{\varepsilon}_4, \quad M_{и4} = 0,21 \cdot 17,6 = 3,74 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 4.3. Расчет группы 4-5.

На эту группу действуют:  $\vec{P}_5$ ,  $\vec{G}_5$ ,  $\vec{G}_4$ ,  $\vec{P}_{и5}$ ,  $\vec{P}_{и4}$ ;

а также неизвестные:  $\vec{R}_{05}$ ,  $\vec{R}_{45} = \vec{R}_{54}$ ,  $\vec{R}_{34} = \vec{R}_{34}^n + \vec{R}_{34}^\tau$ .

Из уравнения моментов относительно т. С найдем  $R_{34}^\tau$

$$G_4 \cdot h_{G_4} + P_{и4} \cdot h_{P_{и4}} + M_{и4}/\mu_L - R_{34}^\tau \cdot CB = 0$$

$$R_{34}^\tau = \frac{G_4 \cdot h_{G_4} + P_{и4} \cdot h_{P_{и4}} + M_{и4}/\mu_L}{CB} = \frac{100 \cdot 34 + 50 \cdot 98 + 3,7/0,0025}{200} = 49 \text{ Н}$$

Остальные неизвестные найдем, решая графически уравнение всех сил, действующих на эту группу.

$$\vec{R}_{05} + \vec{P}_5 + \vec{P}_{и5} + \vec{G}_5 + \vec{R}_{45} + \vec{R}_{54} + \vec{G}_4 + \vec{P}_{и4} + \vec{R}_{34}^\tau + \vec{R}_{34}^n = 0, \text{ где } \vec{R}_{45} + \vec{R}_{54} = 0$$

План сил строим в масштабе:

$$\mu_p = \frac{P_5}{P_5} = \frac{1200}{400} = 3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Находим неизвестные реакции:

$$R_{05} = \overline{R_{05}} \cdot \mu_p = 85 \cdot 3 = 255 \text{ Н}$$

$$R_{34} = \overline{R_{34}} \cdot \mu_p = 242 \cdot 3 = 726 \text{ Н}$$

$$\vec{R}_{45} = -\vec{R}_{54}$$

$$R_{45} = \overline{R_{45}} \cdot \mu_p = 276 \cdot 3 = 828 \text{ Н}$$

### 4.4. Расчет группы 2-3

На эту группу действуют:  $\vec{R}_{43} = -\vec{R}_{34}$ ,  $\vec{G}_3$ ,  $\vec{G}_2$ ,  $\vec{P}_{и2}$ ,  $\vec{M}_{и3}$ .

а также неизвестные:  $\vec{R}_{03} = \vec{R}_{03}^\tau + \vec{R}_{03}^n$ ,  $\vec{R}_{12}$ ,  $\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$ .

Из уравнения моментов относительно т. А найдем  $R_{03}^\tau$

$$R_{43} \cdot h_{R_{43}} + G_3 \cdot h_{G_3} + M_{и3}/\mu_L - R_{03}^\tau \cdot O_3B = 0$$

$$R_{03}^\tau = \frac{R_{43} \cdot h_{R_{43}} + G_3 \cdot h_{G_3} + M_{и3}/\mu_L}{O_3A}$$

$$R_{03}^\tau = \frac{726 \cdot 57 + 140 \cdot 79 + 26,1/0,0025}{147} = 428 \text{ Н}$$

Остальные неизвестные находим решая графически уравнение всех сил действующих на эту группу:

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$$\underline{\underline{\vec{R}_{12}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{32}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{23}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{43}}} + \underline{\underline{\vec{G}_3}} + \underline{\underline{\vec{R}_{03}^{\tau}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{03}^n}} = 0$$

$$\text{где } \underline{\underline{\vec{R}_{23}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{32}}} = 0$$

План сил строим в масштабе:

$$\mu_p = \frac{R_{43}}{R_{43}} = 3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Находим неизвестные реакции

$$R_{12} = \overline{R_{12}} \cdot \mu_p = 154 \cdot 3 = 462 \text{ Н}$$

$$R_{03} = \overline{R_{03}} \cdot \mu_p = 246 \cdot 3 = 738 \text{ Н}$$

#### 4.5. Расчет входного звена

На входное звено действует:  $\underline{\underline{\vec{R}_{21}}} = -\underline{\underline{\vec{R}_{12}}}$ ,  $\underline{\underline{\vec{G}_1}}$ .

а также неизвестные  $\underline{\underline{\vec{R}_{01}}}$  и  $\underline{\underline{M_y}}$

Из уравнения моментов относительно т.  $O_1$  найдем уравновешивающий момент  $M_y$ :

$$M_y = R_{21} \cdot h_{R_{21}} \cdot \mu_L = 462 \cdot 94 \cdot 0,0025 = 108,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Неизвестную реакцию находим решая графически уравнение всех сил, действующих на входное звено:

$$\underline{\underline{\vec{G}_1}} + \underline{\underline{\vec{R}_{21}}} + \underline{\underline{\vec{R}_{01}}} = 0$$

План сил строим в масштабе:

$$\mu_p = \frac{R_{21}}{R_{21}} = 2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$R_{01} = \overline{R_{01}} \cdot \mu_p = 219 \cdot 2 = 438 \text{ Н.}$$

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 5. Синтез планетарного редуктора

### 5.1. Подбор чисел зубьев

Находим общее передаточное число привода:

$$U_{\text{общ}} = U_{\text{пл}} \cdot U_{12} = \frac{n_d}{n_1} = \frac{980}{100} = 9,8$$

$$\text{где } U_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{26}{13} = 2$$

$$\text{тогда } U_{\text{пл}} = \frac{U_{\text{общ}}}{U_{12}} = \frac{9,8}{2} = 4,9$$

Передаточное отношение для данного редуктора определяется выражением:

$$U_{\text{пл}} = 1 - \frac{z_5}{z_4} \cdot \left( -\frac{z_4}{z_3} \right) = 1 + \frac{z_5}{z_3} = 4,9$$

$$\text{Отсюда } \frac{z_5}{z_3} = U_{\text{пл}} - 1 = 4,9 - 1 = 3,9$$

Задаваясь значением  $z_3$ , найдем  $z_5$ , при этом необходимо учитывать дополнительные условия синтеза планетарных передач.

$$\text{Для } z_3 = 21, z_5 = z_3 \cdot (U_{\text{пл}} - 1) = 21 \cdot 3,9 = 81,9$$

Принимаем  $z_5 = 81$

Используя условия соосности, найдем  $z_4$ :

$$z_3 + z_4 = z_5 - z_4, \text{ отсюда}$$
$$z_4 = \frac{z_5 - z_3}{2} = \frac{81 - 21}{2} = 30$$

Проверяем дополнительные условия синтеза планетарных передач.

### 5.2. Условия сборки

$$\frac{z_3 + z_5}{K} = a - \text{любое целое число, где } K - \text{число саттелитов.}$$

Данное условия выполняется для  $K = 2, 3, 6$ .

Принимаем  $K = 3$

$$\frac{21 + 81}{3} = 34$$

### 5.3. Условия соседства

$$(z_3 + z_4) \cdot \sin(180/K) > z_4 + 4;$$

$$(21 + 34) \cdot \sin(180/3) = 47,6 > 36 - \text{условие выполняется.}$$

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		23

Находим радиусы колес:

$$r_i = \frac{m \cdot z_i}{2} \text{ где } m = m_{\text{пл}} = 4 \text{ мм.}$$

$$r_3 = \frac{m \cdot z_3}{2} = \frac{4 \cdot 21}{2} = 42 \text{ мм.}$$

$$r_4 = \frac{m \cdot z_4}{2} = \frac{4 \cdot 30}{2} = 60 \text{ мм.}$$

$$r_5 = \frac{m \cdot z_5}{2} = \frac{4 \cdot 81}{2} = 162 \text{ мм.}$$

Схему редуктора строим в масштабе:

$$\mu_L = \frac{r_5}{r_5} = \frac{162}{108} = 1,5 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

#### 5.4. Кинематическое исследование планетарного редуктора

$$n_3 = \frac{n_d}{U_{12}} = \frac{980}{2} = 490 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 490}{30} = 5,3 \text{ с}^{-1}$$

$$V_a = \omega_3 \cdot r_3 = 51,3 \cdot 0,042 = 2,16 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

План скоростей строим в масштабе:

$$\mu_V = \frac{V_a}{aA} = \frac{2,16}{54} = 0,04 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Диаграмму угловых скоростей строим в масштабе:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_3}{03} = \frac{51,3}{171} = 0,3 \frac{\text{с}^{-1}}{\text{мм}}$$

## 6. Проектирование эвольвентного зацепления

Исходные данные:  $Z_1, Z_2, m, \alpha_0 = 20^\circ$

Определение минимальных значений коэффициента смещения контура:

$$X_{1min} = \frac{17 - Z_1}{17}$$

$$X_{2min} = \frac{17 - Z_2}{17}$$

Для расчета принимаются значения коэффициента смещения для шестерни и колеса ( $X_1, X_2$ ).

Коэффициент суммарного смещения:

$$X = X_1 + X_2$$

Угол зацепления проектируемой передачи:

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha_0 + 2X \cdot \frac{\tan \alpha_0}{Z_1 + Z_2}$$

Коэффициент воспринимаемого перемещения проектируемой передачи:

$$y = 0,5(Z_1 + Z_2) \left[ \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right]$$

Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = X - y$$

Диаметры зубчатых колес:

Делительные окружности

$$d_1 = m \cdot Z_1$$

$$d_2 = m \cdot Z_2$$

Начальные окружности

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

$$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

Окружности головок

$$d_{a1} = m(Z_1 + 2X_1 + 2h_a - 2\Delta y)$$

$$d_{a2} = m(Z_2 + 2X_2 + 2h_a - 2\Delta y)$$

Окружности впадин

$$d_{f1} = m(Z_1 + 2X_1 - 2h_a - 2C_0)$$

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$d_{f_2} = m(Z_2 + 2X_2 - 2h_a - 2C_0)$$

Основные окружности

$$d_{b_1} = d_1 \cdot \cos 20^\circ$$

$$d_{b_2} = d_2 \cdot \cos 20^\circ$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

Угол профиля зуба на вершине:

$$\cos \alpha_{a_1} = \frac{d_{b_1}}{d_{a_1}}$$

$$\cos \alpha_{a_2} = \frac{d_{b_2}}{d_{a_2}}$$

Угловые шаги зацепления:

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{Z_1}$$

$$\tau_2 = \frac{2\pi}{Z_2}$$

Проверка по качественным показателям:

$$S_{a_1} \geq 0,2m$$

$$S_{a_2} \geq 0,2m$$

Коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = Z_1 \frac{\tan \alpha_{a_1} - \tan \alpha_w}{2\pi} + Z_2 \frac{\tan \alpha_{a_2} - \tan \alpha_w}{2\pi}$$

Все расчеты выполнялись в дисплейном классе по программе, разработанной кафедрой «ПМ и ДМ»

Ход построения:

1. Выбираем масштабный коэффициент для построения картины эвольвентного зацепления.
2. Находим радиусы окружностей вершин, начальной, делительной, основной и впадин для каждого из зубчатых колес, а также толщину зубьев по каждой из окружностей.

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26



3. Откладываем в выбранном масштабе межосевое расстояние и получаем точки  $O_1$  и  $O_2$ , соответственно центры 1-го и 2-го зубчатых колес.
4. Откладываем все окружности. Точка касания начальных окружностей является полюсом зацепления.
5. Из полюса в одну и другую сторону откладываем половину толщины зуба по начальной окружности и получаем осевые зубья для первого и второго зубчатых колес.
6. Используя толщины зубьев по каждой из окружностей, получаем профили зубьев.
7. Используя шаг зацепления, получаем положения осей для других зубьев и рисуем их профили.
8. Проводим нормали к поверхности зубьев и сверяем длины нормалей картины эвольвентного зацепления с расчетным значением.

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	<i>Лист</i>
						27
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

### Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.; Наука, 1975. 640с.
2. Артоболевский И.И. Сборник задач по теории механизмов и машин. М.; Гостехиздат, 1973. 189 с.
3. Левитский Н.И., Левитская О.И. Курс теории механизмов и машин. М.; Высш. школа, 1978. 368 с.
4. Теория механизмов и машин: учеб. для ВТУЗов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. М.; Высш. школа, 1987. 496 стр.

					<i>КП. ТММ 00.00</i>	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		