

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)»

И С С Л Е Д О В А Н И Е
Р Ы Ч А Ж Н О Г О И З У Б Ч А Т О Г О
М Е Х А Н И З М О В

*Рекомендовано редакционно-издательской комиссией
по испытаниям и эксплуатации авиационной и
космической техники
в качестве методических указаний*

Самара 2014

УДК 621.01 (075)

Составитель В.П. Тукмаков

Рецензент: д-р техн. наук, профессор С.В. Фалалеев

Исследование рычажного и зубчатого механизмов: метод. указания / сост. *В.П. Тукмаков*. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2014. – 32 с.: ил.

Методические указания содержат требования к содержанию и оформлению курсового проекта по теории механизмов и машин разделов кинематического и динамического анализа рычажных механизмов и кинематического анализа зубчатых передач. Методы исследования механизмов основаны на использовании компьютерных технологий проектирования.

Рекомендованы студентам инженерно-технических специальностей всех форм обучения. Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2014

СОДЕРЖАНИЕ

Перечень условных обозначений	4
1 Кинематическое исследование механизма	7
1.1 Планы положений	7
1.2 Структурный анализ	7
1.3 Планы скоростей	9
1.4 Планы ускорений	11
1.5 Кинематические диаграммы	13
1.6 Сравнительный анализ результатов	15
2 Кинетостатическое исследование механизма	16
2.1 Определение нагрузок механизма	16
2.2 Кинетостатика структурных групп	16
2.3 Кинетостатика входного звена	21
2.4 Сравнительный анализ результатов	22
2.5 Потери на трение и КПД механизма	22
3 Проектирование зубчатой передачи	23
3.1 Передаточные отношения	23
3.2 Расчёт простой ступени	24
3.2.1 Подбор чисел зубьев простой ступени	24
3.2.2 Расчёт геометрии зацепления	24
3.2.3 Определение качественных показателей зацепления	27
3.3. Расчёт планетарной ступени	28
3.3.1 Подбор чисел зубьев планетарной ступени	28
3.3.2 Проверка передаточного отношения и условий соосности, соседства и сборки	29
3.4 Линейные и угловые скорости передачи	30
3.5 Сравнительный анализ результатов и КПД передачи	30
Список использованных источников	31

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Раздел 1. Кинематическое исследование механизма

- ℓ – длина звена, м;
 ω – угловая скорость звена, рад/с;
 V – линейная скорость точки, м/с;
 H – ход поршня, м;
 T – время оборота входного звена, с;
 a – ускорение точки, м/с²;
 ε – угловое ускорение звена, рад/с²;
 μ_ℓ – масштаб плана положений, м/мм;
 μ_V – масштаб плана скоростей, м/с/мм;
 μ_a – масштаб плана ускорений, м/с²/мм;
 μ_φ – масштаб угла поворота, рад/мм;
 Δ_V – погрешность скорости, %;
 Δ_a – погрешность ускорения, %.

Раздел 2. Кинетостатическое исследование механизма

- m – масса звена, кг;
 G – сила тяжести, Н;
 J_S – момент инерции звена, кг·м²;
 $F_{и}$ – главный вектор сил инерции, Н;
 F_{\max} – максимальная сила полезного сопротивления, Н;
 R_{ij} – реакция связи i -го звена на звено j , Н;
 $T_{и}$ – главный момент сил инерции, Н·м;
 μ_F – масштаб плана сил, Н/мм;
 $M_{ур}$ – уравновешивающий момент, Н·м;
 $T_{тр}^{пр}$ – приведённый момент сил трения, Н·м;
 $d_{ц}$ – диаметр цапф, мм;
 h – плечо силы инерции, м;
 P – мощность, Вт;
 f – коэффициент трения;
 η – КПД.

Раздел 3. Проектирование зубчатой передачи

u – передаточное отношение;

ω – угловая скорость, рад/с;

a_w – межосевое расстояние, мм;

a_n – число сателлитов;

z – число зубьев колеса;

α_w – угол зацепления, град;

α – угол профиля зубьев колеса, град;

d – диаметр делительной окружности колеса, мм;

d_a – диаметр вершин зуба колеса, мм;

d_b – диаметр основной окружности колеса, мм;

d_w – диаметр начальной окружности колеса, мм;

d_f – диаметр окружности впадин колеса, мм;

μ_ℓ – масштаб кинематической схемы редуктора, м/мм;

μ_v – масштаб плана линейных скоростей, м/с/мм;

μ_ω – масштаб плана угловых скоростей, 1/с/мм;

x – коэффициент смещения исходного контура,

s – толщина зуба по делительной окружности, м;

m – модуль зацепления, мм;

h_a – высота головки зуба, мм;

h_a^* – коэффициент высоты головки зуба;

h_f – высота ножки зуба, мм;

c – радиальный зазор, мм;

c^* – коэффициент радиального зазора;

ε – коэффициент перекрытия;

φ_α – угол торцового перекрытия, град;

η – КПД редуктора;

Δ – погрешность;

V – скорость, м/с;

ρ – радиус кривизны эвольвенты, мм;

ϑ – удельное скольжение зубьев.

* * *

Основная цель курсового проектирования по теории механизмов и машин – привить навыки использования общих методов проектирования и исследования механизмов для создания конкретных машин разнообразного назначения.

В отличие от традиционного выполнения проекта с использованием в основном графических методов, методические указания ориентированы на применение современной вычислительной техники. Применение современных текстовых, графических редакторов и прикладных программ расчёта позволяют решать более сложные задачи: выбора оптимальных параметров механизмов, получения числовых значений параметров с требуемой точностью и др.; прививает навыки использования компьютерных технологий проектирования; способствует лучшему пониманию и усвоению материала курса.

В методических указаниях выполнено структурное, кинематическое и динамическое исследование кривошипно-ползунного механизма на примере механизма воздушного компрессора и проектирование зубчатой передачи с использованием аналитических и графических методов.

Исходные данные курсового проекта определяются по номеру задания сборника заданий кафедры ОКМ [1]. Расчётно-пояснительную записку оформляют согласно методическим указаниям [2, 3].

Методические указания являются образцом для написания основной части расчётно-пояснительной записки.

Вся графическая часть курсового проекта должна быть выполнена при помощи графических редакторов. Графическая документация в методическом указании выполнена с помощью чертёжно-конструкторского редактора КОМПАС-3D [4]. Графический редактор позволяет чертить *в видах с масштабом 1:1*, избавляя от пересчёта отрезков через масштабные коэффициенты. Но в методических указаниях построения объясняются с учётом масштабных коэффициентов длины и других.

Расчёты кинематики и динамики рычажных механизмов в курсовом проекте выполнены с помощью пакета прикладных программ КДАМ (кинематический и динамический анализ механизмов) кафедры ОКМ.

1 КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

1.1 Планы положений

Для механизма компрессора (рисунок 1) даны: $T = 0,05$ с; $l_{OA} = 0,1$ м; $l_{AB} = 0,3$ м; $l_{AC} = 0,075$ м; $l_{CD} = 0,31$ м – длины звеньев; $l_{AS_2} = 0,15$ м; $l_{CS_4} = 0,155$ м – положение центра масс звеньев 2 и 4.

Определяют:

$$H = 2 l_{OA} = 2 \cdot 0,1 = 0,2 \text{ м}; \quad \omega_1 = \frac{2\pi}{T} = \frac{6,2832}{0,05} = 125,66 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

$$\text{Масштаб длины } \mu_\ell = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Длину кривошипа на чертеже OA выбирают произвольно.

Длины звеньев AB, AC и CD на чертеже:

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_\ell} = \frac{0,3}{0,002} = 150 \text{ мм}; \quad AC = \frac{l_{AC}}{\mu_\ell} = \frac{0,075}{0,002} = 37,5 \text{ мм};$$

$$CD = \frac{l_{CD}}{\mu_\ell} = \frac{0,31}{0,002} = 155 \text{ мм}.$$

В масштабе μ_ℓ вычерчивают планы положений механизма в 12 рассматриваемых равностоящих положениях кривошипа (рисунок 1). За нулевое принято положение механизма, в котором звено 3 находится в крайней правой точке (в верхней мёртвой точке).

1.2 Структурный анализ

Степень подвижности механизма определяют по формуле Чебышева для плоских механизмов $W = 3n - 2p_n - p_v$, где: $n = 5$ – число подвижных звеньев механизма, $p_n = 7$ – число низших кинематических пар, $p_v = 0$ – число высших кинематических пар. Тогда $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$.

При структурном анализе начинают отделять группу Ассура второго класса наиболее отдалённую от ведущего звена, причём после отделения каждой группы оставшаяся часть должна представлять собой кинематическую цепь с тем же числом степеней свободы, что и исходный механизм. Разложение механизма на группы Ассура ведётся то тех пор, пока не останется ведущее звено и стойка. Формула строения механизма имеет вид: $1 (0,1) \rightarrow 2_{22} (2,3) \rightarrow 2_{22} (4,5)$. По классификации Ассура-Артоболевского данный механизм является механизмом 2-го класса.

Кинематическая схема механизма

$$\mu_l = 0,002 \frac{M}{MM}$$

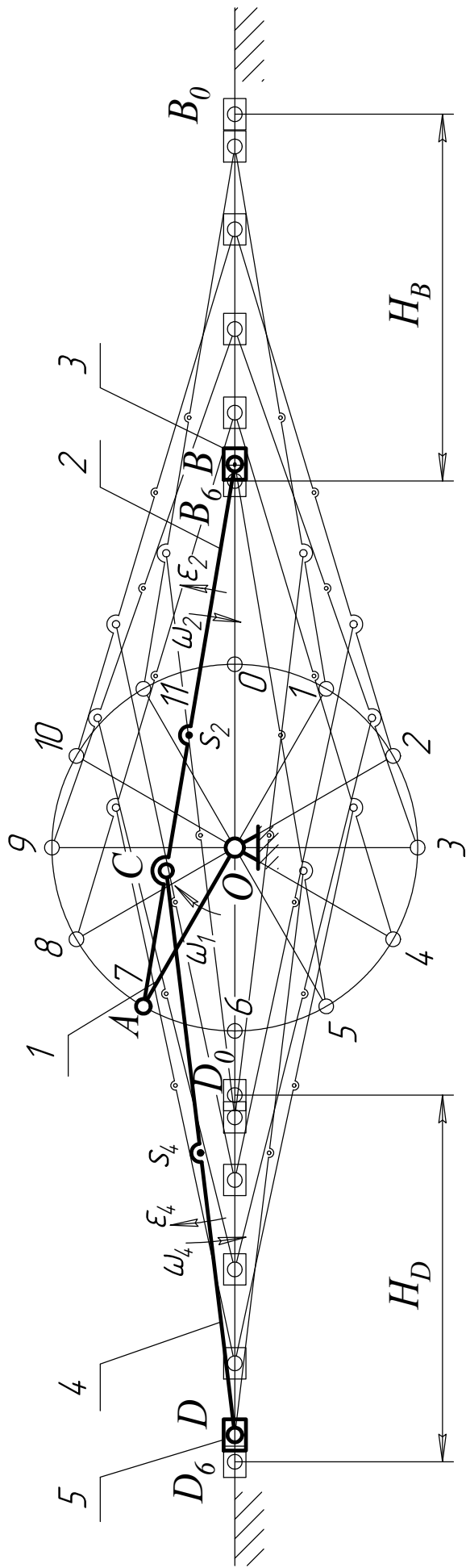
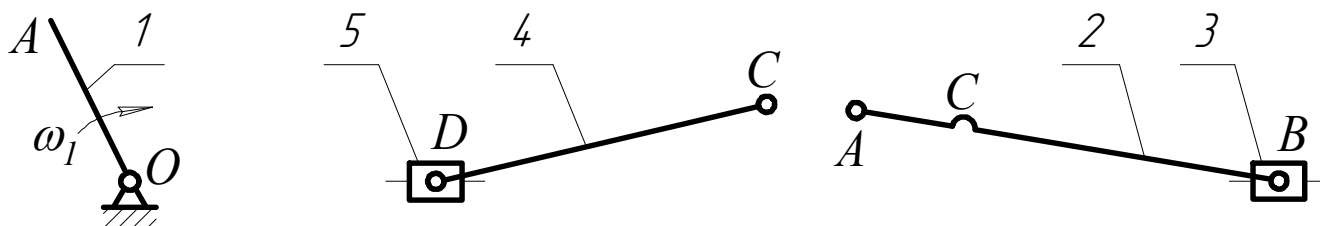


Рисунок 1

Разложение механизма на группы Ассур и входное звено показаны на [рисунке 2](#).



Механизм 1-го класса

Группа Ассур 2_{22}

Группа Ассур 2_{22}

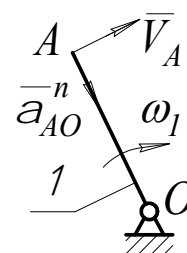
[Рисунок 2](#) – Схема разложения механизма

1.3 Планы скоростей

Кинематическое исследование механизма начинают с механизма 1-го класса. Для входного звена определяют линейную скорость точки А: $V_A = \omega_1 \ell_{OA} = 125,66 \cdot 0,1 = 12,566$ м/с.

Вектор \vec{V}_A перпендикулярен звену ОА и направлен в сторону вращения входного звена ([рисунк 3](#)).

Масштаб плана скоростей $\mu_V = \frac{V_A}{\rho_a} = \frac{12,566}{167,55} = 0,075 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$.



[Рисунок 3](#)

Длину отрезка ρ_a , изображающего на плане скоростей вектор скорости \vec{V}_A , рекомендуется брать на чертеже в диапазоне $\rho_a = 80 \div 100$ мм.

Скорости точек В и D определяют из векторных уравнений:

$$\underline{\underline{\vec{V}_B}} = \underline{\underline{\vec{V}_A}} + \underline{\underline{\vec{V}_{BA}}}; \quad \underline{\underline{\vec{V}_D}} = \underline{\underline{\vec{V}_C}} + \underline{\underline{\vec{V}_{DC}}}.$$

$$\underline{\underline{OB}} \perp \underline{\underline{OA}} \perp \underline{\underline{BA}} \quad \underline{\underline{OD}} \perp \underline{\underline{DC}}$$

В этих уравнениях одной чертой подчёркнуты векторы, известные по направлению, двумя – известные по величине и по направлению.

Скорости точки С и центров масс звеньев 2, 4 находят по теореме подобия: $\overline{ac} = \overline{ab} \frac{AC}{AB}$; $\overline{as_2} = \overline{ab} \frac{AS_2}{AB}$; $\overline{cs_4} = \overline{cd} \frac{CS_4}{CD}$.

На [рисунке 4](#) показаны планы скоростей для положений 6 и 7 механизма.

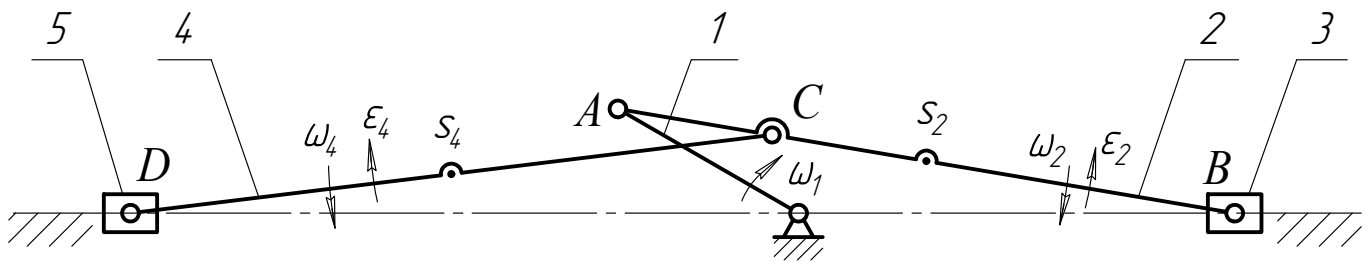
Значения линейных и угловых скоростей точек и звеньев определяют через отрезки плана скоростей:

$$V_B = \overline{pb} \cdot \mu_V; V_{BA} = \overline{ab} \cdot \mu_V; V_D = \overline{pd} \cdot \mu_V; V_{DC} = \overline{cd} \cdot \mu_V; V_C = \overline{pc} \cdot \mu_V;$$

$$V_{S_2} = \overline{ps_2} \cdot \mu_V; V_{S_4} = \overline{ps_4} \cdot \mu_V; \omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell_{AB}}; \omega_4 = \frac{V_{DC}}{\ell_{DC}}.$$

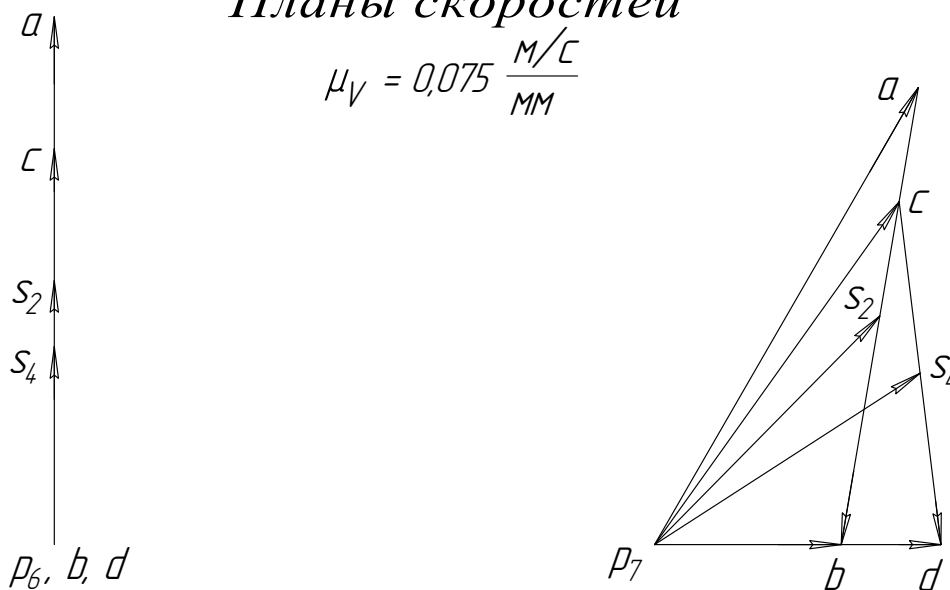
Кинематическая схема механизма

$$\mu_l = 0,002 \frac{M}{MM}$$



Планы скоростей

$$\mu_v = 0,075 \frac{M/C}{MM}$$



Планы ускорений

$$\mu_a = 9 \frac{M/C^2}{MM}$$

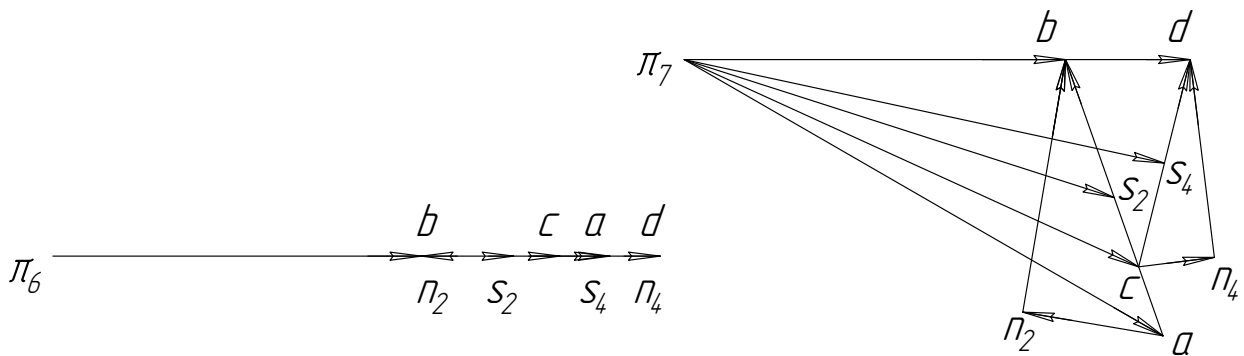


Рисунок 4

Направление угловой скорости звена 2 (4) определяют следующим образом: перемещают вектор относительной скорости \bar{V}_{BA} (\bar{V}_{DC}) в точку B (D) и рассматривают её движение относительно переносной точки A (C), которую мысленно закрепляют.

Для положения 6:

$$V_B = 0 \cdot 0,075 = 0 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = 167,55 \cdot 0,075 = 12,566 \text{ м/с};$$

$$V_C = 125,66 \cdot 0,075 = 9,425 \text{ м/с};$$

$$V_D = 0 \cdot 0,075 = 0 \text{ м/с};$$

$$V_{DC} = 125,66 \cdot 0,075 = 9,425 \text{ м/с};$$

$$V_{S_2} = 83,78 \cdot 0,075 = 6,284 \text{ м/с};$$

$$V_{S_4} = 62,83 \cdot 0,075 = 4,712 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = 12,566 / 0,30 = 41,887 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = 9,425 / 0,31 = 30,403 \text{ рад/с}.$$

Для положения 7:

$$V_B = 59,25 \cdot 0,075 = 4,444 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = 147,16 \cdot 0,075 = 11,037 \text{ м/с};$$

$$V_C = 133,69 \cdot 0,075 = 10,027 \text{ м/с};$$

$$V_D = 90,91 \cdot 0,075 = 6,818 \text{ м/с};$$

$$V_{DC} = 109,63 \cdot 0,075 = 8,222 \text{ м/с};$$

$$V_{S_2} = 101,87 \cdot 0,075 = 7,640 \text{ м/с};$$

$$V_{S_4} = 100,32 \cdot 0,075 = 7,524 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = 11,037 / 0,30 = 36,790 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = 8,222 / 0,31 = 26,523 \text{ рад/с}.$$

Результаты вычислений заносят в [таблицу 1](#).

Таблица 1 – Линейные и угловые скорости точек и звеньев

№ пол.	V_A , м/с	V_B , м/с	V_C , м/с	V_D , м/с	V_{BA} , м/с	V_{DC} , м/с	ω_2 , 1/с	ω_4 , 1/с
6	12,566	0	9,425	0	12,566	9,425	41,887	30,403
7	12,566	4,444	10,027	6,818	11,037	8,222	36,790	26,523

1.4 Планы ускорений

Определяют ускорение точки A. Так как $\omega_1 = \text{const}$, то

$$a_A = a_{AO}^n = \omega_1^2 \ell_{OA} = 125,66^2 \cdot 0,1 = 1579,0 \text{ м/с}^2.$$

Вектор нормального ускорения направлен к центру относительного вращения звена (центробежное ускорение), т.е. вдоль звена OA от точки A к точке O ([рисунок 3](#)).

$$\text{Масштаб плана ускорений } \mu_a = \frac{a_A}{\pi_a} = \frac{1579,0}{175,45} = 9 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}.$$

Длину отрезка π_a , изображающего на плане ускорений вектор ускорения a_A , рекомендуется брать на чертеже в диапазоне $\pi_a = 80 \div 100 \text{ мм}$.

Ускорения точек В и D определяют из векторных уравнений:

$$\underline{\underline{a}}_B = \underline{\underline{a}}_A + \underline{\underline{a}}_{BA}^n + \underline{\underline{a}}_{BA}^\tau \quad \text{и} \quad \underline{\underline{a}}_D = \underline{\underline{a}}_C + \underline{\underline{a}}_{DC}^n + \underline{\underline{a}}_{DC}^\tau$$

$$\|BO \quad \|OA \quad \|BA \perp BA \quad \|DO \quad \|DC \perp DC$$

Ускорение точки С находят по теореме подобия.

Величины нормальных ускорений:

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}}; \quad \overline{an}_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}; \quad a_{DC}^n = \frac{V_{DC}^2}{l_{DC}}; \quad \overline{cn}_4 = \frac{a_{DC}^n}{\mu_a}.$$

Для положения 6:

$$a_{BA}^n = 12,566^2/0,30 = 526,35 \text{ м/с}^2; \quad \overline{an}_2 = 526,35/9 = 58,48 \text{ мм};$$

$$a_{DC}^n = 9,425^2/0,31 = 286,55 \text{ м/с}^2; \quad \overline{cn}_4 = 286,55/9 = 31,84 \text{ мм}.$$

Для положения 7:

$$a_{BA}^n = 11,037^2/0,30 = 406,05 \text{ м/с}^2; \quad \overline{an}_2 = 406,05/9 = 45,12 \text{ мм};$$

$$a_{DC}^n = 8,222^2/0,31 = 218,07 \text{ м/с}^2; \quad \overline{cn}_4 = 218,07/9 = 24,23 \text{ мм}.$$

Ускорения a_{S_2} и a_{S_4} центров масс звеньев 2, 4 находят по теореме подобия.

На [рисунке 4](#) показаны планы ускорений для положений 6 и 7.

Значения полных, относительных и угловых ускорений точек и звеньев определяют через отрезки плана ускорений:

$$a_B = \overline{\pi b} \cdot \mu_a; \quad a_{BA}^\tau = \overline{n_2 b} \cdot \mu_a; \quad a_D = \overline{\pi d} \cdot \mu_a; \quad a_{DC}^\tau = \overline{n_4 d} \cdot \mu_a;$$

$$a_C = \overline{\pi c} \cdot \mu_a; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{BA}}; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^\tau}{l_{DC}}.$$

Направления угловых ускорений определяют тем же методом, что и угловые скорости (через вектор касательного ускорения относительно движения точек В и D).

Для положения 6:

$$a_B = 116,97 \cdot 9 = 1052,7 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BA}^\tau = 0 \cdot 9 = 0 \text{ м/с}^2;$$

$$a_C = 160,84 \cdot 9 = 1447,6 \text{ м/с}^2;$$

$$a_D = 192,68 \cdot 9 = 1734,1 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{DC}^\tau = 0 \cdot 9 = 0 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_2} = 146,22 \cdot 9 = 1316,0 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_4} = 176,76 \cdot 9 = 1590,8 \text{ м/с}^2;$$

Для положения 7:

$$a_B = 121,02 \cdot 9 = 1089,2 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BA}^\tau = 81,35 \cdot 9 = 732,15 \text{ м/с}^2;$$

$$a_C = 158,52 \cdot 9 = 1426,7 \text{ м/с}^2;$$

$$a_D = 160,61 \cdot 9 = 1445,5 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{DC}^\tau = 63,33 \cdot 9 = 570,0 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_2} = 143,36 \cdot 9 = 1290,2 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_4} = 155,93 \cdot 9 = 1403,4 \text{ м/с}^2;$$

$$\varepsilon_2 = 0/0,30 = 0 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = 0/0,31 = 0 \text{ рад/с}^2.$$

$$\varepsilon_2 = 732,15/0,30 = 2440,5 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = 570,0/0,31 = 1838,7 \text{ рад/с}^2.$$

Результаты вычислений заносят в **таблицу 2**.

Таблица 2 – Линейные и угловые ускорения точек и звеньев

№ пол.	$a_A,$ м/с ²	$a_B,$ м/с ²	$a_C,$ м/с ²	$a_D,$ м/с ²	$a_{S_2},$ м/с ²	$a_{S_4},$ м/с ²	$\varepsilon_2,$ 1/с ²	$\varepsilon_4,$ 1/с ²
6	1579,0	1052,7	1447,6	1734,1	1316,0	1590,8	0	0
7	1579,0	1089,2	1426,7	1445,5	1290,2	1403,4	2440,5	1838,7

1.5 Кинематические диаграммы

Кинематические диаграммы строят по результатам расчёта с использованием пакета прикладных программ КДАМ.

Результаты расчёта сводят в **таблицу 3**.

Таблица 3 – Перемещения, скорости и ускорения звеньев 3 и 5

№ пол.	$S_B,$ м	$V_B,$ м/с	$a_B,$ м/с ²	$S_D,$ м	$V_D,$ м/с	$a_D,$ м/с ²
0	0	0	2105,5	0	0	1424,2
1	0,0176	8,1227	1645,9	0,0122	5,748	1289,6
2	0,0628	12,777	527,17	0,0463	10,347	867,13
3	0,1172	12,566	-558,31	0,0951	12,566	155,73
4	0,1628	8,988	-1052	0,1463	11,419	-712,01
5	0,1908	4,444	-1089,2	0,1854	6,818	-1445,5
6	0,2	0	-1052,8	0,2	0	-1734,1
7	0,1908	-4,444	-1089,2	0,1854	-6,818	-1445,5
8	0,1628	-8,988	-1052	0,1463	-11,419	-712,01
9	0,1172	-12,566	-558,31	0,0951	-12,566	155,73
10	0,0628	-12,777	-527,17	0,0463	-10,347	867,13
11	0,0176	-8,1227	1645,9	0,0122	-5,748	1289,6
12	0	0	2105,5	0	0	1424,2

Диаграммы для звеньев 3 и 5 показаны на **рисунке 5**.

Примечание. С увеличением числа рассматриваемых положений входного звена увеличивается точность нахождения экстремальных точек на графиках скоростей и ускорений, поэтому диаграммы рассчитаны и построены для 36 равностоящих положений кривошипа.

Масштаб по углу поворота входного звена

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{x} = \frac{6,2832}{240} = 0,0262 \frac{\text{рад}}{\text{мм}},$$

где \bar{x} – отрезок в мм на диаграммах, соответствующий полному углу поворота кривошипа, рекомендуется брать $\bar{x} = 180 \div 240$ мм.

Кинематические диаграммы

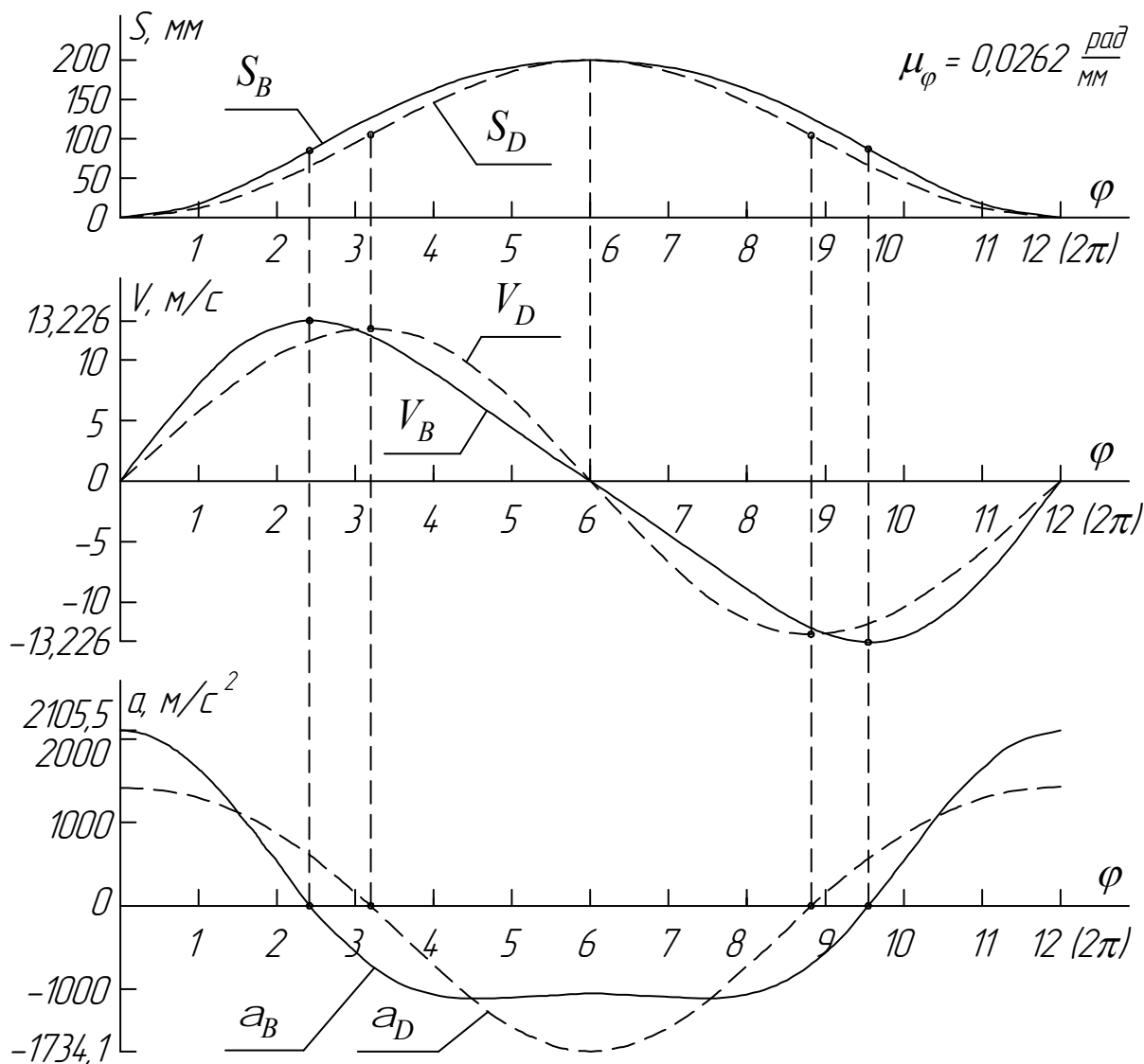


Рисунок 5

На диаграммах необходимо найти и соединить вертикальными линиями характерные точки (точку перегиба → экстремум → ноль).

Примечание. Для кинематического анализа программа КДАМ рассчитывает значения перемещений, линейных, угловых скоростей и ускорений любых звеньев или отдельных точек механизма. Найдены максимальные значения: $V_{B\max} = 13,226$ м/с; $V_{D\max} = 12,587$ м/с; $a_{B\max} = 2105,5$ м/с²; $a_{D\max} = 1734,1$ м/с², $\omega_{2\max} = 41,888$ рад/с; $\varepsilon_{2\max} = 5583,1$ рад/с²; $\omega_{4\max} = 30,403$ рад/с; $\varepsilon_{4\max} = 3937,5$ рад/с².

1.6 Сравнительный анализ результатов

Отличие результатов графоаналитического метода (метода планов) и аналитического метода оценивают погрешностью:

$$\Delta_V = \frac{|V_{гр} - V_{ан}|}{0,5|V_{гр} + V_{ан}|} 100\% \quad \text{и} \quad \Delta_a = \frac{|a_{гр} - a_{ан}|}{0,5|a_{гр} + a_{ан}|} 100\%.$$

Аналогично для угловой скорости и углового ускорения. Сравнение результатов сводят в [таблицы 4 и 5](#).

Таблица 4 – Оценка погрешностей определения линейных скоростей и ускорений

№ пол.	Метод	V_B , м/с	a_B , м/с ²	V_D , м/с	a_D , м/с ²
6	графоаналитический	0	1052,7	0	1734,1
	аналитический	0	1052,8	0	1734,1
	погрешность, %	0	0	0	0
7	графоаналитический	4,444	1089,2	6,818	1445,5
	аналитический	4,444	1089,2	6,818	1445,5
	погрешность, %	0	0	0	0

Таблица 5 – Оценка погрешностей определения угловых скоростей и ускорений

№ пол.	Метод	ω_2 , 1/с	ε_2 , 1/с ²	ω_4 , 1/с	ε_4 , 1/с ²
6	графоаналитический	-41,887	0	30,403	0
	аналитический	-41,888	0	30,403	0
	погрешность, %	0	0	0	0
7	графоаналитический	-36,790	2440,5	26,524	-1838,7
	аналитический	-36,791	2440,4	26,524	-1838,6
	погрешность, %	0	0	0	0

Погрешность во всех случаях ниже предельно допустимой ($\leq 5\%$). Погрешность в 0 % получена в результате тщательных построений с помощью графического редактора «КОМПАС» и с использованием в расчётах и построениях не менее 8 значащих цифр.

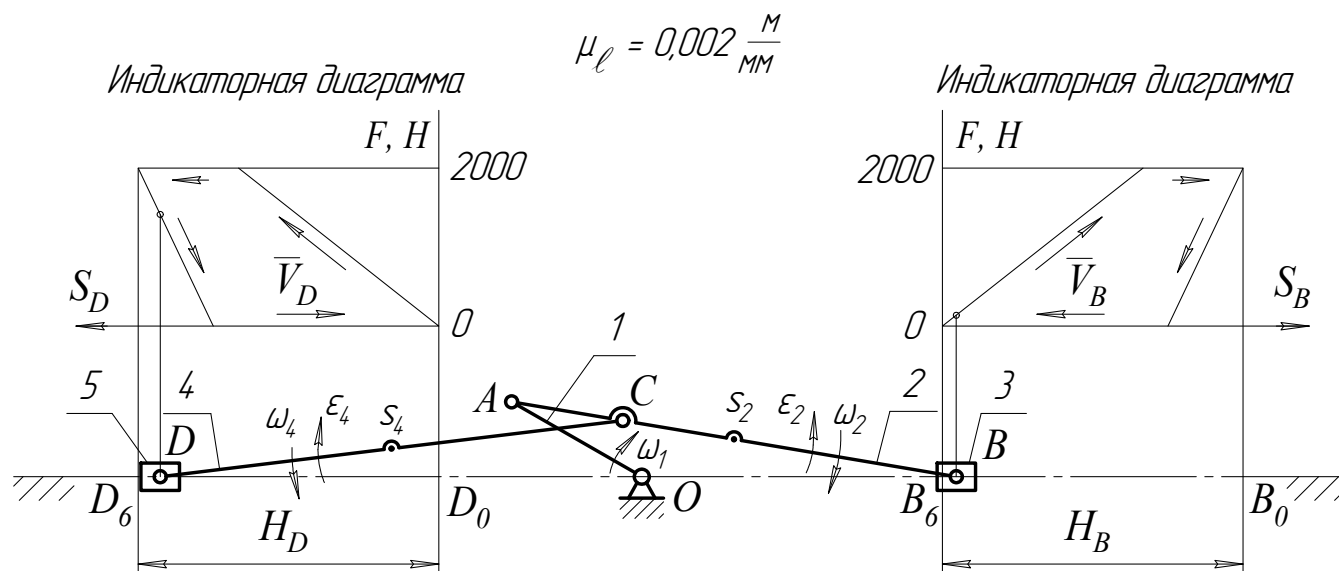
Примечание. Программа КДАМ рассчитывает угловые скорости и ускорения с учетом их направления (знак плюс соответствует направлению против хода часовой стрелки), поэтому при оценке погрешностей необходимо учитывать направления угловых скоростей и ускорений.

2 КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

2.1 Определение нагрузок механизма

Для механизма компрессора (рисунок 6) даны: $m_1 = 0$ кг; $m_2 = 1,5$ кг; $m_3 = 0,6$ кг; $m_4 = 1,55$ кг; $m_5 = 0,6$ кг; $F_{\max} = 2000$ Н; $J_{S_2} = 0,0135$ кг·м²; $J_{S_4} = 0,015$ кг·м²; $d_{\text{ц}} = 40 \div 50$ мм; $f = 0,05 \div 0,1$.

Кинематическая схема механизма



Силы сопротивления \bar{F}_{C_3} и \bar{F}_{C_5} определяют по индикаторной диаграмме. Находят совпадение направления вектора скорости поршня с направлением стрелки на индикаторной диаграмме (рисунок 6). В правом цилиндре для расчётного положения происходит процесс сжатия $F_{C_3} = 500$ Н, в левом – процесс выравнивания давления в полости цилиндра и атмосферного $F_{D_5} = 1000$ Н (величины сил берут из расчёта).

2.2 Кинетостатика структурных групп

Кинетостатика механизмов занимается решением двух задач: определением усилий (реакций) в кинематических парах и определением уравновешивающих сил. Кинетостатический (силовой) расчёт каждой группы Ассуря проводят в отдельности, так как группа Ассуря является статической определимой системой. Силовой расчёт механизма начинают с группы Ассуря, наиболее удалённой от входного звена, т. е. группы 2₂₂ (звенья 4, 5). На основе принципа Даламбера рассматривают равновесие сил группы, прикладывая к ней: \bar{G}_4, \bar{G}_5 – силы тяжести, \bar{F}_{D_5} – силу давления, $\bar{F}_{и4}, \bar{F}_{и5}$ – силы инерции, $T_{и4}$ – момент сил инерции, $\bar{R}_{24}, \bar{R}_{05}$ – реакции в кинематических парах, как действие отброшенных связей.

Величины сил:

$$G_4 = m_4 g = 1,55 \cdot 9,81 = 15,21 \text{ Н}; \quad G_5 = m_5 g = 0,6 \cdot 9,81 = 5,89 \text{ Н};$$

$$F_{и4} = m_4 a_{S_4} = 1,55 \cdot 1403,3 = 2175,1 \text{ Н};$$

$$F_{и5} = m_5 a_D = 0,6 \cdot 1445,5 = 867,3 \text{ Н};$$

$$T_{и4} = J_{S_4} \varepsilon_4 = 0,015 \cdot 1838,6 = 27,579 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величина ускорения a_{S_4} взята из таблицы 2, величины ускорений a_D и ε_4 взяты из расчётов по программе КДАМ.

Силы инерции $\bar{F}_{и4}, \bar{F}_{и5}$ и момент сил инерции $T_{и4}$ направлены противоположно соответственно векторам \bar{a}_{S_4}, \bar{a}_D и ε_4 .

Силу инерции $\bar{F}_{и4}$ и момент сил инерции $T_{и4}$ приводят к одной результирующей силе. Заменяют момент $T_{и4}$ парой сил $T_{и4} = F_{и4} \cdot h_4$.

$$\text{Плечо силы: } h_4 = \frac{T_{и4}}{F_{и4}} = \frac{27,579}{2175,1} = 0,0127 \text{ м}; \quad \bar{h}_4 = \frac{h_4}{\mu_\ell} = \frac{0,0127}{0,002} = 6,34 \text{ мм}.$$

Силу $\bar{F}_{и4}$ следует переносить так, чтобы она создавала момент относительно точки S_4 , направленный в ту же сторону, что и момент $T_{и4}$ (рисунок 7). Точку пересечения линии действия силы $\bar{F}_{и4}$ со звеном CD обозначают через K_4 (центр качания).

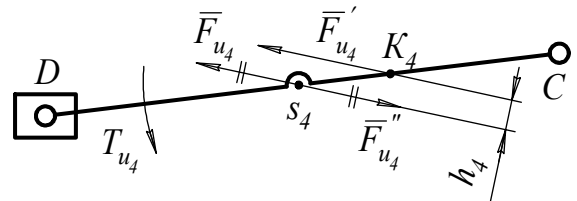


Рисунок 7

Схема нагружения группы Ассура $2_{22} (4,5)$ показана на рисунке 8.

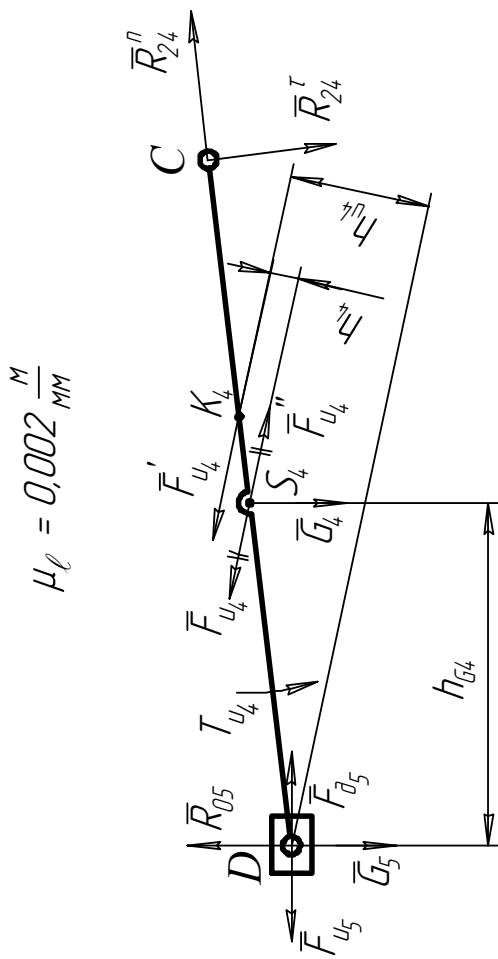
Неизвестные силы: $\bar{R}_{24}^\tau, \bar{R}_{24}^n, \bar{R}_{05}$. Векторное уравнение решается с двумя неизвестными, поэтому одну из неизвестных сил необходимо определить аналитически. Реакцию \bar{R}_{24}^τ находят из условия равновесия звена 4 ($\sum M_D = 0$) полагая, что $\bar{R}_{24}^\tau \perp CD$. Перед составлением уравнения равновесия задаются направлением реакции \bar{R}_{24}^τ . Тогда

$$R_{24}^\tau \overline{CD} + G_4 \bar{h}_{G_4} - F_{и4} \bar{h}_{и4} = 0;$$

$$R_{24}^\tau = \frac{-G_4 \bar{h}_{G_4} + F_{и4} \bar{h}_{и4}}{\overline{CD}} = \frac{-15,21 \cdot 0,1539 + 2175,1 \cdot 0,0635}{0,31} = 438,0 \text{ Н}.$$

В формулу подставлены истинные размеры с «электронного» чертежа в метрах.

Схема нагружения группы Ассура 2₂₂ (4,5)



План сил группы Ассура 2₂₂ (4,5)

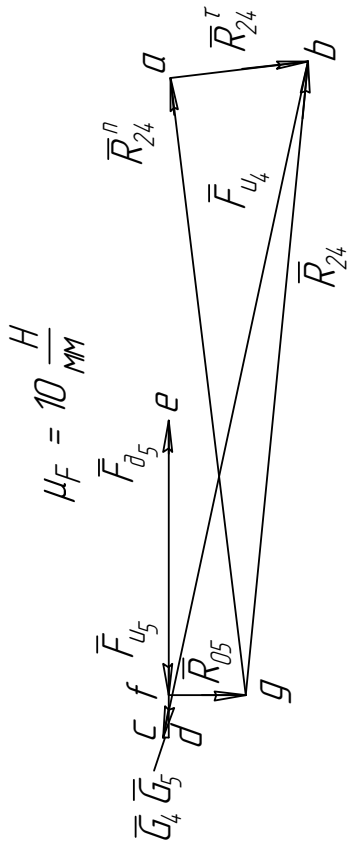
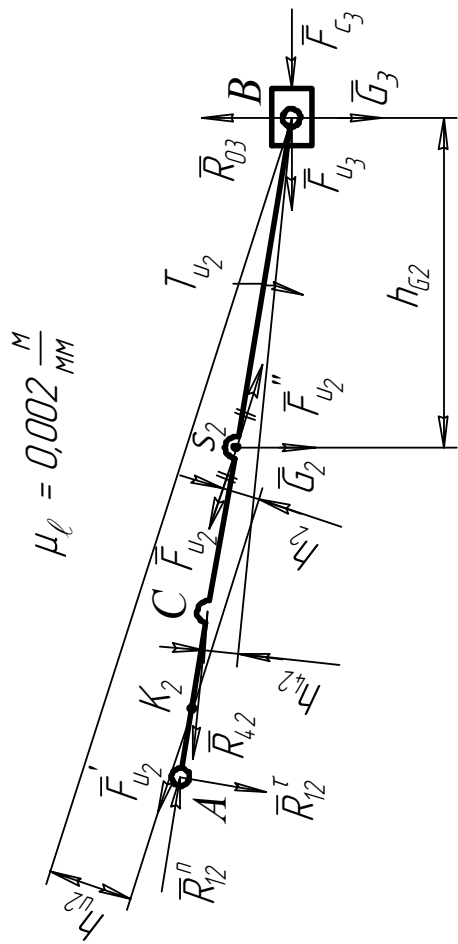


Схема нагружения группы Ассура 2₂₂ (2,3)



План сил группы Ассура 2₂₂ (2,3)

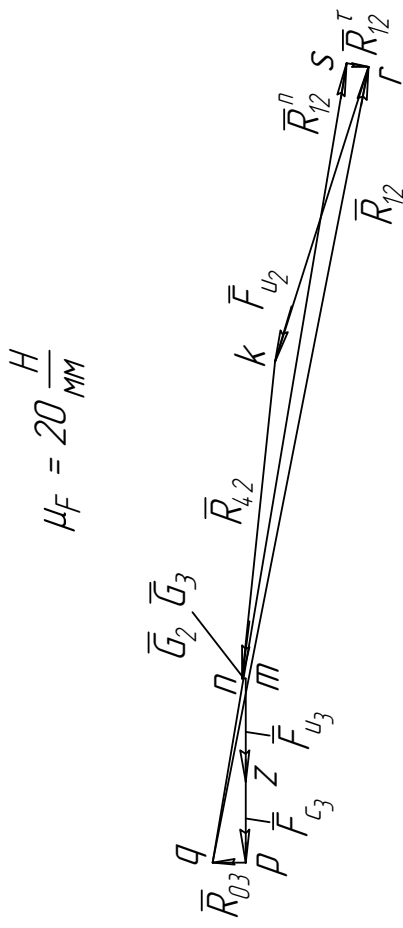


Рисунок 8

Если величина силы \overline{R}_{24}^τ получилась отрицательной, то первоначальное направление выбрано неверно и поэтому на схеме нагружения необходимо сменить знак действия силы \overline{R}_{24}^τ на противоположный.

Составляют векторное уравнение, причем одну неизвестную силу следует записывать первой, а вторую – последней, и сгруппировать вместе все силы, действующие на одно звено, а затем на другое:

$$\overline{R}_{24}^n + \overline{R}_{24}^\tau + \overline{F}_{и4} + \overline{G}_4 + \overline{G}_5 + \overline{F}_{д5} + \overline{F}_{и5} + \overline{R}_{05} = 0.$$

$$\parallel CD \qquad \perp OD$$

Начинают строить векторный многоугольник сил, начиная с силы \overline{R}_{24}^τ . Направление действия сил $\overline{R}_{24}^n, \overline{R}_{05}$ определяют из условия, что многоугольник сил должен быть замкнутым.

Масштаб плана сил выбирают исходя из максимальной силы в группе, например, для расчетного положения $\mu_F = \frac{F_{и4}}{bc} = \frac{2175,1}{217,51} = 10 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

План сил для группы Ассур 2₂₂ (4,5) показан на [рисунке 8](#).

Построением плана сил определяют реакции: $\overline{R}_{05}, \overline{R}_{24}^n, \overline{R}_{24}^\tau, \overline{R}_{54}$.

$$\overline{R}_{24} = \overline{R}_{24}^n + \overline{R}_{24}^\tau.$$

Реакцию во внутренней кинематической паре \overline{R}_{54} определяют из условия равновесия звена 4

([рисунк 9](#)):

$$\overline{R}_{24} + \overline{F}_{и4} + \overline{G}_4 + \overline{R}_{54} = 0.$$

Значения сил определяют через отрезки плана сил:

$$R_{24} = \overline{gb} \cdot \mu_F = 200,33 \cdot 10 = 2003,3 \text{ Н};$$

$$R_{05} = \overline{fg} \cdot \mu_F = 24,491 \cdot 10 = 244,91 \text{ Н};$$

$$R_{54} = \overline{dg} \cdot \mu_F = 27,855 \cdot 10 = 278,55 \text{ Н}.$$

Рассматривают равновесие группы Ассур 2₂₂ (2,3) и прикладывают к ней: $\overline{G}_2, \overline{G}_3$ – силы тяжести, $\overline{F}_{с3}$ – силу сопротивления, $\overline{F}_{и2}, \overline{F}_{и3}$ – силы инерции, $T_{и2}$ – момент сил инерции, $\overline{R}_{12}, \overline{R}_{03}, \overline{R}_{42} (-\overline{R}_{24})$ – реакции в кинематических парах.

Определяют:

$$G_2 = m_2 g = 1,5 \cdot 9,81 = 14,72 \text{ Н}; \quad G_3 = m_3 g = 0,6 \cdot 9,81 = 5,89 \text{ Н};$$

$$F_{и2} = m_2 a_{S2} = 1,5 \cdot 1290,3 = 1935,5 \text{ Н};$$

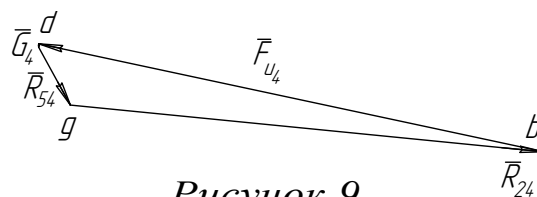


Рисунок 9

$$F_{и3} = m_3 a_B = 0,6 \cdot 1089,2 = 653,52 \text{ Н};$$

$$T_{и2} = J_{S2} \varepsilon_2 = 0,0135 \cdot 2440,4 = 32,945 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Величина ускорения a_{S2} взята из таблицы 2 (из плана ускорений), величины ускорений a_B и ε_2 взяты из расчётов по программе КДАМ.

Силы инерции $\bar{F}_{и2}, \bar{F}_{и3}$ и момент сил инерции $T_{и2}$ направлены противоположно соответственно векторам \bar{a}_{S2}, \bar{a}_B и ε_2 .

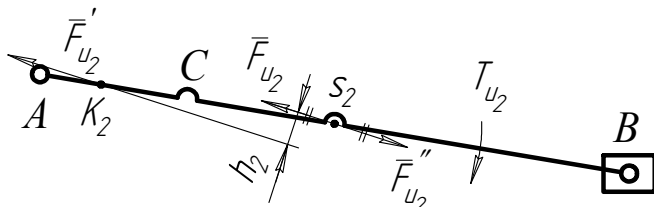


Рисунок 10

Плечо силы (рисунок 10):

$$h_2 = \frac{T_{и2}}{F_{и2}} = \frac{32,945}{1935,5} = 0,0170 \text{ мм};$$

$$\bar{h}_2 = \frac{h_2}{\mu_\ell} = \frac{0,0170}{0,002} = 8,5 \text{ мм}.$$

Схема нагружения группы Ассур $2_{22} (4,5)$ показана на рисунке 8.

Неизвестные силы: $\bar{R}_{12}^\tau, \bar{R}_{12}^n, \bar{R}_{03}$. Векторное уравнение решается с двумя неизвестными, поэтому одну из неизвестных сил необходимо определить аналитически. Реакцию \bar{R}_{12}^τ находят из условия равновесия звена 2 ($\sum M_B = 0$) полагая, что $\bar{R}_{12}^\tau \perp AB$. Тогда

$$R_{12}^\tau \overline{AB} + G_2 \bar{h}_{G_2} - F_{и2} \bar{h}_{и2} + R_{42} \bar{h}_{42} = 0;$$

$$R_{12}^\tau = \frac{-G_2 \bar{h}_{G_2} + F_{и2} \bar{h}_{и2} - R_{42} \bar{h}_{42}}{\overline{AB}} =$$

$$= \frac{-14,72 \cdot 0,148 + 1935,5 \cdot 0,0385 - 2003,3 \cdot 0,0145}{0,3} = 144,30 \text{ Н}.$$

Составляют векторное уравнение:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^\tau + \bar{F}_{и2} + \bar{R}_{42} + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{F}_{и3} + \bar{F}_{C3} + \bar{R}_{03} = 0.$$

$\parallel AB$

$\perp OB$

Масштаб плана сил выбирают исходя из максимальной силы в группе, например, для расчётного положения $\mu_F = \frac{R_{42}}{gb} = \frac{2003,3}{100,165} = 20 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

План сил для группы Ассур $2_{22} (2,3)$ показан на рисунке 8.

Построением плана сил определяют реакции $\bar{R}_{03}; \bar{R}_{12}^n; \bar{R}_{12}^\tau; \bar{R}_{32}$:

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^\tau;$$

Реакцию во внутренней кинематической паре \bar{R}_{32} определяют из условия равновесия звена 2

(рисунок 11)

$$\bar{R}_{12} + \bar{F}_{и2} + \bar{R}_{42} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{32} = 0.$$

Определяют значения сил:

$$R_{12} = \bar{q}r \cdot \mu_F = 254,28 \cdot 20 = 5085,7 \text{ Н};$$

$$R_{03} = \bar{p}q \cdot \mu_F = 10,392 \cdot 20 = 207,83 \text{ Н};$$

$$R_{32} = \bar{m}q \cdot \mu_F = 586,04 \cdot 20 = 1172,1 \text{ Н}.$$

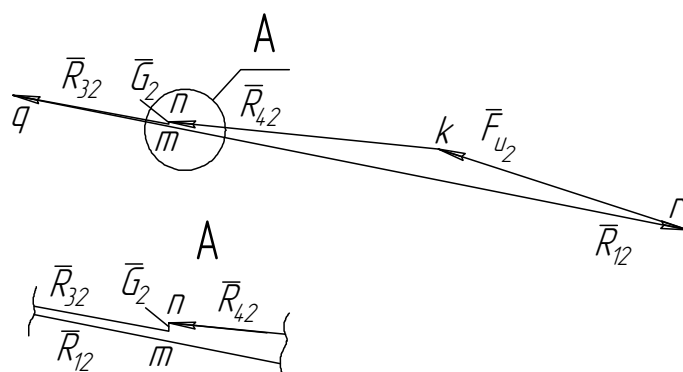


Рисунок 11

2.3 Кинетостатика входного звена

Рассматривают равновесие входного звена и прикладывают к нему реакции \bar{R}_{21} , \bar{R}_{01} и момент $M_{ур}$, по условию $\bar{G}_1 = 0$ и $T_{и1} = 0$. Схема нагружения входного звена показана на рисунке 12.

$$M_{ур} = R_{21} h_{R21} = 5085,7 \cdot 0,0323 = 164,27 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Через масштабы $h_{R21} = \bar{h}_{R21} \cdot \mu_\ell$.

Уравновешивающий момент рассчитывают с использованием пакета прикладных программ КДАМ. Результаты расчёта сводят в таблицу 5.

Схема нагружения входного звена

$$\mu_\ell = 0,002 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$$

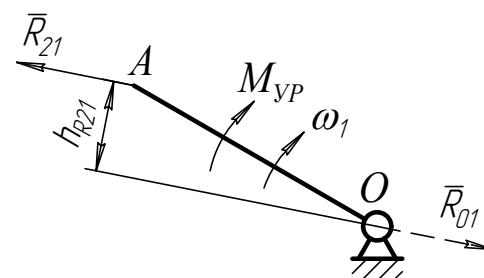


Рисунок 12

Таблица 5 – Уравновешивающий момент

№ пол.	$M_{ур}$, Н·м	№ пол.	$M_{ур}$, Н·м
0	1,306	6	-1,306
1	-234,90	7	-164,30
2	-298,55	8	-313,25
3	-85,224	9	-214,78
4	58,682	10	14,167
5	90,098	11	149,65

Диаграмма уравновешивающего момента на входном звене показана на рисунке 13. Определены экстремальные значения уравновешивающего момента в 8-м и 11-м положениях.

Примечание. Отрицательные значения уравновешивающего момента говорят о том, что в этих положениях к механизму компрессора нужно приложить движущий момент. При положительных значениях уравновешивающего момента – избыточная энергия переходит на маховик.

Диаграмма уравнивающего момента

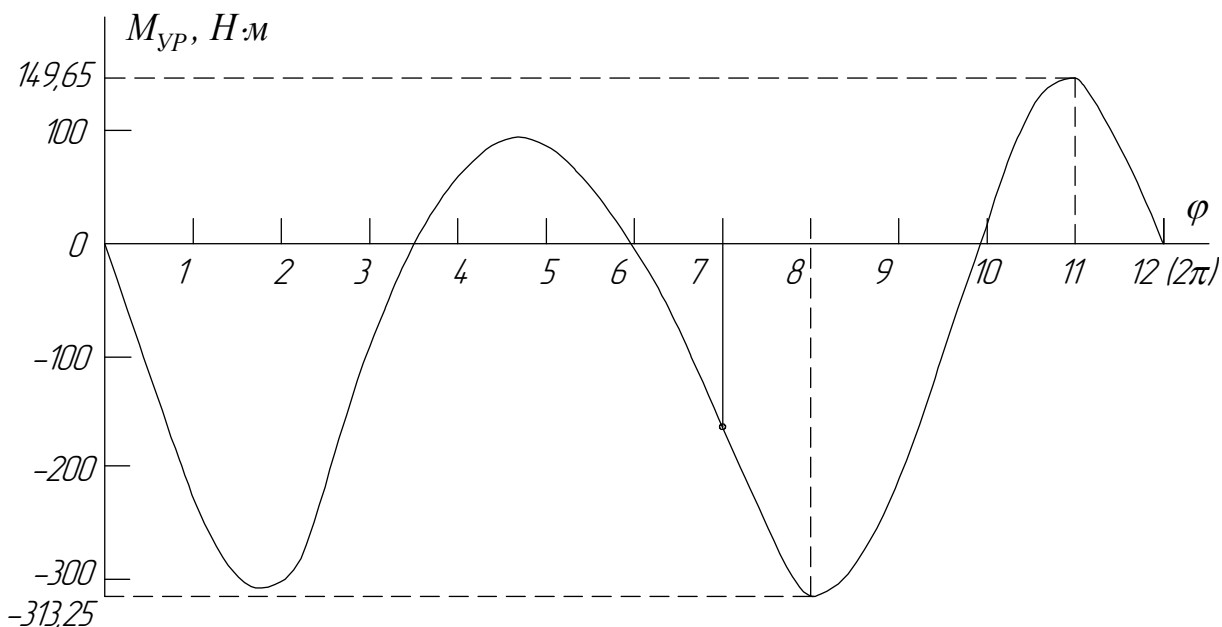


Рисунок 13

2.4 Сравнительный анализ результатов

Отличие результатов графоаналитического метода (метода планов сил) и аналитического метода оценивают погрешностью

$$\Delta = \frac{|M_{yp}^{гр} - M_{yp}^{ан}|}{0,5 |M_{yp}^{гр} + M_{yp}^{ан}|} 100\% = \frac{164,30 - 164,27}{0,5 (164,30 + 164,27)} 100\% = 0,02\%.$$

Погрешность ниже предельно допустимой ($\leq 5\%$).

2.5 Потери на трение и КПД механизма

Определяют полную мгновенную мощность потерь на трение в кинематических парах механизма с идеальными связями:

$$P_{тр} = P_{трO}^{вр} + P_{трA}^{вр} + P_{трB}^{п} + P_{трB}^{вр} + P_{трC}^{вр} + P_{трD}^{п} + P_{трD}^{вр};$$

$$P_{тр}^{вр} = f R_{ik} \frac{d}{2} \omega_i; \quad P_{тр}^{п} = f R_{0i} V_i.$$

В точках А и С берут относительную угловую скорость $\omega_{ik} = \omega_i \pm \omega_k$, знак «плюс» берётся, если угловые скорости разного знака, а знак «минус» – если одного знака.

Мгновенный коэффициент полезного действия механизма для расчётного положения определяют:

$$T_{тр}^{пр} = \frac{P_{тр}}{\omega_1}; \quad \eta = \frac{M_{yp}}{M_{yp} + T_{тр}^{пр}}.$$

3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Передаточные отношения

Для механизма редуктора (рисунок 14) даны: $u_{1H}^{(3)} = 6,56$ – передаточное отношение планетарной ступени; $m_{пл} = 5,0$ мм – модуль планетарной ступени; колёса планетарной ступени нарезаны без смещения; $u_{45} = 2,0$ – передаточное отношение простой ступени; $m_{пр} = 6,0$ мм – модуль простой ступени; $a_w = 130$ мм – межосевое расстояние простой ступени; $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1,0$, $c^* = 0,25$ – параметры стандартного зацепления.

Зубчатая передача – двухступенчатая, состоящая из планетарной (колёса 1, 2, 3 и водило Н) и простой (колеса 4, 5) ступеней. Общее передаточное отношение передачи $u_{15} = u_{1H}^{(3)} u_{45} = 6,56(-2,0) = -13,12$.

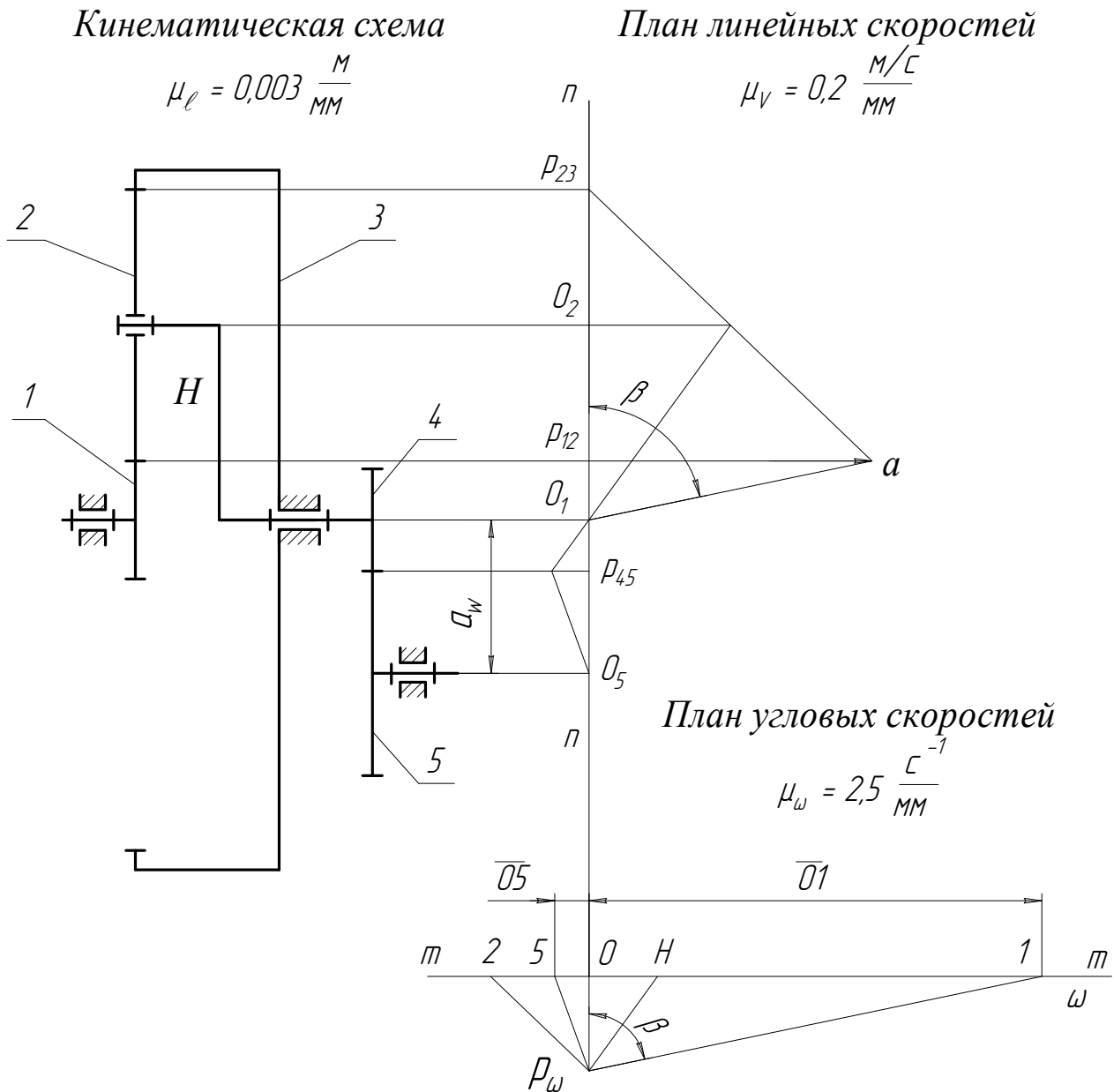


Рисунок 14

3.2 Расчёт простой ступени

3.2.1 Подбор чисел зубьев простой ступени

Числа зубьев простой передачи определяют из уравнения для межцентрового расстояния $a_w = \frac{m_{\text{пр}}(z_4 + z_5) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}$. Допускают $\alpha \approx \alpha_w$;

$$z_{\Sigma} = z_4 + z_5 \leq \frac{2a_w}{m_{\text{пр}}}; \quad z_{\Sigma} \leq \frac{2 \cdot 130}{6} = 43,3; \quad z_4 = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u_{45}} = \frac{43,3}{1 + 2} = 14,4; \quad \text{числа}$$

зубьев округляют в меньшую сторону – $z_4 = 14$; $z_5 = u_{45} \cdot z_4 = 2 \cdot 14 = 28$. Число зубьев у шестерни во всех заданиях получается $z_4 < 17$, поэтому зубчатые колёса простой ступени, чтобы не произошло подрезания, должны быть изготовлены со смещением инструмента.

Проверка: $z_{\Sigma} \geq z_4 + z_5$; $43,3 \geq 14 + 28 = 42$. Разница между z_{Σ} и суммой z_4 , z_5 не должна превышать 2, иначе необходимо изменить u_{45} .

По этим данным проводят расчёт на компьютере.

3.2.2 Расчёт геометрии зацепления

Определяют коэффициенты смещения для шестерни и колеса. При назначении коэффициентов смещения для любой передачи должны быть выполнены следующие три условия: 1) отсутствие подрезания; 2) отсутствие заострения ($s_a \geq 0,3 m$); 3) непрерывность зацепления ($\varepsilon_{\alpha} \geq 1,05$).

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{m_{\text{пр}}(z_4 + z_5) \cos \alpha}{2a_w} \right) = \arccos \left(\frac{6(14 + 28) \cos 20^\circ}{2 \cdot 130} \right) = 0,42563;$$

$$\text{inv } \alpha_w = \text{tg } \alpha_w - \alpha_w = 0,45334 - 0,42563 = 0,02771; \quad \alpha_w = 24,387^\circ;$$

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha = 0,36397 - 0,34907 = 0,01490; \quad \alpha = 20^\circ;$$

$$x_{\Sigma} = x_4 + x_5 = \frac{(z_4 + z_5)(\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha)}{2 \text{tg } \alpha} = \frac{(14 + 28)(0,02771 - 0,01490)}{2 \cdot 0,3640} = 0,7390;$$

$$x_{4\text{min}} = \frac{17 - z_4}{17} = \frac{17 - 14}{17} = 0,1765 \text{ мм}; \quad x_5 = x_{\Sigma} - x_4 = 0,7390 - 0,1765 = 0,5625.$$

Определяют диаметры окружностей и толщины зубьев:

$$p = \pi m_{\text{пр}} = 3,1416 \cdot 6 = 18,850 \text{ мм}; \quad p_B = p \cos \alpha = 18,85 \cdot 0,9397 = 17,713 \text{ мм};$$

$$d_4 = m_{\text{пр}} z_4 = 6 \cdot 14 = 84 \text{ мм}; \quad d_5 = m_{\text{пр}} z_5 = 6 \cdot 28 = 168 \text{ мм};$$

$$d_{b4} = d_4 \cos \alpha = 84 \cdot 0,9397 = 78,934 \text{ мм}; \quad d_{b5} = d_5 \cos \alpha = 168 \cdot 0,9397 = 157,87 \text{ мм};$$

$$d_{w4} = d_{b4} / \cos \alpha_w = 78,934 / 0,9108 = 86,667 \text{ мм};$$

$$d_{w5} = d_{b5} / \cos \alpha_w = 157,87 / 0,9108 = 173,333 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2(h_a^* + c^*) m_{\text{пр}} + 2 x_4 m_{\text{пр}} = 84 - 2 \cdot 1,25 \cdot 6 + 2 \cdot 0,1765 \cdot 6 = 71,118 \text{ мм};$$

$$d_{f5} = d_5 - 2(h_a^* + c^*) m_{\text{пр}} + 2 x_5 m_{\text{пр}} = 168 - 2 \cdot 1,25 \cdot 6 + 2 \cdot 0,5625 \cdot 6 = 159,75 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = 2 a_w - d_{f5} - 2 c^* m_{\text{пр}} = 2 \cdot 130 - 159,75 - 2 \cdot 0,25 \cdot 6 = 97,250 \text{ мм};$$

$$d_{a5} = 2 a_w - d_{f4} - 2 c^* m_{\text{пр}} = 2 \cdot 130 - 71,118 - 2 \cdot 0,25 \cdot 6 = 185,88 \text{ мм};$$

$$s_4 = 0,5 p + 2 x_4 m_{\text{пр}} \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot 18,85 + 2 \cdot 0,1765 \cdot 6 \cdot 0,3640 = 10,196 \text{ мм};$$

$$s_5 = 0,5 p + 2 x_5 m_{\text{пр}} \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot 18,85 + 2 \cdot 0,5625 \cdot 6 \cdot 0,3640 = 11,882 \text{ мм};$$

$$s_{b4} = d_{b4} (s_4/d_4 + \operatorname{inv} \alpha) = 78,934 (10,196/84 + 0,01490) = 10,757 \text{ мм};$$

$$s_{b5} = d_{b5} (s_5/d_5 + \operatorname{inv} \alpha) = 157,87 (11,882/168 + 0,01490) = 13,518 \text{ мм};$$

$$\cos \alpha_{a4} = d_{b4}/d_{a4} = 78,934/97,250 = 0,8117; \alpha_{a4} = 0,6238; \operatorname{inv} \alpha_{a4} = 0,09586;$$

$$\cos \alpha_{a5} = d_{b5}/d_{a5} = 157,87/185,88 = 0,8493; \alpha_{a5} = 0,5562; \operatorname{inv} \alpha_{a5} = 0,06545;$$

$$s_{a4} = d_{a4} (s_4/d_4 + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a4}) = 97,250 (10,196/84 + 0,0149 - 0,09586) = 3,9306 \text{ мм};$$

$$s_{a5} = d_{a5} (s_5/d_5 + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a5}) = 185,88 (11,882/168 + 0,0149 - 0,06545) = 3,7507 \text{ мм}.$$

Проверка: $s_{\text{amin}} = 0,3 m = 0,3 \cdot 6 = 1,8 \text{ мм}; s_{a4} > s_{\text{amin}}; s_{a5} > s_{\text{amin}}.$

$$s_{w4} = d_{w4} (s_4/d_4 + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w) = 86,667 (10,196/84 + 0,0149 - 0,02771) = 9,4092 \text{ мм};$$

$$s_{w5} = d_{w5} (s_5/d_5 + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w) = 173,333 (11,882/168 + 0,0149 - 0,02771) = 10,039 \text{ мм}.$$

По полученным размерам вычерчивают *беззазорное однопарное зацепление* в следующей последовательности (геометрия зубчатого зацепления показана на [рисунке 15](#)):

- определяют масштаб из условия, что высота зуба ($h = 2,25 m$) на чертеже должна быть не менее 40 – 50 мм;
- наносят дуги основных окружностей и проводят линию зацепления N_1N_2 , (линия зацепления – касательная к основным окружностям);
- проводят начальные окружности (они должны касаться друг друга в полюсе зацепления), затем проводят остальные окружности;
- из полюса зацепления W откладывают толщины зубьев s_{w4} и s_{w5} , через середину этих дуг проводят ось симметрии; от оси симметрии по соответствующим окружностям откладывают половину толщины зуба, через полученные точки проводят эвольвенты; определяют угловой шаг ($\tau = 360/z$; $\tau_4 = 25,714^\circ$; $\tau_5 = 12,857^\circ$) и достраивают до трёх пар зубьев, профиль зуба и впадину скругляют радиусом $\rho_f = 0,38 m$;
- если $d_f < d_b$, то неэвольвентную часть профиля зуба изображают прямой параллельной оси зуба;
- находят активный участок линии зацепления АВ (пересечение линии зацепления с окружностями вершин зубьев) и активные участки профилей зубьев a_1p_1 и a_2p_2 , проводя дуги окружностей из точек А и В;
- из точек А и В проводят эвольвенты, показывающие начало и конец зацепления одной пары зубьев, дуги на начальной окружности e_1c_1 и e_2c_2 дают угол торцевого перекрытия φ_α .

Геометрия зубчатого зацепления

$$\mu_\rho = 0,00025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

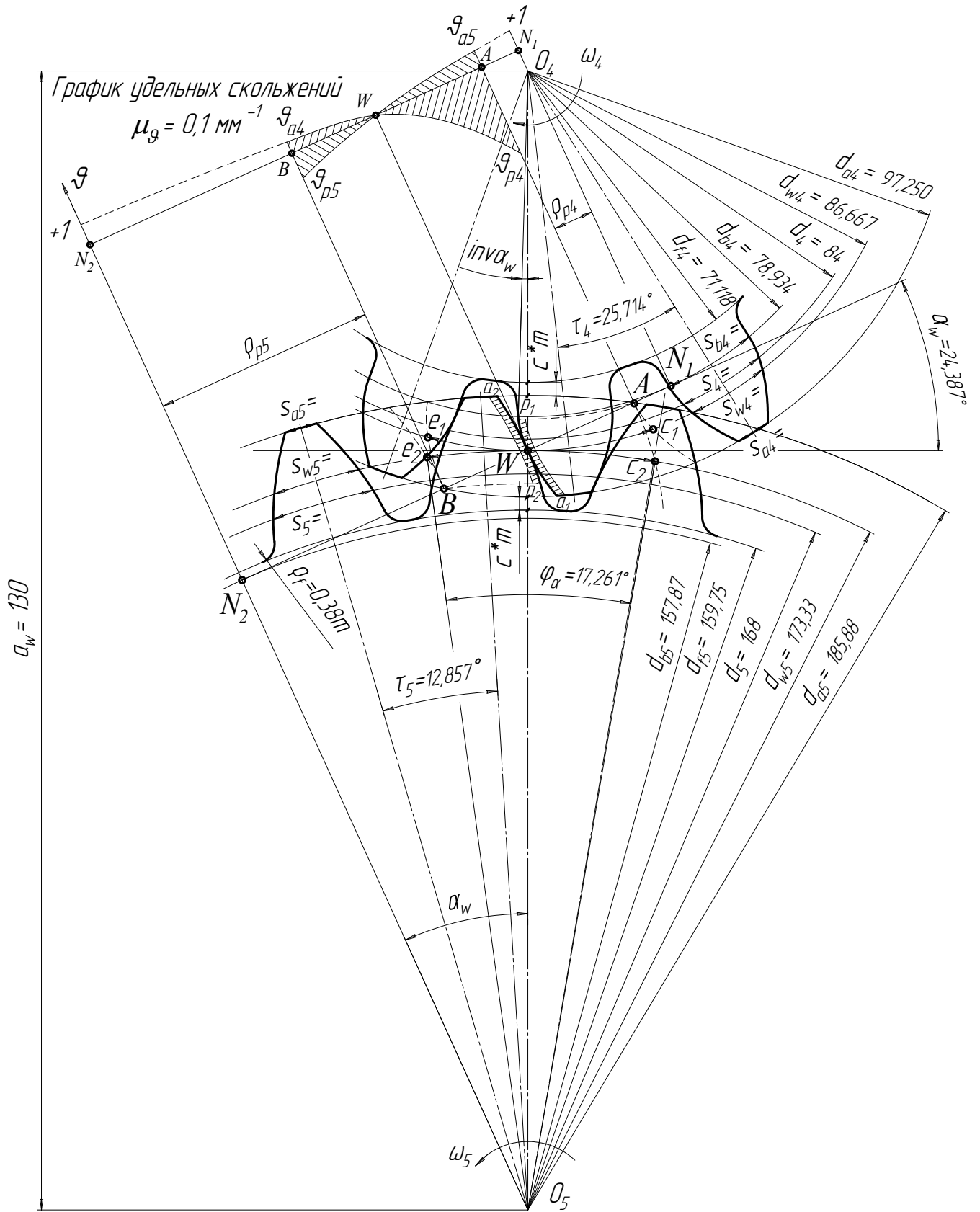


Рисунок 15

3.2.3 Определение качественных показателей зацепления

Коэффициент перекрытия учитывает плавность зацепления в передаче. Плавность обеспечивается, когда последующая пара зубьев входит в зацепление ещё до того, как предшествующая пара выйдет из зацепления.

Определяют коэффициент перекрытия зацепления ($\epsilon_\alpha = \varphi_\alpha / \tau$).

$$N_1 N_2 = a_w \sin \alpha_w = 130 \cdot 0,4129 = 53,676 \text{ мм};$$

$$\rho_{a_4} = 0,5 \sqrt{d_{a_4}^2 - d_{b_4}^2} = 0,5 \sqrt{97,252^2 - 78,934^2} = 28,403 \text{ мм};$$

$$\rho_{a_5} = 0,5 \sqrt{d_{a_5}^2 - d_{b_5}^2} = 0,5 \sqrt{185,88^2 - 157,87^2} = 49,066 \text{ мм};$$

$$\epsilon_{\text{ан}} = \frac{\rho_{a_4} + \rho_{a_5} - N_1 N_2}{p_b} = \frac{28,403 + 49,066 - 53,676}{17,713} = 1,3432.$$

По коэффициенту перекрытия определяют долю времени двухпарного зацепления (в примере 34,32 %). Минимальное значение $\epsilon_{\text{мин}} = 1,05$. Коэффициент перекрытия позволяет определить зоны однопарного и двухпарного зацепления (рисунок 16). Для этого определяют:

$$AB = \epsilon_{\text{ан}} p_b = 1,3432 \cdot 17,713 = 23,676 \text{ мм}; \quad BC = AD = p_b = 17,713 \text{ мм};$$

$$AC = BD = (\epsilon_{\text{ан}} - 1) p_b = (1,3432 - 1) 17,713 = 6,080 \text{ мм}.$$

Двухпарное зацепление показано на рисунке 16.

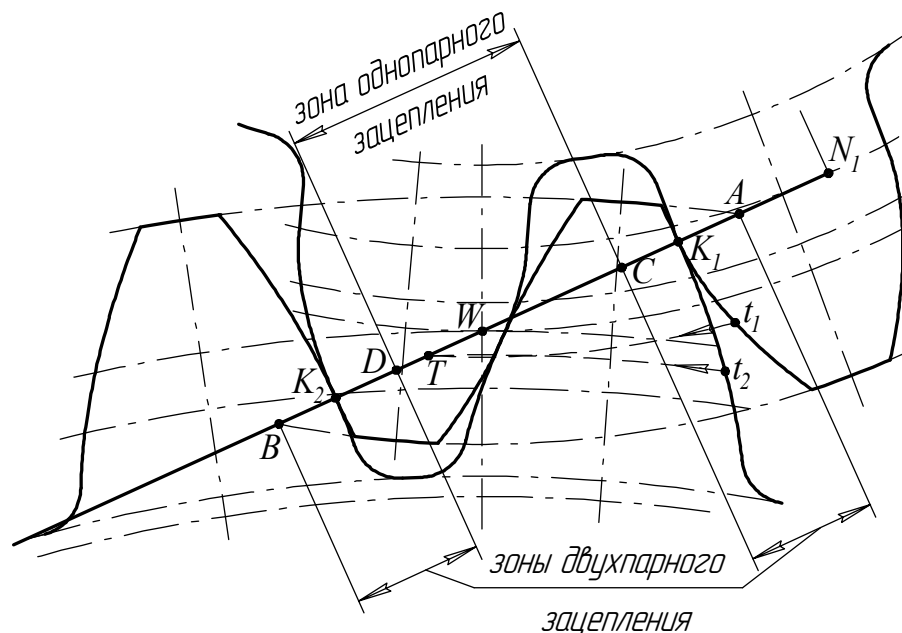


Рисунок 16

При двухпарном зацеплении одновременно происходит контакт двух пар зубьев на линии зацепления (в точке K_1 – одна пара, в точке K_2 – другая пара). На рисунке 16 показано правило определения сопряжённых точек. Точки t_1 , t_2 сопряжённые и контактируют на линии зацепления в точке T .

Наличие скольжения при одновременном нажатии одного профиля на другой приводит к износу профилей. Касательные составляющие скорости точки К (рисунок 17) в общем случае не равны друг другу. Скорость скольжения $V_{ск} = V_{K1}^τ - V_{K2}^τ$. Для оценки взаимного скольжения профилей зубьев определяют коэффициент удельного скольжения $\vartheta = V_{ск} / V^τ$.

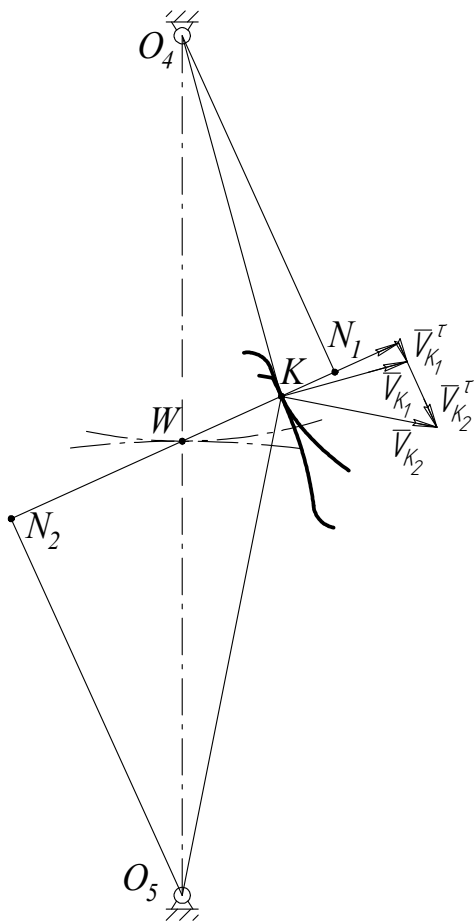


Рисунок 17

$$\rho_{p4} = N_1 N_2 - \rho_{a5} = 53,676 - 49,066 = 4,610 \text{ мм};$$

$$\rho_{p5} = N_1 N_2 - \rho_{a4} = 53,676 - 28,403 = 25,273 \text{ мм};$$

$$\vartheta_{a4} = 1 - \frac{\rho_{p5} z_4}{\rho_{a4} z_5} = 1 - \frac{25,273 \cdot 14}{28,403 \cdot 28} = 0,5551;$$

$$\vartheta_{a5} = 1 - \frac{\rho_{p4} z_5}{\rho_{a5} z_4} = 1 - \frac{4,6104 \cdot 28}{49,066 \cdot 14} = 0,8121;$$

$$\vartheta_{p4} = 1 - \frac{\rho_{a5} z_4}{\rho_{p4} z_5} = 1 - \frac{49,066 \cdot 14}{4,6104 \cdot 28} = -4,3212;$$

$$\vartheta_{p5} = 1 - \frac{\rho_{a4} z_5}{\rho_{p5} z_4} = 1 - \frac{28,403 \cdot 28}{25,273 \cdot 14} = -1,2477.$$

Для удовлетворительной работы передачи $\vartheta_{\max} = 3 \div 6$ при $V_{окр} = 1 \div 20$ м/с [5]. График удельных скольжений показан на рисунке 15.

3.3 Расчёт планетарной ступени

3.3.1 Подбор чисел зубьев планетарной ступени

Числа зубьев колёс определяют из формулы Виллиса $u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)}$.

$$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \text{ Находят } \frac{z_3}{z_1} = u_{1H}^{(3)} - 1 = 6,56 - 1 = 5,56 \approx 5,6 = \frac{56}{10} = \frac{a}{b}.$$

Принимают $z_3 = 112$, $z_1 = 20$; тогда $z_2 = (z_3 - z_1)/2 = (112 - 20)/2 = 46$.

Число сателлитов определяют из условия сборки

$$c = (z_1 + z_3)/a_n = (20 + 112)/a_n = 132/3 = 44.$$

Принято $a_n = 3$ (числа зубьев центральных колёс z_1 и z_3 не должны быть кратными числу сателлитов [5]).

Колёса планетарной ступени стандартные, поэтому $d_{wi} = d_i$:

$$d_{w1} = m_{пл} z_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм}; \quad d_{w2} = m_{пл} z_2 = 5 \cdot 46 = 230 \text{ мм};$$

$$d_{w3} = m_{пл} z_3 = 5 \cdot 112 = 560 \text{ мм}.$$

3.3.2 Проверка передаточного отношения и условий соосности, соседства и сборки

Проверка *передаточного отношения*:

$$u_{15} = u_{1H}^{(3)} u_{45}; \quad u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \frac{z_3}{z_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1}; \quad u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1};$$

$$u_{15} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \left(-\frac{z_5}{z_4}\right) = \left(1 + \frac{112}{20}\right) \left(-\frac{28}{14}\right) = -13,2.$$

Допустимое отклонение фактического передаточного отношения от заданного от 1 до 4 %.

Все планетарные передачи выполняются по соосной схеме, т.е. оба центральных колеса и водило должны иметь общую геометрическую ось вращения. *Условие соосности*:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

$$20 + 46 = 112 - 46 \rightarrow 66 = 66 - \text{условие соосности выполняется.}$$

Условие соседства (условие совместного размещения нескольких сателлитов) требует, чтобы при многосателлитной конструкции соседние сателлиты не задевали своими зубьями друг друга (**рисунок 18**).

Условие соседства:

$$O_2O_2' > d_{a2} \quad \text{или} \quad 2 a_{w12} \sin \frac{\pi}{a_n} > d_{a2};$$

$$2 a_{w12} = d_1 + d_2 = 100 + 230 = 330 \text{ мм};$$

$$2 a_{w12} \sin \frac{\pi}{3} = 330 \cdot 0,866 = 285,79 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 h_a^* \cdot m = 230 + 2 \cdot 1,0 \cdot 5 = 240 \text{ мм};$$

285,79 мм > 240 мм – *условие соседства выполняется.*

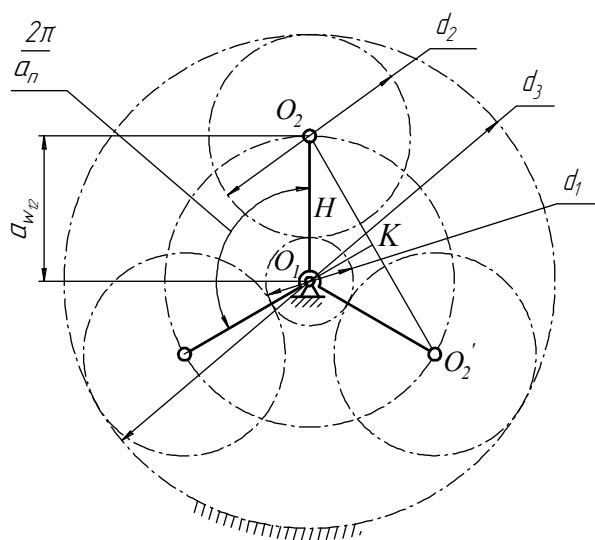


Рисунок 18

Условие сборки (собираемости) при равных углах между сателлитами учитывает необходимость одновременного зацепления всех сателлитов с центральными колёсами при симметричной геометрии зон зацепления.

Условие сборки:

$$\frac{z_1 + z_3}{a_n} = \frac{20 + 112}{3} = 44 - \text{целое, т. е. условие сборки выполняется.}$$

3.4 Линейные и угловые скорости передачи

Кинематическую схему передачи строят в масштабе $\mu_\ell = 0,003$ м/мм, откладывая a_w и диаметры начальных окружностей колёс (рисунок 14).

$$\text{Частота вращения входного звена } \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 314,16 \text{ с}^{-1}.$$

Определяют линейную скорость в полюсе зацепления колёс 1 и 2:

$$V_{p_{1-2}} = \omega_1 0,5 d_{w1} = 314,16 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 15,708 \text{ м/с}.$$

$$\text{Масштаб плана линейных скоростей } \mu_V = \frac{V_{p_{12}}}{r_{12} a} = \frac{15,708}{78,54} = 0,2 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}}.$$

$$\text{Масштаб плана угловых скоростей } \mu_\omega = \frac{\mu_V}{\mu_\ell \cdot OP_\omega} = \frac{0,2}{0,003 \cdot 26,667} = 2,5 \frac{\text{с}^{-1}}{\text{мм}}.$$

В масштабе μ_V и μ_ω вычерчивают планы линейных и угловых скоростей для двухступенчатой зубчатой передачи (рисунок 14).

3.5 Сравнительный анализ результатов и КПД передачи

Сравнивают передаточные отношения $u_{15\text{теор}}$ с $u_{15\text{граф}}$.

$$u_{15\text{теор}} = 13,20; \quad u_{15\text{граф}} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{\overline{01}}{\overline{05}} = \frac{128}{9,697} = 13,199; \text{ отрезки } \overline{01} \text{ и } \overline{05} \text{ берутся}$$

с плана угловых скоростей с соответствующей точностью построений.

$$\Delta_u = \frac{u_{15\text{граф}} - u_{15\text{теор}}}{0,5(u_{15\text{граф}} + u_{15\text{теор}})} 100\% = \frac{13,20 - 13,199}{0,5(13,20 + 13,199)} 100\% \approx 0\%.$$

Сравнивают коэффициенты перекрытия $\varepsilon_{\text{анал}}$ и $\varepsilon_{\text{граф}}$.

$$\varepsilon_{\text{анал}} = 1,3432; \quad \varepsilon_{\text{граф}} = \frac{\varphi_\alpha}{\tau_5} = \frac{17,261}{12,857} = 1,3425;$$

$$\Delta_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\text{анал}} - \varepsilon_{\text{граф}}}{0,5(\varepsilon_{\text{анал}} + \varepsilon_{\text{граф}})} 100\% = \frac{1,3432 - 1,3425}{0,5(1,3432 + 1,3425)} 100\% = 0,052\%.$$

Погрешность в обоих случаях ниже предельно допустимой ($\leq 5\%$).

Определяют КПД передачи [5]:

$$\eta_{\text{пл}} = \frac{1 - u_{13}^H \eta^H}{1 - u_{13}^H} = \frac{1 - (-5,6) 0,98}{1 - (-5,6)} = 0,983, \text{ где}$$

$$u_{13}^H = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{112}{20} = -5,6 \text{ и } \eta^H = 0,96 \div 0,98.$$

В работе выполнено исследование кинематики и динамики рычажного механизма на примере механизма 2-х ступенчатого компрессора.

Графоаналитическим способом определены скорости, ускорения точек и звеньев, определены реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент на входном звене компрессора.

Высокая точность графических построений с помощью графического редактора «КОМПАС» позволила провести тщательное сравнение графоаналитического способа исследования с аналитическим.

В работе выполнено исследование кинематики зубчатой передачи на примере 2-х ступенчатого планетарного редуктора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Савинов А.П. Сборник заданий на курсовой проект по теории механизмов и машин [Текст]: метод. указания / А.П. Савинов, Н.П. Коробова, Ж.Е. Шум. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2008. – 42 с.
- 2 СТО СГАУ 02068410-004-2007. Общие требования к учебным текстовым документам [Текст] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 34 с.
- 3 Коробова Н.П. Оформление курсового проекта по теории механизмов и машин [Текст]: метод. указания / сост. Н.П. Коробова, В.П. Тукмаков, В.И. Журавлёв. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2014. – 32 с.
- 4 Чертежно-конструкторский редактор КОМПАС-3D V14. [Руководство пользователя]: – СПб: АО АСКОН, 2013. – 2564 с.
- 5 Савинов А.П. Теория механизмов и машин в авиастроении [Текст]: учебное пособие / А.П. Савинов, Н.П. Коробова – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 160 с.

