

Федеральное агентство по образованию  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
Уфимский государственный авиационный технический университет

## **КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МАШИННОГО АГРЕГАТА**

**Методические указания  
к расчетно-графической работе по дисциплине  
«Теория механизмов и машин»  
(пример выполнения РГР)**

**Уфа 2009**

## Содержание

		Стр.
1.	Зубчатый механизм	3
1.1.	Подбор чисел зубьев колес	3
1.2.	Кинематический расчет редуктора	5
1.3.	Силовой расчет редуктора	8
1.4.	Геометрический синтез зубчатой пары	14
2.	Рычажный механизм	24
2.1.	Кинематический анализ рычажного механизма	25
2.2.	Анализ механизма с использованием компьютерной среды САМАС	32
2.3.	Кинетостатический анализ рычажного механизма	35
	Рекомендуемая литература	40
	Приложение А	41

# 1. ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ

Для проектируемого зубчатого механизма заданы:

- кинематическая схема редуктора (рис. 1.1);
- модуль зубчатых колес  $m=5$  мм;
- продолжительность рабочего цикла машинного агрегата  $t_{ц} = 0.45$  с (из данных на рычажный механизм).

Дополнительные условия для подбора чисел зубьев колес:

равенство чисел зубьев  $z_3 = z_6$  и передаточных отношений

$$|i_{13}^H| = |i_{46}|. \quad (1.1)$$

Требуется спроектировать редуктор при перечисленных исходных данных и рассчитать его кинематические, геометрические и силовые характеристики.

## 1.1. Подбор чисел зубьев колес

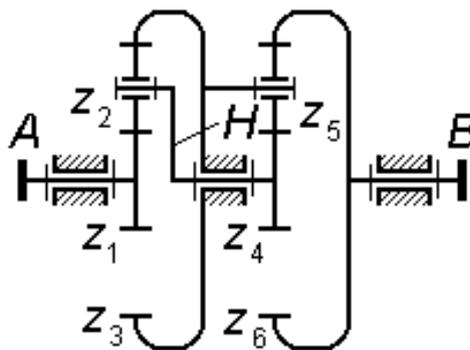


Рис. 1.1

Рассматриваемый механизм является комбинированным и состоит из последовательно соединенных планетарной ( $z_1 z_2 z_3 H$ ) и двух рядовых ступеней – ( $z_4 z_5$ ) и ( $z_5 z_6$ ).

Передаточное отношение редуктора

$$i_{AB} = i_{пл} i_{ряд} = i_{1H}^3 i_{46} = (1 - i_{13}^H) i_{46} = - \left( 1 + \frac{z_3}{z_1} \right) \frac{z_6}{z_4}. \quad (1.2)$$

Определим верхний предел передаточного отношения редуктора, полагая

$$|i_{13}^H|_{\max} = |i_{46}|_{\max} = 5.$$

Согласно (1.2) получим

$$|i_{AB}|_{\max} = |(1 - (-5))(-5)| = 30.$$

Частота вращения выходного вала  $B$  редуктора

$$|n_B| = \frac{60}{t_{\text{ц}}} = \frac{60}{0.45} = 133.333 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения входного вала редуктора и вала электродвигателя

$$n_{\text{Э}} = n_A \leq |n_B| \cdot |i_{AB}|_{\max} = 133.333 \cdot 30 = 4000 \text{ об/мин.}$$

Из каталога электродвигателей [1] примем  $n_{\text{Э}} = 2810$  об/мин. Тогда передаточное отношение редуктора

$$|i_{AB}| = \frac{n_{\text{Э}}}{|n_B|} = \frac{2810}{133.333} = 21.076.$$

В выражении (1.2) обозначим  $\frac{z_3}{z_1} = \frac{z_6}{z_4} = x$ , тогда получим квадратное уравнение вида  $x^2 + x - |i_{AB}| = 0$ , решение которого

$$x = -0.5 + \sqrt{0.5^2 + |i_{AB}|} = -0.5 + \sqrt{0.5^2 + 21.076} = 4.118.$$

Исходя из рекомендуемого диапазона приемлемых чисел зубьев  $12 \leq z < 100$ , подберем отношение двух целых чисел, значение которого близко к полученной десятичной дроби

$$x = \frac{z_3}{z_1} = \frac{z_6}{z_4} = \frac{70}{17} = 4.118.$$

Из условия соосности

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{70 - 17}{2} = 26.5;$$

примем  $z_2 = 27$ .

Определим число сателлитов  $n_{w_2}$ .

Из условия соседства число сателлитов должно удовлетворять неравенству

$$n_{w_2} < \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}\right)} = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{27 + 2}{17 + 27}\right)} = 3.93.$$

Условие сборки требует целочисленности выражения

$$\frac{z_1 + z_3}{n_{w_2}} = \frac{17 + 70}{n_{w_2}} = \frac{87}{n_{w_2}},$$

тогда возможное число сателлитов  $n_{w_2} = 3$ .

Для рядовой кинематической цепи

$$z_4 = z_1 = 17; \quad z_5 = z_2 = 27; \quad z_6 = z_3 = 70 \text{ и } n_{w_5} = n_{w_2} = 3.$$

Фактическое передаточное отношение

$$i_{AB} = -\left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \frac{z_6}{z_4} = -\left(1 + \frac{70}{17}\right) \cdot \frac{70}{17} = -21.0727;$$

фактическая частота вращения выходного вала  $B$  редуктора

$$n_B^\phi = \frac{n_\Xi}{i_{AB}} = \frac{2810}{-21.0727} = -133.348 \text{ об/мин.}$$

Отклонение фактической частоты вращения от требуемой

$$\Delta n_B = \left( \left| \frac{n_B^\phi}{n_B} \right| - 1 \right) \cdot 100\% = \left( \frac{133.348}{133.333} - 1 \right) \cdot 100\% = 0.01\%,$$

что меньше допускаемого отклонения  $\Delta n_B = 2\%$ .

## 1.2. Кинематический расчет редуктора

### 1.2.1. Частоты вращения звеньев

Частота вращения входного вала редуктора:

$$n_A = n_1 = n_\Xi = 2810 \text{ об/мин.}$$

Из выражения

$$i_{1H}^3 = \frac{n_1}{n_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

найдем частоту вращения вала водила и колеса  $z_4$ :

$$n_4 = n_H = \frac{n_1}{1 + \frac{z_3}{z_1}} = \frac{2810}{1 + \frac{70}{17}} = 549.080 \text{ об/мин.}$$

Из формулы Виллиса

$$i_{12}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = -\frac{z_2}{z_1}$$

найдем частоту вращения сателлита  $z_2$  относительно водила  $H$

$$n_{2H} = n_2 - n_H = -\frac{z_1}{z_2}(n_1 - n_H) = -\frac{17}{27}(2810 - 549.080) =$$

$$= -1423.542 \text{ об/мин}$$

и его абсолютную частоту

$$n_2 = n_{2H} + n_H = -1423.542 + 549.080 = -874.461 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения колеса  $z_5$

$$n_5 = \frac{n_4}{i_{45}} = \frac{n_4}{\left(-\frac{z_5}{z_4}\right)} = \frac{549.080}{\left(-\frac{27}{17}\right)} = -345.717 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения выходного вала

$$n_B = n_6 = -133.348 \text{ об/мин.}$$

### 1.2.2. Угловые скорости звеньев

Угловые скорости звеньев, соответствующие найденным частотам вращения:

$$\omega_A = \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2810}{30} = 294.263 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_H = \omega_4 = \frac{\pi n_H}{30} = \frac{\pi \cdot 549.080}{30} = 57.500 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{2H} = \frac{\pi n_{2H}}{30} = \frac{\pi \cdot (-1423.542)}{30} = -149.073 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\pi \cdot (-874.461)}{30} = -91.573 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_5 = \frac{\pi n_5}{30} = \frac{\pi \cdot (-345.717)}{30} = -36.203 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_B = \omega_6 = \frac{\pi n_B}{30} = \frac{\pi \cdot (-133.348)}{30} = -13.962 \text{ с}^{-1}.$$

# Распечатка результатов расчета зубчатого механизма по программе PLANET.PRJ

Кинематический и силовой анализ редуктора

Исходные данные:

Номер кинематической схемы редуктора	10
Время одного оборота выходного вала, с	0.450
Частота вращения входного вала редуктора, об/мин	2810
Момент сопротивления на выходном валу, Н·м (модуль)	58.333

Числа зубьев колес:	z1 = 17	z4 = 17
	z2 = 27	z5 = 27
	z3 = 70	z6 = 70

КПД кинематических пар: вращательных	0.990
внешних зацеплений	0.980
внутренних зацеплений	0.980

=====

Результаты расчета:

Передаточное отношение iAB	-21.0727
Фактическое время одного оборота выходного вала, с	0.4500
Погрешность Delta_tc, %	-0.0111
Фактическая частота вращения nB, об/мин	-133.3481
Погрешность Delta_nB, %	0.0111

=====

Частоты вращения звеньев, об/мин	Угловые	скорости,	рад/с
----------------------------------	---------	-----------	-------

nA = n1 = 2810.000	OmA = Om1 = 294.263
n2H = -1423.542	Om2H = -149.073
n2 = -874.461	Om2 = -91.573
n3 = 0	Om3 = 0
nH = n4 = 549.080	OmH = Om4 = 57.500
n5 = -345.717	Om5 = -36.203
n6 = nB = -133.348	Om6 = OmB = -13.964

=====

Значения вращающих моментов при ТВ = 58.333 Н·м  
и мощностей (без учета трения) при nA = 2810.000 об/мин

С учетом трения	Без учета трения	Мощности, кВт
ТА = 3.124	2.768	0.815
T1 = 3.093	2.768	0.815
T3 = 12.109	11.398	0.000
T4 = 15.050	14.167	0.815
T6 = 58.922	58.333	-0.815
TH = -15.202	-14.167	-0.815
ТВ = 58.333	58.333	-0.815
Heta_AB = 0.886		1.000

### 1.3. Силовой расчет редуктора

Исходными данными для силового расчета являются результаты кинематического расчета редуктора и величина момента полезного сопротивления  $T_B$  на выходном валу редуктора, равная среднему значению движущего момента  $T_D$  на валу кривошипа рычажного механизма

$$T_D = T_{\text{пс}} (\psi_{\text{раб}}^\circ / 360^\circ) = 500 \cdot (42^\circ / 360) = 58.333 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $\psi_{\text{раб}}^\circ$  – угол качания кулисы, нагруженной моментом  $T_{\text{пс}}$  (из задания на рычажный механизм).

Приняты следующие КПД кинематических пар: вращательной –  $\eta_v = 0.99$ , зацепления –  $\eta_z = 0.98$ .

Целью расчета является определение энергетических и силовых соотношений редуктора.

#### 1.3.1 Расчет с учетом потерь мощности на трение

Расчет с учетом потерь мощности на трение выполняем с помощью уравнений баланса мощностей и равновесия. Коэффициент полезного действия в уравнениях баланса мощностей является множителем при подводимой мощности, то есть при положительном слагаемом уравнения.

1) Уравнение энергетического баланса для выходного вала

$$\eta_{6B} (-T_6) \omega_6 + T_B \omega_B = 0. \quad (1.3)$$

Так как мощность  $T_B \omega_B$ , снимаемая с выходного вала, отрицательна и угловая скорость  $\omega_B = -13.962 \text{ с}^{-1}$ , то момент  $T_B = T_D = 58.333 \text{ Н}\cdot\text{м}$  является положительным. Очевидно, что уравнение (1.3) справедливо только при  $T_6 > 0$ .

2) Уравнение баланса мощностей для рядовой кинематической цепи

$$\eta_{46} T_4 \omega_4 + T_6 \omega_6 = 0. \quad (1.4)$$

Так как в этом уравнении угловые скорости  $\omega_4$  и  $\omega_6$  имеют противоположные знаки, то моменты  $T_4$  и  $T_6$  будут одного знака, т.е.  $T_4 > 0$ .

3) Уравнение баланса мощностей для промежуточного вала

$$\eta_{H4} (-T_H) \omega_H + (-T_4) \omega_4 = 0. \quad (1.5)$$

Так как второе слагаемое – отрицательно, то первое – положительно, отсюда  $T_H < 0$ .

4) Для планетарной ступени:

уравнение баланса мощностей в обращенном движении

$$\eta_{13}^H T_1 (\omega_1 - \omega_H) + T_3 (\omega_3 - \omega_H) = 0;$$

уравнение равновесия

$$T_1 + T_H + T_3 = 0.$$

Так как в уравнении баланса мощностей знаки относительных скоростей разные, т.е.  $(\omega_1 - \omega_H) > 0$  и  $(\omega_3 - \omega_H) < 0$ , то знаки моментов  $T_1$  и  $T_3$  должны быть одинаковыми. Из уравнения равновесия следует, что при отрицательном моменте  $T_H$  моменты  $T_1$  и  $T_3$  – положительны. Тогда мощность  $T_1 \cdot (\omega_1 - \omega_H) > 0$ , и колесо  $z_1$  в обращенном механизме является ведущим.

Уравнения, записанные для планетарной ступени, образуют систему, решение которой имеет вид

$$T_1 = -\frac{T_3}{i_{13}^H \eta_{13}^H} = -\frac{T_H}{1 - i_{13}^H \eta_{13}^H}. \quad (1.6)$$

5) Уравнение баланса мощностей для входного вала

$$\eta_{A1} T_A \omega_A + (-T_1) \omega_1 = 0. \quad (1.7)$$

Т.к.  $\omega_A = \omega_1 > 0$ , то второе слагаемое отрицательно, а первое – положительно, при этом  $T_A > 0$ , что подтверждает правильность определения знаков моментов.

б) Уравнение баланса мощностей для механизма

$$\eta_{AB} T_A \omega_A + T_B \omega_B = 0, \quad (1.8)$$

где  $\eta_{AB}$  – коэффициент полезного действия редуктора.

Определим по приведенным уравнениям моменты на звеньях механизма при заданном моменте  $T_B$  и коэффициентах полезного действия

$$\eta_{6B} = \eta_{H4} = \eta_{A1} = \eta_B = 0.99;$$

$$\eta_{13}^H = \eta_{46} = \eta_B \eta_3^2 = 0.99 \cdot 0.98^2.$$

Из уравнения (1.3) получим момент на колесе  $z_6$

$$T_6 = \frac{T_B}{\eta_{6B}} = \frac{58.333}{0.99} = 58.922 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.4) найдем момент на колесе  $z_4$ :

$$T_4 = -\frac{T_6}{\eta_{46} i_{46}} = -\frac{58.922}{(0.99 \cdot 0.98^2) \left(-\frac{70}{17}\right)} = 15.050 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.5) момент на водиле

$$T_H = -\frac{T_4}{\eta_{H4}} = -\frac{15.050}{0.99} = -15.202 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.6) для планетарной ступени получим:

момент на колесе  $z_1$ :

$$T_1 = -\frac{T_H}{1 - i_{13}^H \eta_{13}^H} = -\frac{-15.202}{1 - \left(-\frac{70}{17}\right)(0.99 \cdot 0.98^2)} = 3.093 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

момент на колесе  $z_3$ :

$$T_3 = -T_1 i_{13}^H \eta_{13}^H = -3.093 \left(-\frac{70}{17}\right)(0.99 \cdot 0.98^2) = 12.109 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.7) найдем величину подводимого момента:

$$T_A = \frac{T_1}{\eta_{A1}} = \frac{3.093}{0.99} = 3.124 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения (1.8) найдем коэффициент полезного действия редуктора:

$$\eta_{AB} = -\frac{T_B}{T_A i_{AB}} = -\frac{58.333}{3.124 (-21.0727)} = 0.886.$$

### 1.3.2 . Расчет без учета потерь мощности на трение

#### 1) Определение моментов на звеньях механизма

Для расчета величин моментов воспользуемся формулами (1.3)...(1.7). Полагая  $\eta_{6B} = \eta_{H4} = \eta_{A1} = \eta_{13}^H = \eta_{46} = 1$ , получим:

$$T_6 = T_B = 58.333 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = -\frac{T_6}{i_{46}} = -\frac{58.333}{-\frac{70}{17}} = 14.167 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_H = -T_4 = -14.167 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_1 = -\frac{T_H}{1 - i_{13}^H} = -\frac{-14.167}{1 - \left(-\frac{70}{17}\right)} = 2.768 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = -T_1 i_{13}^H = -2.768 \left(-\frac{70}{17}\right) = 11.398 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_A = T_1 = 2.768 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из формулы (1.8) определим КПД

$$\eta_{AB} = -\frac{T_B}{T_A i_{AB}} = -\frac{58.333}{2.768(-21.0727)} = 1.0.$$

Величина  $\eta_{AB} = 1.0$  подтверждает правильность расчета моментов.

В данном механизме замкнутая мощность отсутствует.

Мощности на звеньях:

$$P_1 = P_A = T_A \omega_A = 2.768 \cdot 294.263 = 0.815 \text{ кВт};$$

$$P_4 = -P_H = -T_H \omega_H = -(-14.167) 57.500 = 0.815 \text{ кВт};$$

$$P_B = P_6 = T_6 \omega_6 = 58.333(-13.962) = -0.815 \text{ кВт}.$$

### 1) Силовой расчет методом окружных сил

В рассматриваемом примере числа зубьев колес  $z_2$  и  $z_5$  по условию соосности были получены дробными, а затем округлены до целых, поэтому для планетарной ступени межосевое расстояние  $a_{w_{12}} = a_{w_{23}}$  следует вычислять по формулам

$$a_{w_{12}} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w_{12}}},$$

$$a_{w_{23}} = \frac{m(z_3 - z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w_{23}}}.$$

Примем  $\alpha_{w_{12}} = \alpha$ , получим

$$a_{w_{12}} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{5(17 + 27)}{2} = 110.0 \text{ мм} = 0.11 \text{ м},$$

$$a_{w_{23}} = a_{w_{12}} = 110.0 \text{ мм} = 0.11 \text{ м};$$

для рядовой ступени

$$a_{w_{45}} = a_{w_{56}} = 110.0 \text{ мм} = 0.11 \text{ м}.$$

Диаметры начальных окружностей для планетарной ступени

$$d_{w_1} = \frac{2a_{w_{12}} z_1}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 110.0 \cdot 17}{17 + 27} = 85.0 \text{ мм} = 0.085 \text{ м};$$

$$d_{w_{21}} = \frac{2a_{w_{12}} z_2}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 110.0 \cdot 27}{17 + 27} = 135.0 \text{ мм} = 0.135 \text{ м};$$

$$d_{w_{23}} = \frac{2a_{w_{23}} z_2}{z_3 - z_2} = \frac{2 \cdot 110.0 \cdot 27}{70 - 27} = 138.14 \text{ мм} = 0.138 \text{ м};$$

$$d_{w_3} = \frac{2a_{w_{23}} z_3}{z_3 - z_2} = \frac{2 \cdot 110.0 \cdot 70}{70 - 27} = 358.140 \text{ мм} = 0.358 \text{ м}.$$

Диаметры начальных окружностей для рядовой ступени

$$d_{w_4} = d_{w_1} = 0.085 \text{ м}; \quad d_{w_{54}} = d_{w_{21}} = 0.135 \text{ м}; \quad d_{w_{56}} = d_{w_{23}} = 0.138 \text{ м};$$

$$d_{w_6} = d_{w_3} = 0.358 \text{ м}.$$

Силовой расчет методом окружных сил проводим согласно схеме, изображенной на рис. 1.2.

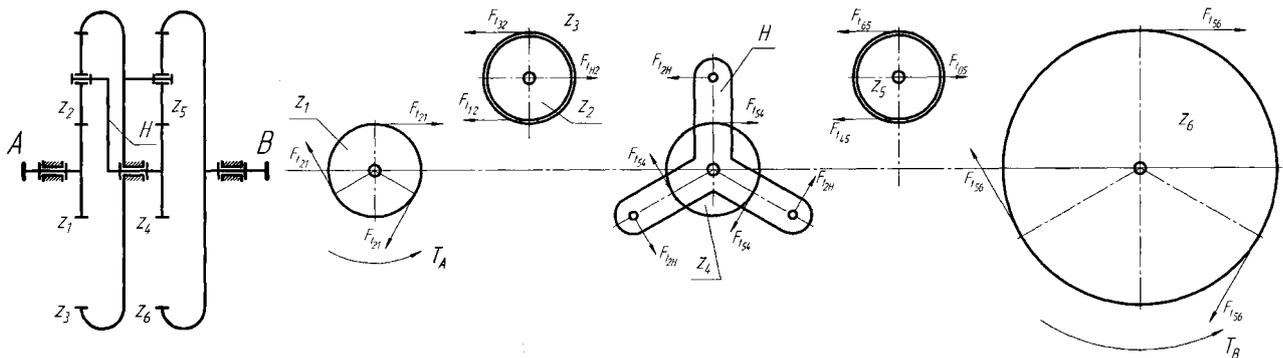


Рис. 1.2.

Для расчета величин окружных сил  $F_t$  в зацеплениях колес используем условия равновесия моментов всех внешних сил, действующих на каждое из звеньев механизма.

$$\text{Момент } T_6 = T_B = 58.333 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

из уравнения моментов для колеса  $z_6$

$$T_6 - n_{w_5} F_{t_{56}} \frac{d_{w_6}}{2} = 0$$

окружное усилие:

$$F_{t_{56}} = \frac{2T_6}{n_{w_5} d_{w_6}} = \frac{2 \cdot 58.333}{3 \cdot 0.358} = 108.585 \text{ Н}.$$

Для связанного колеса  $z_5$  из уравнения моментов:

$$F_{t_{45}} \frac{d_{w_{45}}}{2} - F_{t_{65}} \frac{d_{w_{65}}}{2} = 0,$$

получим

$$F_{t_{45}} = F_{t_{65}} \frac{d_{w_{65}}}{d_{w_{45}}} = 108.585 \cdot \frac{0.138}{0.135} = 111.110 \text{ Н.}$$

Из уравнения моментов для узла водила  $H$  с колесом  $z_4$

$$n_{w_2} F_{t_{2H}} a_{w_{12}} - n_{w_5} F_{t_{54}} \frac{d_{w_4}}{2} = 0$$

получим:

$$F_{t_{2H}} = F_{t_{54}} \frac{d_{w_4}}{2 a_{w_{12}}} = 111.110 \cdot \frac{0.085}{2 \cdot 0.110} = 42.929 \text{ Н.}$$

Для сателлита  $z_2$  из уравнения моментов:

$$F_{t_{12}} \frac{d_{w_{21}} + d_{w_{23}}}{2} - F_{t_{H2}} \frac{d_{w_{23}}}{2} = 0$$

получим

$$F_{t_{12}} = F_{t_{H2}} \frac{d_{w_{23}}}{d_{w_{21}} + d_{w_{23}}} = 42.929 \frac{0.138}{0.135 + 0.138} = 21.711 \text{ Н;}$$

тогда

$$F_{t_{32}} = F_{t_{H2}} - F_{t_{12}} = 42.929 - 21.711 = 21.218 \text{ Н.}$$

Из уравнения моментов для колеса  $z_1$  получим момент на входном валу

$$T_A = T_1 = n_{w_2} \cdot F_{t_{21}} \frac{d_{w_1}}{2} = 3 \cdot 21.711 \frac{0.085}{2} = 2.768 \text{ Н·м,}$$

что совпадает с величиной этого момента, рассчитанного выше с помощью уравнений баланса мощностей.

# Распечатка результатов расчета зубчатого механизма по программе FORCE

Силовой анализ зубчатого редуктора по схеме 10  
методом окружных сил

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Модуль, мм	:	m =	5.000.
Числа зубьев колес планетарной ступени	:	z1 =	17;
		z2 =	27;
		z3 =	70.
Число сателлитов в планетарной ступени	:	nW2 =	3.
Числа зубьев колес рядовой цепи	:	z4 =	17;
		z5 =	27;
		z6 =	70.
Число связанных колес z5 в рядовой цепи	:	nW5 =	3.
Момент сопротивления на выходном валу, Н·м:	TВ =		58.333.

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Передаточное отношение редуктора	:	iAB =	-21.073.
Радиус водила планетарной ступени, мм	:	rH =	110.000.
Диаметры начальных окружностей колес, мм	:	dw1 =	85.000;
		dw21 =	135.000;
		dw23 =	135.000;
		dw3 =	358.140.
Межосевое расст. в ряд. цепи z4z5z6, мм	:	aw45 =	110.000.
Диаметры начальных окружностей колес, мм	:	dw4 =	85.000;
		dw54 =	135.000;
		dw56 =	138.140;
		dw6 =	358.140.
Окружные силы в кинематических парах, Н	:	Ft56 =	108.585;
		Ft45 =	111.110;
		Ft0 =	219.696;
		FtH =	42.929;
		Ft32 =	21.218;
		Ft12 =	21.711.
Движущий момент на входном валу, Н·м	:	TA =	2.768.

## 1.4. Геометрический синтез зубчатой пары

Исходные данные:

Модуль  $m = 5$  мм; числа зубьев колес  $z_1 = 17, z_2 = 27$ ; параметры  
исходного контура:

угол профиля исходного контура  $\alpha = 20^\circ$ ,

коэффициент высоты головки зуба  $h_a^* = 1.00$ ,

коэффициент радиального зазора  $c^* = 0.25$ ,

коэффициент граничной высоты  $h_f^* = 2.00$ .

Условие проектирования зубчатой пары – наибольшая износостойкость передачи.

### 1.4.1. Предварительный выбор коэффициентов смещения колес

По блокирующему контуру [2] выбираем коэффициенты смещения  $x_1 = 0.64$ ,  $x_2 = 0.68$ , соответствующие точке пересечения линии выровненных удельных скольжений  $\theta_{p_1} = \theta_{p_2}$  с изолинией коэффициента перекрытия  $\varepsilon_\alpha = 1.2$  (точка  $A$  на рис. 1.3). В этой точке значения удельных скольжений будут равными и по абсолютной величине наименьшими из всех возможных в пределах блокирующего контура, что соответствует наибольшей износостойкости передачи.

Определим предварительное значение угла зацепления; инволюта этого угла

$$\text{inv } \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \text{tg } \alpha + \text{inv } \alpha = \frac{2(0.64 + 0.68)}{17 + 27} \text{tg } 20^\circ + \text{inv } 20^\circ = 0.036743,$$

отсюда угол зацепления  $\alpha_w = 26.6542^\circ$ .

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{5(17 + 27) \cos 20^\circ}{2 \cos 26.6542^\circ} = 115.6570 \text{ мм.}$$

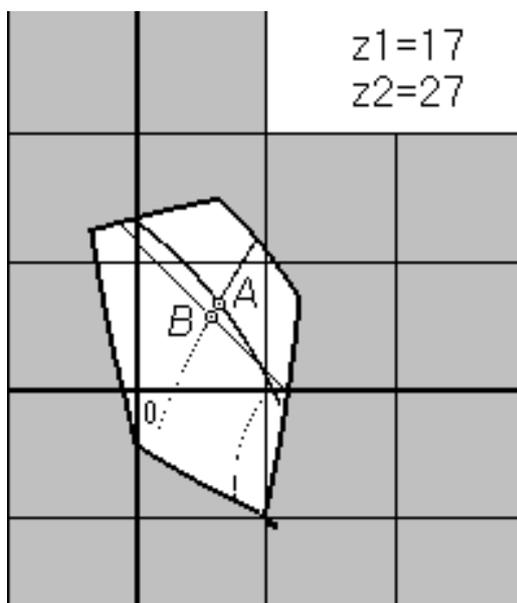


Рис. 1.3 Блокирующий контур

### 1.4.2. Округление межосевого расстояния и уточнение коэффициентов смещения

Округлим предварительное межосевое расстояние до ближайшего целого в большую или меньшую сторону так, чтобы после расчета

уточненных коэффициентов смещения новая точка блокирующего контура не оказалась за его пределами. Примем  $a_w = 115.0$  мм.

Уточним величину угла зацепления

$$\alpha_w = \arccos \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cdot a_w} = \arccos \frac{5(17 + 27) \cos 20^\circ}{2 \cdot 115.0} = 25.9945^\circ.$$

Уточненный коэффициент суммы смещений

$$x_\Sigma = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{(17 + 27)(\operatorname{inv} 25.9945^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ)}{2 \operatorname{tg} 20^\circ} = 1.1496.$$

Назначим новые коэффициенты смещения, соответствующие точке пересечения линии  $x_\Sigma = 1.1496 = \text{const}$  с изолинией выровненных удельных скольжений (точка  $B$  на рис. 1.3):

$$x_1 = 0.5748, \quad x_2 = 0.5748.$$

Для помощи в выборе коэффициентов смещения и их уточнения была использована программа Project1.

#### 1.4.3 . Основные геометрические размеры колес передачи

Диаметры начальных окружностей:

$$d_{w_1} = 2a_w \frac{z_1}{z_1 + z_2} = 2 \cdot 115.0 \cdot \frac{17}{17 + 27} = 88.8636 \text{ мм};$$

$$d_{w_2} = 2a_w \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 2 \cdot 115.0 \cdot \frac{27}{17 + 27} = 141.1364 \text{ мм}.$$

Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = m z_1 = 5 \cdot 17 = 85.0 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 = 5 \cdot 27 = 135.0 \text{ мм}.$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{b_1} = d_1 \cos \alpha = 85.0 \cdot \cos 20^\circ = 79.8739 \text{ мм};$$

$$d_{b_2} = d_2 \cos \alpha = 135.0 \cdot \cos 20^\circ = 126.8585 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f_1} = m(z_1 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1) = \\ = 5(17 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0.25 + 2 \cdot 0.5748) = 78.2482 \text{ мм};$$

$$d_{f_2} = m(z_2 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_2) = \\ = 5(27 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0.25 + 2 \cdot 0.5748) = 128.2482 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин:

$$d_{a_1} = 2a_w - d_{f_2} - 2c^* m = 2 \cdot 115.0 - 128.2482 - 2 \cdot 0.25 \cdot 5 = 99.2518 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = 2a_w - d_{f_1} - 2c^* m = 2 \cdot 115.0 - 78.2482 - 2 \cdot 0.25 \cdot 5 = 149.2518 \text{ мм}.$$

Округлим значения диаметров окружностей вершин в меньшую сторону до одного знака после запятой, получим

$$d_{a_1} = 99.2 \text{ мм}; \quad d_{a_2} = 149.2 \text{ мм}.$$

Толщина зубьев по дугам делительных окружностей:

$$S_1 = m(0.5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha) = 5(0.5\pi + 2 \cdot 0.5748 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) = 9.9461 \text{ мм};$$

$$S_2 = m(0.5\pi + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha) = 5(0.5\pi + 2 \cdot 0.5748 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) = 9.9461 \text{ мм}.$$

Основной шаг

$$p_b = \pi m \cos \alpha = \pi \cdot 5 \cdot \cos 20^\circ = 14.7607 \text{ мм}.$$

#### 1.4.4 .Проверка качества зацепления по геометрическим показателям

Углы профиля на окружностях вершин

$$\alpha_{a_1} = \arccos \left( \frac{d_{b_1}}{d_{a_1}} \right) = \arccos \left( \frac{79.8739}{99.2} \right) = 36.3723^\circ,$$

$$\alpha_{a_2} = \arccos \left( \frac{d_{b_2}}{d_{a_2}} \right) = \arccos \left( \frac{126.8585}{149.2} \right) = 31.7603^\circ.$$

1) Толщина зуба на окружности вершин:

$$S_{a_1} = d_{a_1} \left( \frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a_1} \right) = \\ = 99.2 \left( \frac{9.9461}{85.0} + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} 36.3723^\circ \right) = 2.9974 \text{ мм};$$

$$S_{a_2} = d_{a_2} \left( \frac{S_2}{d_2} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a_2} \right) =$$

$$= 149.2 \left( \frac{9.9461}{135.0} + \text{inv } 20^\circ - \text{inv } 31.7603^\circ \right) = 3.5561 \text{ мм.}$$

Заострение зубьев отсутствует, поскольку значения толщин зубьев на окружности вершин превышают минимально допустимую величину, равную  $0.25m = 0.25 \cdot 5 = 1.25 \text{ мм}$ .

2) Тангенсы углов профиля в нижних граничных точках

$$\text{tg} \alpha_{l_1} = \text{tg} \alpha - \frac{4(h_l^* - h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha} = \text{tg } 20^\circ - \frac{4(2 - 1 - 0.5748)}{17 \sin(2 \cdot 20^\circ)} = 0.2083;$$

$$\text{tg} \alpha_{l_2} = \text{tg} \alpha - \frac{4(h_l^* - h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha} = \text{tg } 20^\circ - \frac{4(2 - 1 - 0.5748)}{27 \sin(2 \cdot 20^\circ)} = 0.2660.$$

Подрезание зубьев отсутствует, поскольку углы  $\alpha_{l_1}$  и  $\alpha_{l_2}$  положительны.

3) Тангенсы углов давления в нижних точках активного профиля

$$\text{tg} \alpha_{p_1} = \frac{z_1 + z_2}{z_1} \text{tg} \alpha_w - \frac{z_2}{z_1} \text{tg} \alpha_{a_2} =$$

$$= \frac{17 + 27}{17} \text{tg } 25.9945^\circ - \frac{27}{17} \text{tg } 31.7603^\circ = 0.2788;$$

$$\text{tg} \alpha_{p_2} = \frac{z_1 + z_2}{z_2} \text{tg} \alpha_w - \frac{z_1}{z_2} \text{tg} \alpha_{a_1} =$$

$$= \frac{17 + 27}{27} \text{tg } 25.9945^\circ - \frac{17}{27} \text{tg } 36.3723^\circ = 0.3309.$$

Интерференция зубьев в зацеплении отсутствует, поскольку  $(\text{tg} \alpha_{p_1} = 0.2788) > (\text{tg} \alpha_{l_1} = 0.2083)$  и  $(\text{tg} \alpha_{p_2} = 0.3309) > (\text{tg} \alpha_{l_2} = 0.2660)$ .

4) Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \text{tg} \alpha_{a_1} + z_2 \text{tg} \alpha_{a_2} - (z_1 + z_2) \text{tg} \alpha_w}{2\pi} =$$

$$= \frac{17 \text{tg} 36.3723^\circ + 27 \cdot 31.7603^\circ - (17 + 27) \text{tg} 25.9945^\circ}{2\pi} = 1,2383.$$

Величина коэффициента перекрытия достаточна для нормальной работы зацепления, поскольку она больше минимально допустимого значения  $[\varepsilon_\alpha]=1,2$ .

5) Удельные скольжения в нижних точках активного профиля зубьев:

$$\theta_{p_1} = -\frac{(z_1 + z_2) (\operatorname{tg}\alpha_{a_2} - \operatorname{tg}\alpha_w)}{(z_1 + z_2) \operatorname{tg}\alpha_w - z_2 \operatorname{tg}\alpha_{a_2}} = \frac{(17 + 27) (\operatorname{tg}31.7603^\circ - \operatorname{tg}25.9945^\circ)}{(17 + 27) \operatorname{tg}25.9945^\circ - 27 \operatorname{tg}31.7603^\circ} = -1.2202.$$

$$\theta_{p_2} = -\frac{(z_1 + z_2) (\operatorname{tg}\alpha_{a_1} - \operatorname{tg}\alpha_w)}{(z_1 + z_2) \operatorname{tg}\alpha_w - z_1 \operatorname{tg}\alpha_{a_1}} = \frac{(17 + 27) (\operatorname{tg}36.3723^\circ - \operatorname{tg}25.9945^\circ)}{(17 + 27) \operatorname{tg}25.9945^\circ - 17 \operatorname{tg}36.3723^\circ} = -1.2258.$$

Расхождение величин  $\theta_{p_1}$  и  $\theta_{p_2}$  составляет

$$\Delta\theta = 2 \left| \frac{\theta_{p_1} - \theta_{p_2}}{\theta_{p_1} + \theta_{p_2}} \right| 100\% = 2 \left| \frac{-1.2202 - (-1.2258)}{-1.2202 - 1.2258} \right| 100\% = 0.23\%,$$

что подтверждает правильность выбора коэффициентов смещения колёс.

#### 1.4.5 . Расчет измерительных размеров

Для контроля коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$  при изготовлении колёс используем длину общей нормали  $W$ .

Число зубьев  $z_w$  в длине общей нормали выбираем согласно неравенству

$$\frac{z}{\pi} \left( \operatorname{tg}\alpha_l - \frac{S}{mz} - \operatorname{inv}\alpha \right) < (z_w - 1) < \frac{z}{\pi} \left( \operatorname{tg}\alpha_a - \frac{S}{mz} - \operatorname{inv}\alpha \right),$$

соблюдение которого обеспечивает расположение точки контакта измерительного инструмента с поверхностью зуба в пределах высоты эвольвентного участка.

Для колеса  $z_1$

$$\frac{17}{\pi} \left( 0.2083 - \frac{9.9461}{5 \cdot 17} - \operatorname{inv} 20^\circ \right) < (z_{w_1} - 1) < \frac{17}{\pi} \left( \operatorname{tg}36.3723^\circ - \frac{9.9461}{5 \cdot 17} - \operatorname{inv} 20^\circ \right),$$

получим  $1.41 < z_{w_1} < 4.27$ . Примем  $z_{w_1} = 3$ .

Длина общей нормали для колеса  $z_1$

$$W_1 = m \cos \alpha (\pi(z_{w_1} - 0.5) + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + z_1 \operatorname{inv} \alpha) =$$

$$= 5 \cos 20^\circ (\pi(3 - 0.5) + 2 \cdot 0.5748 \operatorname{tg} 20^\circ + 17 \operatorname{inv} 20^\circ) = 40.0580 \cdot \text{мм.}$$

Для колеса  $z_2$

$$\frac{27}{\pi} \left( 0.2660 - \frac{9.9462}{5 \cdot 27} - \operatorname{inv} 20^\circ \right) < (z_{w_2} - 1) < \frac{27}{\pi} \left( \operatorname{tg} 31.7603^\circ - \frac{9.9462}{5 \cdot 27} - \operatorname{inv} 20^\circ \right),$$

получим  $2.52 < z_{w_2} < 5.56$ . Примем  $z_{w_2} = 4$ .

Длина общей нормали для колеса  $z_2$

$$W_2 = m \cos \alpha (\pi(z_{w_2} - 0.5) + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha + z_2 \operatorname{inv} \alpha) =$$

$$= 5 \cos 20^\circ (\pi(4 - 0.5) + 2 \cdot 0.5748 \operatorname{tg} 20^\circ + 27 \operatorname{inv} 20^\circ) = 55.5191 \text{ мм.}$$

# Результаты геометрического расчета зубчатой передачи по программе GEAR

Студент - Фамилия не указана, группа - нет

## ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

Модуль, мм		m = 5.0000
Числа зубьев колес	z1 = 17	z2 = 27
Коэффициенты смещения	x1 = 0.5748	x2 = 0.5748

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Угол зацепления, градусы	<AW = 25.9945
Межосевое расстояние, мм	AW = 115.0000
Основной шаг, мм	PB = 14.7607
Коэффициент перекрытия	EPS = 1.2383

## ПАРАМЕТРЫ КОЛЕС

Число зубьев	17	27
Коэффициент смещения	0.5748	0.5748
Делительная толщина зуба, мм	9.9461	9.9462
Делительный диаметр, мм	85.0000	135.0000
Основной диаметр, мм	79.8739	126.8585
Начальный диаметр, мм	88.8636	141.1364
Диаметр впадин, мм	78.2480	128.2483
Диаметр вершин, мм	99.2000	149.2000
Высота зуба, мм	10.4760	10.4758
Радиальный зазор у впадины, мм	1.2760	1.2758
Толщина зуба по дуге окружности вершин, мм	2.9974	3.5561
Тангенс угла профиля в нижней граничной точке эвольвенты	0.2083	0.2660
Тангенс угла профиля в нижней точке активного профиля	0.2788	0.3309
Удельное скольжение	-1.2202	-1.2258

## Измерительные размеры

Длина общей нормали, мм	40.0580	55.5191
Число зубьев в длине общей нормали	3	4

## Профили зубьев (высота до хорды от вершины зуба <hy> и размер полухорды <sy/2>)

	Колесо z1		Колесо z2	
	hy	sy/2	hy	sy/2
1	11.1422	7.1890	10.9094	7.4444
2	11.0888	6.8975	10.8746	7.1405
3	10.7613	6.1148	10.6078	6.3557
4	10.2687	5.6276	10.1683	5.8505
5	9.7754	5.3764	9.7259	5.5772
6	9.3680	5.2734	9.3732	5.4530
7	9.1445	5.2471	9.1890	5.4127
8	7.5054	4.9883	7.5781	5.0498
9	5.9085	4.5341	5.9988	4.5669
10	4.3597	3.9355	4.4527	3.9860
11	2.8617	3.2191	2.9408	3.3213
12	1.4157	2.4024	1.4635	2.5827
13	0.0226	1.4985	0.0212	1.7779
14	0.0057	0.7493	0.0053	0.8890
15	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Примечание: точки 1 и 2 - окружность впадин, 2..7 - переходная кривая, 7..13 - эвольвента, 13..15 - окружность вершин. Точки 1 и 15 принадлежат осям симметрии впадины и зуба.

#### 1.4.6 Картина зацепления

По вычисленным геометрическим размерам на листе формата А1 в масштабе 9:1 выполнен чертеж картины зацепления.

На чертеже показаны зоны однопарной и двухпарной работы зубьев; для этого на линии зацепления и на профилях сопряженных зубьев проставлены точки  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $U_1$ ,  $U_2$ .

Точность графических построений проверена по взаимному расположению начальных окружностей (они касаются друг друга в полюсе П) и линий зацепления (общие касательные к основным окружностям пересекаются в полюсе). Кроме того, на чертеже измерены радиальные зазоры  $c_1$  и  $c_2$ , основной шаг  $p_b$ , длины общих нормалей  $W_1$  и  $W_2$ , длина активной линии зацепления  $P_1P_2$ , по величине которой рассчитан коэффициент перекрытия  $\varepsilon_\alpha^{\text{черт}} = \frac{P_1P_2}{p_b}$ .

Результаты проверки сведены в таблицу 1.1.

Таблица 1.1

Параметр		Размер на чер- теже в мм	Величина пара- метра		Погрешность, %
Наименование	Обозначение		с чер- тежа	по рас- чету	
Радиальный зазор	$c_1$	11.5	1.28	1.2760	0.16
	$c_2$	11.5	1.28	1.2758	0.17
Высота зуба	$h_1$	94.5	10.50	10.4760	0.23
	$h_2$	94.5	10.50	10.4758	0.23
Длина общей нормали	$W_1$	360.0	40.00	40.0580	0.14
	$W_2$	499.0	55.44	55.5190	0.14
Основной шаг	$p_b$	133.0	14.78	14.7607	0.13
Активная линия зацеп- ления	$P_1P_2$	165.0	18.33	–	–
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_\alpha$	–	1.24	1.2383	0.14

## 2. РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ

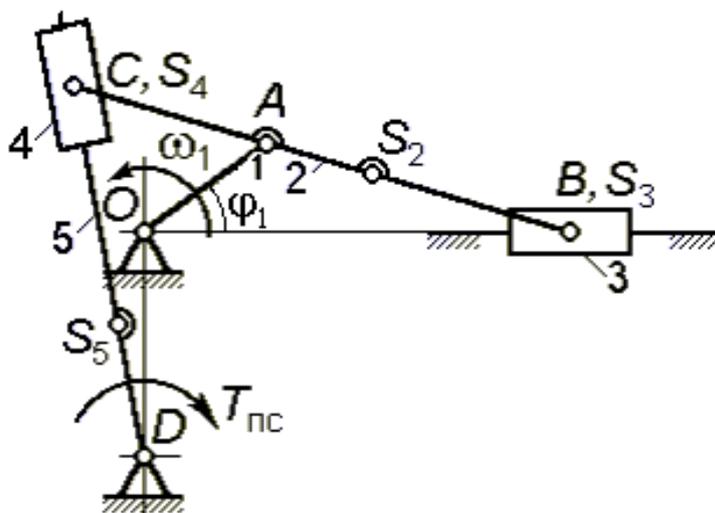


Рис. 2.1. Схема рычажного механизма

Исходные данные:

- кинематическая схема и параметры звеньев механизма:

длина кривошипа  $OA = 0.35$  м;

размер  $AC = 0.45$  м;

угол качания кулисы  $\psi = 42^\circ$ ;

остальные размеры заданы соотношениями

$$AB = (2.8 \dots 3.2) OA; AS_2 = (0.25 \dots 0.35) AB; DS_5 = (0.35 \dots 0.45) CD_{\max};$$

- угловая скорость кривошипа  $\omega_1 = 13.962 \text{ c}^{-1}$  (получена из расчета зубчатого механизма как угловая скорость выходного вала редуктора);

- момент полезного сопротивления  $T_{\text{пс}} = 500$  Н·м.

Требуется подобрать размер  $OD$ , обеспечивающий угол качания кулисы  $\psi = 42^\circ \pm 2^\circ$ , выполнить кинематический и силовой расчеты для одного положения механизма, а также динамический анализ механизма.

Размер  $AB$  находим из соотношения

$$AB = (2.8 \dots 3.2) OA = (2.8 \dots 3.2) \cdot 0.35 = 0.98 \dots 1.12 \text{ м};$$

примем  $AB = 1.05$  м.

Из заданных соотношений находим:

$$AS_2 = (0.25 \dots 0.35) AB = (0.25 \dots 0.35) \cdot 1.05 = 0.26 \dots 0.37 \text{ м};$$

примем  $AS_2 = 0.3$  м.

Для нахождения размера  $OD$  используем графический метод [3]. Построив траекторию точки  $C$  шатуна и вписав её в заданный угол  $\psi$ , получим  $OD = 1$  м (рис. 2.2).

При этом обеспечивается угол качания кулисы  $\psi = 41.57^\circ$ , размер  $CD_{\max} = 1.57$  м.

$$DS_5 = (0.35 \dots 0.45) CD_{\max} = (0.35 \dots 0.45) \cdot 1.57 = 0.55 \dots 0.71 \text{ м,}$$

примем  $DS_5 = 0.6$  м.

Для компьютерной среды САМАС потребуются следующие размеры

$$BS_2 = AB - AS_2 = 1.05 - 0.3 = 0.75 \text{ м,}$$

$$S_2C = AC + AS_2 = 0.45 + 0.3 = 0.75 \text{ м.}$$

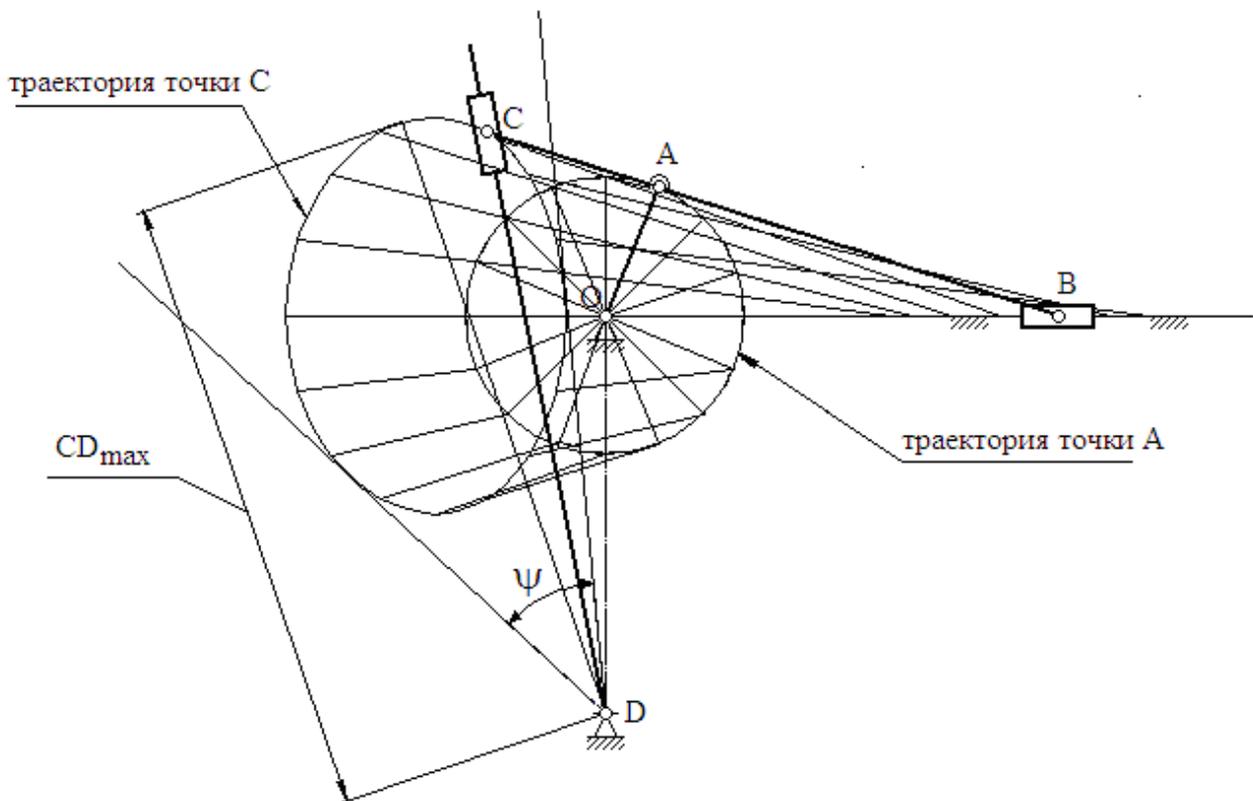


Рис. 2.2. Подбор размера  $OD$

## 2.1. Кинематический анализ рычажного механизма

### 2.2.1. Структурный анализ механизма

Степень подвижности механизма определим по формуле Чебышева:

$$W = 3n - p_4 - 2p_5, \quad (2.1)$$

где  $n$  – число подвижных звеньев механизма;

$p_4$  – число кинематических пар 4 класса;

$p_5$  – число кинематических пар 5 класса; получим

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

За начальное звено принимаем кривошип  $OA$ , так как для него задан закон движения. Формула строения механизма в этом случае:

$$[1,6] \leftarrow (2,3) \leftarrow (4,5), \quad (2.2)$$

где  $[1,6]$  – начальный механизм I класса;

$(2,3)$  – структурная группа II класса 2 вида;

$(4,5)$  – структурная группа II класса 3 вида.

Таким образом, данный механизм является механизмом второго класса.

### 2.2.2. Построение заданного положения механизма

Примем масштаб изображения механизма на чертеже  $k_l = 0.01 \text{ м} \cdot \text{мм}^{-1}$ . Отрезки на чертеже будем обозначать со знаком “ $\sim$ ”.

Длины звеньев на чертеже:

$$\sim OA = 35 \text{ мм}; \quad \sim AS_2 = 30 \text{ мм}; \quad \sim AC = 45 \text{ мм};$$

$$\sim DS_5 = 60 \text{ мм}; \quad \sim AB = 105 \text{ мм}; \quad \sim OD = 100 \text{ мм}.$$

Текущее значение размера  $CD$ , соответствующее заданной угловой координате кривошипа  $\varphi_1 = 45^\circ$ , определено построением:

$$\sim CD = CD \cdot k_l = 136.7 \cdot 0.01 = 1.367 \text{ м}.$$

### 2.2.3. Построение плана скоростей

Кинематический анализ механизма выполняем для заданного положения механизма в порядке присоединения структурных групп согласно формуле (2.2).

#### **Начальный механизм [1,6]**

Скорость точки  $A$

$$V_A = \omega_1 OA = 13.962 \cdot 0.35 = 4.887 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}. \quad (2.3)$$

Примем масштабный коэффициент плана скоростей

$$k_v = 0.05 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{мм}^{-1}.$$

Вектор  $\bar{V}_A$  направлен из полюса плана скоростей  $p_v$  перпендикулярно кривошпицу  $OA$  в сторону его вращения; конец этого вектора на плане скоростей – точка  $a$ . Длина вектора  $\bar{V}_A$  на плане

$$p_v a = \frac{V_A}{k_v} = \frac{4.887}{0.05} = 97.7 \text{ мм.} \quad (2.4)$$

### Группа (2,3)

Скорость точки  $B$ :

$$\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}; \\ \bar{V}_B = \bar{V}_{B_6} + \bar{V}_{BB_6}. \end{cases} \quad (2.5)$$

В первом уравнении вектор  $\bar{V}_{BA}$  направлен перпендикулярно  $AB$ . Точка  $B_6$  неподвижна ( $\bar{V}_{B_6} = 0$ ) и конец вектора  $\bar{V}_{B_6}$  (точка  $b_6$ ) совпадает с полюсом плана скоростей. Вектор  $\bar{V}_{BB_6}$  направлен параллельно направляющей.

В результате построения находим точку  $b$  – конец вектора  $\bar{V}_B$ :

$$V_B = p_v b \cdot k_v = 85.9 \cdot 0.05 = 4.293 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$V_{BA} = ba \cdot k_v = 71.1 \cdot 0.05 = 3.556 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

В этих формулах  $p_v b$  и  $ba$  – длины (в миллиметрах) отрезков плана скоростей.

Угловая скорость звена механизма определяется по параметрам относительной скорости любых двух точек, принадлежащих этому звену.

Угловая скорость звена 2:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB} = \frac{3.556}{1.05} = 3.386 \text{ с}^{-1}.$$

Скорости точек  $C$  и  $S_2$  могут быть определены методом подобия, согласно которому точки, принадлежащие одному звену, образуют на плане механизма и на плане скоростей подобные фигуры, в данном случае – отрезки. Таким образом, из подобия отрезков имеем:

$$ac = ab \frac{AC}{AB} = 71 \cdot \frac{0.45}{1.05} = 30.43 \text{ мм.} \quad (2.6)$$

$$bs_2 = ab \frac{BS_2}{AB} = 71 \cdot \frac{0.75}{1.05} = 50.71 \text{ мм.} \quad (2.7)$$

Из плана скоростей найдем

$$V_C = p_v c \cdot k_v = 116.5 \cdot 0.05 = 5.827 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$V_{S_2} = p_v s_2 \cdot k_v = 88.9 \cdot 0.05 = 4.443 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

### **Группа (4,5)**

Скорость точки  $C_5$ :

$$\begin{cases} \bar{V}_{C_5} = \bar{V}_C + \bar{V}_{C_5C}; \\ \bar{V}_{C_5} = \bar{V}_D + \bar{V}_{C_5D}. \end{cases} \quad (2.8)$$

В первом уравнении вектор  $\bar{V}_{C_5C}$  направлен параллельно  $CD$ . Точка  $D$  неподвижна ( $\bar{V}_D=0$ ) и конец вектора  $\bar{V}_D$  (точка  $d$ ) совпадает с полюсом плана скоростей. Вектор  $\bar{V}_{C_5D}$  направлен перпендикулярно  $CD$ .

Из плана получим:

$$V_{C_5} = p_v c_5 \cdot k_v = 47.6 \cdot 0.05 = 2.381 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$V_{C_5C} = c_5 c \cdot k_v = 106.4 \cdot 0.05 = 5.318 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Угловая скорость звеньев 4 и 5:

$$\omega_4 = \omega_5 = \frac{V_{C_5D}}{CD} = \frac{2.381}{1.367} = 1.741 \text{ с}^{-1}.$$

Скорость точки  $S_5$  определим методом подобия:

$$ds_5 = dc_5 \frac{DS_5}{CD} = 47.6 \cdot \frac{0.6}{1.367} = 20.9 \text{ мм.} \quad (2.9)$$

Скорость точки  $S_5$ :

$$V_{S_5} = p_v s_5 \cdot k_v = 20.9 \cdot 0.05 = 1.045 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

## 2.2.4. Построение плана ускорений

### **Начальный механизм [1,6]**

Ускорение точки  $A$

$$W_A = \omega_1^2 OA = 13.962^2 \cdot 0.35 = 68.228 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Примем масштабный коэффициент плана ускорений

$$k_w = 0.5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{мм}^{-1}.$$

Вектор  $\overline{W}_A$  направлен параллельно звену  $OA$  от точки  $A$  к точке  $O$ , откладываем этот вектор из полюса плана ускорений  $p_w$ ; отрезок на плане ускорений

$$p_w a = \frac{W_A}{k_w} = \frac{68.228}{0.5} = 136.5 \text{ мм};$$

конец вектора  $\overline{W}_A$  – точка  $a$ .

### Группа (2,3)

Ускорение точки  $B$

$$\begin{cases} \overline{W}_B = \overline{W}_A + \overline{W}_{BA}^n + \overline{W}_{BA}^t; \\ \overline{W}_B = \overline{W}_{B_6} + \overline{W}_{BB_6}^k + \overline{W}_{BB_6}^r. \end{cases} \quad (2.10)$$

Вектор тангенциального ускорения  $\overline{W}_{BA}^t$  и вектор относительного ускорения  $\overline{W}_{BB_6}^r$  направлены параллельно векторам скоростей с одноименными нижними индексами; их длины определяются построением; остальные векторы правой части уравнений (2.10) также известны по направлению и могут быть найдены по величине.

Так как точка  $B_6$  принадлежит неподвижной направляющей, то её ускорение  $\overline{W}_{B_6} = 0$ , угловая скорость  $\omega_6$  также равна нулю, и ускорение Кориолиса

$$\overline{W}_{BB_6}^k = 2\omega_6 V_{BB_6} = 0.$$

Вектор нормального ускорения  $\overline{W}_{BA}^n$  направлен параллельно звену  $AB$  от точки  $B$  к точке  $A$  и имеет начало в точке  $a$  плана ускорений; его величина

$$W_{BA}^n = \omega_2^2 AB = 3.386^2 \cdot 1.05 = 12.04 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

отрезок  $ba^n$  на плане ускорений

$$ba^n = \frac{W_{BA}^n}{k_w} = \frac{12.04}{0.5} = 24.1 \text{ мм}.$$

Совмещая начало вектора  $\overline{W}_{BA}^n$  с точкой  $a$  на плане ускорений, а начало вектора  $\overline{W}_{BB_6}^r$  с полюсом плана ускорений и проведя линии действия векторов  $\overline{W}_{BB_6}^r$  и  $\overline{W}_{BA}^n$ , получим в месте их пересечения точку  $b$ .

Ускорение  $\overline{W}_B$  найдем, соединив точку  $b$  с полюсом плана ускорений; его величина

$$W_B = p_w b \cdot k_w = 97.9 \cdot 0.5 = 48.95 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

тангенциальное ускорение

$$W_{BA}^t = ba^t \cdot k_w = 93.5 \cdot 0.5 = 46.75 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Угловое ускорение звена механизма определяется по параметрам тангенциальной составляющей относительного ускорения двух любых точек, принадлежащих этому звену.

Угловое ускорение звена 2:

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{BA}^t}{BA} = \frac{46.75}{1.05} = 44.50 \text{ с}^{-2}.$$

Ускорения точек  $S_2$  и  $C$  определим методом подобия; из соотношений (2.6) и (2.7) получим

$$ac = ab \frac{AC}{AB} = 96.5 \cdot \frac{0.45}{1.05} = 41.4 \text{ мм};$$

$$bs_2 = ab \frac{BS_2}{AB} = 96.5 \cdot \frac{0.75}{1.05} = 68.9 \text{ мм}.$$

Из плана найдем ускорения

$$W_C = p_w c \cdot k_w = 167.9 \cdot 0.5 = 83.95 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2},$$

$$W_{S_2} = p_w s_2 \cdot k_w = 118.9 \cdot 0.5 = 59.45 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

### **Группа (4,5)**

Ускорение точки  $C_5$ :

$$\begin{cases} \overline{W}_{C_5} = \overline{W}_C + \overline{W}_{C_5C}^k + \overline{W}_{C_5C}^r; \\ \overline{W}_{C_5} = \overline{W}_D + \overline{W}_{C_5D}^n + \overline{W}_{C_5D}^t. \end{cases} \quad (2.11)$$

Вектор тангенциального ускорения  $\overline{W}_{C_5D}^t$  и вектор относительного ускорения  $\overline{W}_{C_5C}^r$  направлены параллельно векторам скоростей с одинаковыми нижними индексами; их длины определяются построением; остальные векторы правой части уравнений (2.11) также известны по направлению и могут быть найдены по величине.

Ускорение Кориолиса

$$W_{C_5C}^k = 2\omega_5 V_{C_5C} = 2 \cdot 1.741 \cdot 5.318 = 18.519 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

отрезок на плане ускорений

$$c_5 c^k = \frac{W_{C_5C}^k}{k_w} = \frac{18.519}{0.5} = 37.0 \text{ мм.}$$

Направление ускорения  $\overline{W}_{C_5C}^k$  совпадает с направлением вектора  $\overline{V}_{C_5C}$  после его поворота в сторону вращения звена 5 на  $90^\circ$ .

Нормальное ускорение

$$W_{C_5D}^n = \omega_5^2 CD = 1.741^2 \cdot 1.367 = 4.143 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

величина отрезка  $c_5 d^n$  на плане ускорений

$$c_5 d^n = \frac{W_{C_5D}^n}{k_w} = \frac{4.143}{0.5} = 8.3 \text{ мм.}$$

Вектор  $\overline{W}_{C_5D}^n$  направлен параллельно  $CD$  от точки  $C$  к точке  $D$ ; его начало помещают в точке  $d$ , то есть в полюсе плана ускорений. Согласно уравнениям (2.11) в конце вектора  $\overline{W}_{C_5D}^n$  проведем линию действия ускорения  $\overline{W}_{C_5D}^t$ . Начало вектора  $\overline{W}_{C_5C}^k$  поместим в точке  $c$  плана ускорений, а к его концу пристроим линию относительного ускорения  $\overline{W}_{C_5C}^r$ . В месте пересечения линий последних векторов уравнений (2.11) получим точку  $c_5$  – конец вектора  $\overline{W}_{C_5}$ .

Из построения получим:

$$W_{C_5} = p_w c_5 \cdot k_w = 75.1 \cdot 0.5 = 37.55 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$W_{C_5D}^t = c_5 d^t \cdot k_w = 74.7 \cdot 0.5 = 37.35 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Угловое ускорение звеньев 4 и 5:

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \frac{W_{C_5D}^t}{CD} = \frac{37.35}{1.367} = 27.33 \text{ с}^{-2}.$$

Положение точки  $S_5$  на плане определяется методом подобия из соотношения (2.9):

$$ds_5 = dc_5 \frac{DS_5}{CD} = 75.2 \cdot \frac{0.6}{1.367} = 33.0 \text{ мм.}$$

Ускорение точки  $S_5$ :

$$W_{S_5} = p_{wS_5} \cdot k_w = 33.0 \cdot 0.5 = 16.50 \text{ м.с}^{-2}.$$

## 2.2. Анализ механизма с использованием компьютерной среды САМАС

Структурная модель механизма для программы САМАС представлена на рис. 2.3.

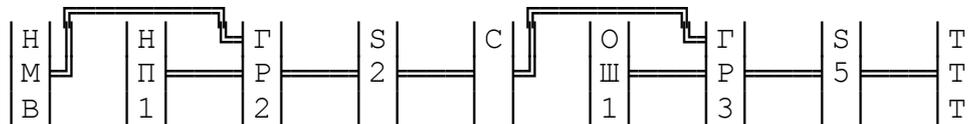


Рис. 2.3

### Входные параметры для программы САМАС.

Входные параметры узла НМВ		
Абсцисса неподвижного шарнира	[ м ]	0.00000
Ордината неподвижного шарнира	[ м ]	0.00000
Начальная угловая координата	[ град ]	45.00000
Длина звена	[ м ]	0.35000
Изменение (шаг) угл. координаты	[ град ]	1.00000
Конечная угловая координата	[ град ]	Нет
Начальная угловая скорость $W_0$	[ 1/с ]	13.96200
Угловое ускорение $E_0$	[ 1/(с*с) ]	0.00000

Esc - выход

Входные параметры узла НП1		
Абсцисса неподвижной точки	[ м ]	0.50000
Ордината неподвижной точки	[ м ]	0.00000
Угол наклона направляющей	[ град ]	0.00000
Штрихи относительно прямой		Сверху

Esc - выход

Входные параметры узла ГР2		
Длина звена [12]	L [ м ]	1.05000
Вылет шарнира у ползуна	H [ м ]	0.00000
Направляющая		Видимая

Esc - выход

Входные параметры узла S2		
Длина отрезка [12]	[ м ]	0.75000
Угол отклонения от баз. прямой	[ град ]	180.00000
Признак рисования дуги		Не рисовать

Esc - выход

Входные параметры узла С		
Длина отрезка [12]	[ м ]	0.75000
Угол отклонения от баз. прямой	[ град ]	0.00000
Признак рисования дуги		Рисовать

Esc - выход

Входные параметры узла ОШ1		
Абсцисса центра шарнира	[ м ]	0.00000
Ордината центра шарнира	[ м ]	-1.00000
Esc - выход		

Входные параметры узла ГР3		
Вылет шарнира у ползуна	[ м ]	0.00000
Вылет шарнира у кулисы	[ м ]	0.00000
Выходная точка принадлежит ползуну		Нет
Esc - выход		

Входные параметры узла S5		
Длина отрезка [12]	[ м ]	0.60000
Угол отклонения от баз. прямой	[ град ]	180.00000
Признак рисования дуги		Не рисовать
Esc - выход		

Результаты кинематического расчета механизма в среде САМАС для заданного угла  $\varphi_1 = 45^\circ$  приведены ниже.

Результаты кинематического анализа рычажного механизма в программе САМАС

```

===== Входные параметры узла <HMB> =====
Начальная угловая координата [ град ]..... 45.0000000
Длина звена [ м ]..... 0.3500000
Начальная угловая скорость Wo [ 1/с ]..... 13.9620000
===== Выходные параметры узла <HMB> =====
Скорость подвижной точки [ м/с ]..... 4.8867000
Ускорение подвижной точки [м/(с*с)]..... 68.2281054
Абсцисса подвижной точки [ м ]..... 0.2474874
Ордината подвижной точки [ м ]..... 0.2474874
Проекция скорости точки на ось X [ м/с ]..... -3.4554187
Проекция скорости точки на ось Y [ м/с ]..... 3.4554187
Проекция ускорения точки на ось X[м/(с*с)]..... -48.2445560
Проекция ускорения точки на ось Y[м/(с*с)]..... -48.2445560
===== Входные параметры узла <ГР2> =====
Длина звена [12] L [ м ]..... 1.0500000
===== Выходные параметры узла <ГР2> =====
Скорость точки [2] [ м/с ]..... 4.2934808
Ускорение точки [2] [м/(с*с)]..... 48.9328515
Абсцисса точки [2] [ м ]..... 1.2679040
Проекция скорости точки [2] на OX [ м/с ]..... -4.2934808
Проекция ускорения точки [2] на OX [м/(с*с)]..... -48.9328515
Угловая скорость звена [12] [ 1/с ]..... -3.3862824
Угловое ускорение звена [12] [1/(с*с)]..... 44.4981410
===== Входные параметры узла <S2 > =====
Длина отрезка [12] [ м ]..... 0.7500000
===== Выходные параметры узла <S2 > =====
Скорость точки [2] [ м/с ]..... 4.4434022
Ускорение точки [2] [м/(с*с)]..... 59.4480443
Абсцисса добавочной точки [2] [ м ]..... 0.5390350
Ордината добавочной точки [2] [ м ]..... 0.1767767
Проекция скорости т. [2] на OX [ м/с ]..... -3.6948650
Проекция скорости т. [2] на OY [ м/с ]..... 2.4681562
Проекция ускорения т. [2] на OX [м/(с*с)]..... -48.4412119
Проекция ускорения т. [2] на OY [м/(с*с)]..... -34.4603971
===== Входные параметры узла <C > =====
Длина отрезка [12] [ м ]..... 0.7500000
===== Выходные параметры узла <C > =====
Скорость точки [2] [ м/с ]..... 5.8270009
Ускорение точки [2] [м/(с*с)]..... 83.9597365
Абсцисса добавочной точки [2] [ м ]..... -0.1898340

```

```

Ордината добавочной точки [2] [ м ]..... 0.3535534
Проекция скорости т. [2] на ОХ [ м/с ]..... -3.0962492
Проекция скорости т. [2] на ОУ [ м/с ]..... 4.9363124
Проекция ускорения т. [2] на ОХ [м/(с*с)]..... -47.9495722
Проекция ускорения т. [2] на ОУ [м/(с*с)]..... -68.9207943
===== Входные параметры узла <ОШ1> =====
Абсцисса центра шарнира [ м ]..... 0.0000000
Ордината центра шарнира [ м ]..... -1.0000000
===== Выходные параметры узла <ГР3> =====
Угловая скорость кулисы [ 1/с ]..... 1.7417603
Угловое ускорение кулисы [1/(с*с)]..... 28.1899808
===== Входные параметры узла <S5 > =====
Длина отрезка [12] [ м ]..... 0.6000000
===== Выходные параметры узла <S5 > =====
Скорость точки [2] [ м/с ]..... 1.0450562
Ускорение точки [2] [м/(с*с)]..... 17.0116510
Абсцисса добавочной точки [2] [ м ]..... -0.0833336
Ордината добавочной точки [2] [ м ]..... -0.4058153
Проекция скорости т. [2] на ОХ [ м/с ]..... -1.0349274
Проекция скорости т. [2] на ОУ [ м/с ]..... -0.1451472
Проекция ускорения т. [2] на ОХ [м/(с*с)]..... -16.4972450
Проекция ускорения т. [2] на ОУ [м/(с*с)]..... -4.1517681

```

В таблице 2.1 приведено сравнение результатов, полученных в среде САМАС и методом планов.

Таблица 2.1

№	Параметр	Значение по планам	Значение в САМАС	Погрешность, %
1	Скорость точки $B$ , $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	4,293	4,293	0,00
2	Скорость точки $S_2$ , $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	4,443	4,443	0,00
3	Угловая скорость звена 2, $\text{с}^{-1}$	3,386	3,386	0,00
4	Скорость точки $C$ , $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	5,827	5,827	0,00
5	Угловая скорость звеньев 4 и 5, $\text{с}^{-1}$	1,741	1,742	0,06
6	Скорость точки $S_5$ , $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	1,045	1,045	0,00
7	Ускорение точки $B$ , $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$	48,95	48,933	0,03
8	Ускорение точки $S_2$ , $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$	59,45	59,448	0,00
9	Угловое ускорение звена 2, $\text{с}^{-2}$	44,50	44,498	0,00
10	Ускорение точки $C$ , $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$	83,95	83,960	0,01
11	Ускорение точки $S_5$ , $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$	16,50	17,012	3,01
12	Угловое ускорение звеньев 4 и 5, $\text{с}^{-2}$	27,33	28,190	3,05

## 2.3. Кинетостатический анализ рычажного механизма

Целью кинетостатического анализа рычажного механизма является определение реакций в кинематических парах и величины уравновешивающего момента  $T_y$ , т. е. такого момента, который необходимо приложить к валу входного звена механизма для получения заданного закона движения.

Кинетостатический анализ выполнен для положения механизма, заданного углом  $\varphi_1 = 45^\circ$ .

### 2.4.1. Определение внешних нагрузок

К внешним нагрузкам относятся силы тяжести звеньев и момент полезного сопротивления  $T_{nc}$ , приложенный к звену 5.

Массы звеньев определим согласно заданным соотношениям:

$$m_3 = m_4 = 9 \text{ кг}; m_2 = 12m_3 = 12 \cdot 9 = 108 \text{ кг}; m_5 = 10m_3 = 10 \cdot 9 = 90 \text{ кг}.$$

Моменты инерции:

$$J_{S_4} = 0.3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_{S_2} = 12 J_{S_4} = 12 \cdot 0.3 = 3.6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_{S_5} = J_{S_2} = 3.6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Сила тяжести определяется по известной формуле  $G_i = m_i \cdot g$ .

$$G_2 = 108 \cdot 9.81 = 1059.5 \text{ Н};$$

$$G_3 = 9 \cdot 9.81 = 88.3 \text{ Н};$$

$$G_4 = 9 \cdot 9.81 = 88.3 \text{ Н};$$

$$G_5 = 90 \cdot 9.81 = 882.9 \text{ Н}.$$

Согласно принципу Даламбера инерционные силы и моменты дополняют систему сил, действующих на звенья механизма, до равновесной. Инерционные силы считаем приложенными в центрах масс звеньев и направленными противоположно их ускорениям. Инерционные моменты направляем противоположно угловым ускорениям соответствующих звеньев.

Величины инерционных нагрузок:

$$P_{и_2} = m_2 W_{S_2} = 108 \cdot 59.45 = 6420.6 \text{ Н};$$

$$P_{и_3} = m_3 W_{S_3} = 9 \cdot 48.95 = 440.4 \text{ Н};$$

$$P_{и_4} = m_4 W_{S_4} = 9 \cdot 83.95 = 755.6 \text{ Н};$$

$$P_{и_5} = m_5 W_{S_5} = 90 \cdot 16.50 = 1485.0 \text{ Н};$$

$$M_{и_2} = J_{S_2} \varepsilon_2 = 3.6 \cdot 44.5 = 160.2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и_4} = J_{S_4} \varepsilon_4 = 0.3 \cdot 27.33 = 8.2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и_5} = J_{S_5} \varepsilon_5 = 3.6 \cdot 27.33 = 98.4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент полезного сопротивления  $T_{пс} = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Таким образом, силы тяжести, инерционные нагрузки, момент полезного сопротивления и уравнивающий момент образуют равновесную систему внешних сил, которая является статически определимой. Реакции в кинематических парах, вызываемые этими внешними нагрузками, являются для данной системы внутренними нагрузками и определяются из силового расчета структурных групп.

### 2.3.1. Определение уравнивающего момента методом Н.Е. Жуковского

В основу метода Н.Е.Жуковского положен принцип возможных перемещений: для равновесной системы сил сумма мгновенных мощностей всех сил и моментов системы равна нулю. Реакции в кинематических парах в этом уравнении не участвуют, т.к. без учета потерь на трение их суммарная мощность тождественно равна нулю.

Мощность момента определяется по формуле

$$P_M = M \cdot \omega.$$

Если момент и угловая скорость звена совпадают по направлению – мощность положительная, если не совпадают – отрицательная.

Мощность силы легко найти, воспользовавшись планом скоростей.

Мощность силы определяется по формуле

$$P_F = |\vec{F}| \cdot |\vec{V}| \cdot \cos \alpha,$$

где  $\alpha$  – угол между векторами  $\vec{F}$  и  $\vec{V}$ . Если угол  $\alpha$  – острый, то мощность – положительная, если тупой – отрицательная. Чтобы не измерять угол  $\alpha$ , внешние силы прикладывают к плану скоростей, предварительно повернув его на  $90^\circ$  в любую сторону. Тогда в уравнении мощностей произведение  $|\vec{V}| \cdot \cos \alpha$  можно заменить плечом  $h$  силы относительно полюса повернутого плана скоростей. В этом случае уравнение Н.Е.Жуковского принимает вид уравнения моментов сил относительно полюса повернутого плана скоростей, а сам план скоростей выступает

как жесткий рычаг, вращающийся вокруг полюса, как точки подвеса. Положительное либо отрицательное направление его вращения устанавливается по любой из сил по углу между векторами  $\vec{F}$  и  $\vec{V}$  до поворота, как было сказано выше.

Приложим к соответствующим точкам повернутого плана скоростей внешние силы (рис. 2.8). Знак мощности силы определим по углу  $\alpha$  между векторами, например, силы  $\vec{G}_2$  и скорости точки  $S_2$  до поворота плана скоростей. Угол  $\alpha$  тупой, следовательно, сила  $\vec{G}_2$  развивает отрицательную мощность, и слагаемое  $(G_2 \cdot h)$  войдет в уравнение Жуковского со знаком минус. Так как сила  $\vec{G}_2$  вращает повернутый план скоростей против часовой стрелки, то это направление будет отрицательным.

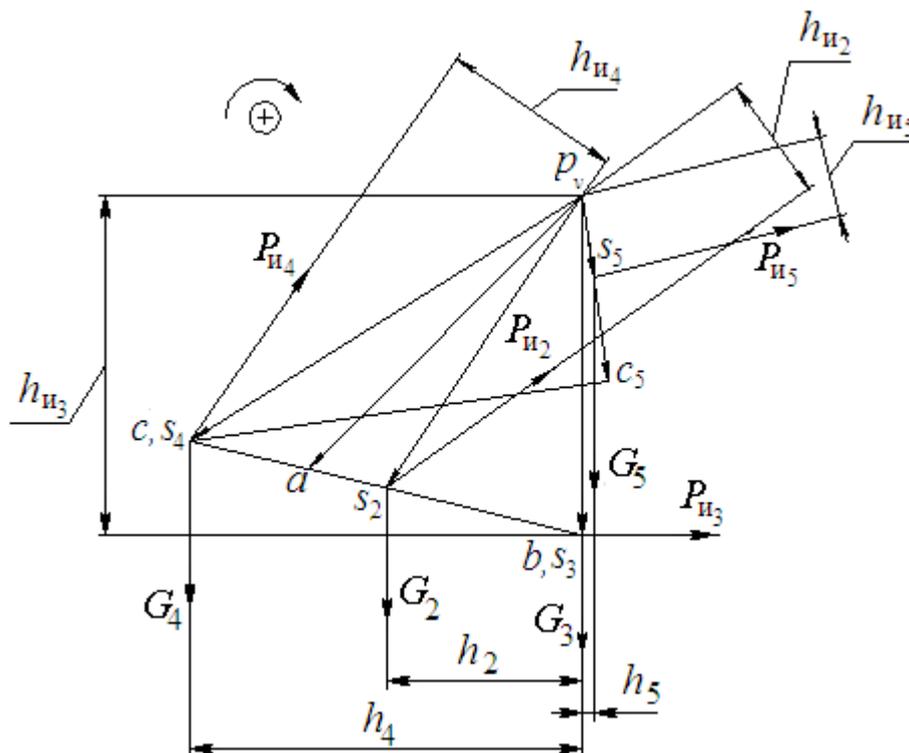


Рис. 2.8. Рычаг Жуковского Н.Е.

Уравнение баланса мгновенных мощностей:

$$T_y \omega_1 + M_{и_2} \omega_2 - (M_{и_4} + M_{и_5} + T_{пс}) \omega_5 + k_v (-G_2 \tilde{h}_2 + G_3 \tilde{h}_3 - G_4 \tilde{h}_4 + G_5 \tilde{h}_5 - P_{и_2} \tilde{h}_{и_2} - P_{и_3} \tilde{h}_{и_3} + P_{и_4} \tilde{h}_{и_4} - P_{и_5} \tilde{h}_{и_5}) = 0. \quad (2.16)$$

Отсюда

$$\begin{aligned}
T_y &= \frac{1}{\omega_1} \left( (M_{и_4} + M_{и_5} + T_{пс}) \omega_5 - M_{и_2} \omega_2 - k_v (-G_2 \tilde{h}_2 + \right. \\
&+ G_3 \tilde{h}_3 - G_4 \tilde{h}_4 + G_5 \tilde{h}_5 - P_{и_2} \tilde{h}_{и_2} - P_{и_3} \tilde{h}_{и_3} + P_{и_4} \tilde{h}_{и_4} - P_{и_5} \tilde{h}_{и_5} \left. \right) = \\
&= \frac{1}{13.962} \left( (8.2 + 98.4 + 500) \cdot 1.741 - 160.2 \cdot 3.386 - \right. \\
&- 0,05(-1059.5 \cdot 49.4 + 88.3 \cdot 0 - 88.3 \cdot 98.7 + 882.9 \cdot 2.9 - 6420.6 \cdot 31.6 - \\
&- 440.4 \cdot 85.9 + 755.6 \cdot 45.7 - 1485.0 \cdot 20.8) \left. \right) = 1093.0 \text{ Н} \cdot \text{м}.
\end{aligned}$$

### 2.3.2. Определение уравновешивающего момента методом виртуальных перемещений

Определим уравновешивающий момент, используя результаты расчета по программе САМАС.

Уравнение баланса мощностей:

$$\begin{aligned}
&-g(m_2 \dot{y}_{s_2} + m_3 \dot{y}_{s_3} + m_4 \dot{y}_{s_4} + m_5 \dot{y}_{s_5}) - \\
&- (m_2 (\dot{x}_{s_2} \ddot{x}_{s_2} + \dot{y}_{s_2} \ddot{y}_{s_2})) + m_3 (\dot{x}_{s_3} \ddot{x}_{s_3} + \dot{y}_{s_3} \ddot{y}_{s_3}) + m_4 (\dot{x}_{s_4} \ddot{x}_{s_4} + \dot{y}_{s_4} \ddot{y}_{s_4}) + \\
&+ m_5 (\dot{x}_{s_5} \ddot{x}_{s_5} + \dot{y}_{s_5} \ddot{y}_{s_5}) - (J_{S_2} \varepsilon_2 \omega_2 + J_{S_4} \varepsilon_4 \omega_4 + J_{S_5} \varepsilon_5 \omega_5) + \\
&+ T_{пс} \omega_5 + T_y \omega_1 = 0.
\end{aligned}$$

Отсюда

$$\begin{aligned}
T_y &= \frac{1}{\omega_1} (g(m_2 \dot{y}_{s_2} + m_3 \dot{y}_{s_3} + m_4 \dot{y}_{s_4} + m_5 \dot{y}_{s_5}) + \\
&+ (m_2 (\dot{x}_{s_2} \ddot{x}_{s_2} + \dot{y}_{s_2} \ddot{y}_{s_2})) + m_3 (\dot{x}_{s_3} \ddot{x}_{s_3} + \dot{y}_{s_3} \ddot{y}_{s_3}) + m_4 (\dot{x}_{s_4} \ddot{x}_{s_4} + \dot{y}_{s_4} \ddot{y}_{s_4}) + \\
&+ m_5 (\dot{x}_{s_5} \ddot{x}_{s_5} + \dot{y}_{s_5} \ddot{y}_{s_5})) + (J_{S_2} \varepsilon_2 \omega_2 + (J_{S_4} + J_{S_5}) \varepsilon_4 \omega_4) - T_{пс} \omega_5) = \\
&= \frac{1}{13.962} (9.81(108 \cdot 2.468 + 9 \cdot 0 + 9 \cdot 4.936 + 90(-0.137)) + \\
&+ 108((-3.695)(-48.441) + 2.468 \cdot (-34.460)) + \\
&+ 9((-4.293)(-48.933) + 0 \cdot 0) + 9((-3.096)(-47.950) + \\
&+ 4.936(-68.922)) + 90 \cdot ((-1.010)(-16.023) + \\
&+ (-0.137)(-3.915)) + (3.6 \cdot 44.498 \cdot (-3.386) + \\
&+ (0.3 + 3.6) \cdot 27.338 \cdot 1.699) - (-500) \cdot 1.699) = 1090.8 \text{ Н} \cdot \text{м}.
\end{aligned}$$

Момент  $T_y$  – положительный, следовательно, он направлен против часовой стрелки, т.е. в сторону вращения входного звена.

### 2.3.3. Сравнение значений уравновешивающего момента, полученных различными методами

Значение уравновешивающего момента, полученное методом планов сил  $T_y^{\text{пл}} = 1098.4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;

значение уравновешивающего момента, полученное методом рычага Жуковского  $T_y^{\text{ж}} = 1093.0 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;

значение уравновешивающего момента, полученное методом виртуальных перемещений  $T_y^{\text{в}} = 1090.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Считая наиболее точным значение уравновешивающего момента, полученное методом виртуальных перемещений, определим относительно него погрешности вычислений

$$\Delta_{\text{пл}}^{\text{в}} = \frac{|T_y^{\text{пл}} - T_y^{\text{в}}|}{T_y^{\text{в}}} = \frac{1095.4 - 1090.8}{1090.8} \cdot 100\% = 0.4 \%$$

$$\Delta_{\text{ж}}^{\text{в}} = \frac{|T_y^{\text{ж}} - T_y^{\text{в}}|}{T_y^{\text{в}}} = \frac{1093.0 - 1090.8}{1090.8} \cdot 100\% = 0.2 \%$$

Точность вычислений достаточна.

## Рекомендуемая литература

1. Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин (анализ и синтез зубчатых, рычажных и кулачковых механизмов) / Гурьев Б.И., Васильева О.Ф. - Уфа, Уфимский государственный авиационный технический университет, 2000. - 72 с.
2. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А.Болотовского. 2-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
3. Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин (Подбор геометрических параметров звеньев рычажных механизмов) / Гурьев Б.И., Васильева О.Ф., - Уфа, Уфимский государственный авиационный технический университет, 2004. - 80 с.
4. Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин (Проектирование плоских кулачковых механизмов. Часть 1. Расчет кинематических параметров и составление уравнений движения толкателей) / Васильева О.Ф., Гурьев Б.И., - Уфа, Уфимский государственный авиационный технический университет, 2003. - 19 с.
5. Теория механизмов и машин: Методические указания и контрольные задания для студентов очно-заочной и заочной формы обучения технических специальностей / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т; Сост.: Б.И.Гурьев, О.Ф.Васильева, Л.Л.Русак, А.Я.Садыкова, Р.Ш.Хабибуллина. – Уфа, 2004.- 92 с.





