

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гусеничные машины и машиноведение»

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ
КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовому проектированию по дисциплине:

«Теория механизмов и машин»

для студентов направлений

150700.62, 151900.62, 190100, 190110, 190600, 221700.62

Курган 2012

Кафедра: «Гусеничные машины и машиноведение»

Дисциплина: «Теория механизмов и машин»

Направление (специальности):

190110 – Транспортные средства специального назначения.

Направления (профили):

150700.62 – Машиностроение (Оборудование и технологии сварочного производства);

150700.62 – Машиностроение (Менеджмент высоких технологий);

151900.62 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств (Технология машиностроения);

190100 – Наземные транспортно-технологические комплексы (Автомобиле- и тракторостроение);

190600 – Эксплуатация транспортных и транспортно-технологических машин и комплексов (Автомобили и автомобильное хозяйство);

190600 – Эксплуатация транспортных и транспортно-технологических машин и комплексов (Автомобильный сервис);

221700.62 – Стандартизация и метрология (Стандартизация и сертификация).

Составили: канд.техн.наук, доцент В.Т. Фонотов;
канд.техн.наук, доцент Н.Н. Крохмаль;
канд.пед.наук, доцент Ж.В. Нечехина.

Утверждены на заседании кафедры «8» декабря 2011 г.

Рекомендованы методическим советом университета «28» декабря 2011 г.

Введение

Одной из основных задач курсового проектирования по теории механизмов и машин является определение кинематических и силовых характеристик основного рычажного механизма машины. Данная задача решается после того, как определены линейные размеры звеньев и найден истинный закон движения входного звена основного рычажного механизма. Размеры звеньев определяются в результате синтеза (проектирования) механизма, а закон движения (угловая скорость и угловое ускорение) входного звена – в результате динамического исследования. Динамическое исследование механизма позволяет также определить момент инерции маховика, который, как правило, устанавливают на входном валу основного рычажного механизма.

Кинематический анализ заключается в определении законов движения точек и звеньев механизма без учета действия на них сил по известному закону движения входного звена. Характеристиками механического движения являются перемещения, скорости и ускорения.

На звенья механизма действуют различные внешние силы и моменты сил, а в кинематических парах возникают силы взаимодействия (реакции) между соприкасающимися звеньями, которые по отношению к механизму являются внутренними силами. Чтобы механизм находился в равновесии под действием приложенных сил, необходимо к одному из его подвижных звеньев приложить уравновешивающую силу P^{yp} или момент M^{yp} . Силу P^{yp} или момент M^{yp} обычно прикладывают к входному звену основного рычажного механизма, которое либо получает энергию извне (рабочие машины), либо отдает энергию (двигатели).

Определение реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы составляет основное содержание силового расчета механизма. Силовой расчет можно провести, если известны внешние силы, моменты сил, размеры, массы, моменты инерции звеньев и их кинематические характеристики.

Силовой расчет следует выполнять с учетом неравномерного движения звеньев, поскольку их ускорения и, как следствие, инерционные нагрузки в современных быстроходных машинах весьма значительны. Так как механизм представляет собой подвижную механическую систему, то *силовой расчет выполняют на основе принципа Даламбера, согласно которому механизм можно рассматривать находящимся в равновесии, если ко всем внешним силам, приложенным к его звеньям, добавить силы инерции.*

Кинематические и силовые характеристики, найденные в результате кинематического анализа и силового расчета, играют исключительно важную роль как на стадии проектирования механизмов и машин, так и в процессе их эксплуатации. Например, знание реакций в кинематических парах необходимо для расчета звеньев механизма на прочность, надежность, жесткость, износостойкость, вибростойкость, долговечность, а также для выбора подшипников и определения коэффициента полезного действия механизма.

В большинстве современных машин в качестве основных рычажных механизмов применяют кривошипно-ползунные. К таким машинам относятся поршневые насосы, компрессоры, двигатели внутреннего сгорания, паровые машины, прессы, ковочные машины и т.п.

1 Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма

Проведем кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) для положения, при котором на поршень действуют силы, близкие к максимальным. Пусть такое положение механизма соответствует углу $\varphi_1 = 45^\circ$.

Целью кинематического анализа механизма является определение линейных скоростей и ускорений точек и угловых скоростей и ускорений звеньев.

Линейные скорости и ускорения точек считаются известными, если известны их величина и направление. Величина скорости измеряется в м/с, а величина ускорения – в м/с². Направление определяется вектором. Характеристиками звена, совершающего вращательное движение, являются угловая скорость и угловое ускорение, измеряемые в рад/с (с⁻¹) и рад/с² (с⁻²). Угловая скорость и угловое ускорение определяются круговыми векторами.

Выполним кинематический анализ механизма графоаналитическим методом (методом планов) [1,2,3] при следующих исходных данных:

- радиус кривошипа (коленчатого вала) $\ell_{OA} = 0,06$ м, длина шатуна $\ell_{AB} = 0,24$ м, положение центра масс шатуна $\ell_{AS_2} = 0,08$ м;
- частота вращения кривошипа (коленчатого вала) $n_1 = 1700$ об/мин;
- угловая скорость коленчатого вала в исследуемом положении механизма $\omega_1 = 178,7$ с⁻¹;
- угловое ускорение коленчатого вала в исследуемом положении механизма $\varepsilon_1 = 650$ с⁻².

Вычертим в масштабе μ_ℓ кинематическую схему механизма для исследуемого положения (Приложение А, рисунок 1а).

Масштаб μ_ℓ определим по формуле:

$$\mu_\ell = \frac{\ell_{OA}}{OA},$$

где ℓ_{OA} – радиус кривошипа (коленчатого вала), м;

OA – графическая длина кривошипа на схеме, мм.

Примем $OA = 30$ мм. Тогда:

$$\mu_\ell = \frac{0,06}{30} = 0,002 \text{ м/мм.}$$

При выбранном масштабе графические размеры звеньев и положение центра масс шатуна на схеме механизма принимают следующие значения: $OA=30$ мм; $AB=120$ мм; $AS_2=40$ мм.

Кривошипно-ползунный механизм состоит из первичного механизма (кривошипа и стойки) и структурной группы Ассура 2-го класса, 2-го порядка, 2-го вида (шатун и поршень). Характерным для группы Ассура является то, что скорости и ускорения внешних её точек А и В₀ известны. Скорость и ускорение внутренней точки В можно найти графическим решением векторных уравнений, составленных относительно внешних точек группы. Точка А – центр вращательной кинематической пары, связывающей кривошип и шатун. Кривошип является входным звеном и его угловая скорость ω_1 и угловое ускорение ε_1 известны. Зная радиус кривошипа, определим линейную скорость и линейное ускорение точки А.

1.1 Определение скоростей

Линейную скорость точки А вычислим по формуле:

$$V_A = \omega_1 \cdot \ell_{OA} \cdot \quad (1)$$

Подставим числовые значения, получим:

$$V_A = 178,7 \cdot 0,06 = 10,72 \text{ м/с.}$$

Вектор скорости V_A перпендикулярен звену ОА и направлен в сторону угловой скорости ω_1 .

Выберем масштаб плана скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_A}{p_v a}, \quad (2)$$

где p_v – полюс плана скоростей (Приложение А, рисунок 1б);

$p_v a$ – отрезок в миллиметрах, изображающий вектор скорости точки А.

Зададим $p_v a = 107,2$ мм, тогда:

$$\mu_v = \frac{10,72}{107,2} = 0,1 \text{ мс}^{-1}/\text{мм.}$$

Запишем векторные уравнения движения точки В относительно внешних точек А и В₀ группы Ассура в виде скоростей [1,3]:

$$\begin{cases} \overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}; \\ \overline{V}_B = \overline{V}_{B_0} + \overline{V}_{BB_0}, \end{cases} \quad (3)$$

где \overline{V}_{BA} – скорость точки В относительно точки А. Вектор \overline{V}_{BA} направлен перпендикулярно звену АВ;

\overline{V}_{B_0} – скорость проекции точки В на стойку; $\overline{V}_{B_0} = 0$;

\overline{V}_{BB_0} – скорость точки В относительно точки В₀. Вектор \overline{V}_{BB_0} – направлен по направляющей поршня.

Скорость точки В определим в результате графического решения векторных уравнений (3). Для этого из полюса плана скоростей отложим вектор $p_V a = 107,2$ мм (Приложение А, рисунок 1б). Затем через точку a проведем прямую, перпендикулярную звену АВ, а из полюса p_V – прямую, параллельную движению поршня. Точка пересечения этих прямых (точка b) является решением векторных уравнений (3).

Скорость центра масс V_{S_3} поршня равняется скорости точки В. Следовательно, на плане точка s_3 совпадает с точкой b . Скорость центра масс шатуна V_{S_2} определим по правилу подобия из соотношения:

$$V_{S_2A} = V_{AB} \frac{\ell_{AS_2}}{\ell_{AB}} \quad (4)$$

или на плане скоростей:

$$s_2 a = ab \frac{AS_2}{AB}, \quad (5)$$

$$s_2 a = 78 \cdot \frac{40}{120} = 26 \text{ мм.}$$

Отметим точку s_2 на плане (Приложение А, рисунок 1б). Соединим прямой точку s_2 с полюсом p_V , получим вектор $(p_V s_2)$, изображающий скорость центра масс шатуна на плане скоростей.

Построенный план скоростей позволяет определить линейные скорости всех точек и угловую скорость шатуна. Например, скорость точки В и центра масс поршня:

$$V_B = V_{S_3} = (P_V b) \cdot \mu_V. \quad (6)$$

Подставим значения, получим:

$$V_B = V_{S_3} = 89 \cdot 0,1 = 8,9 \text{ м/с.}$$

Аналогично определим скорость V_{S2} центра масс шатуна и относительную скорость V_{BA} :

$$V_{S2} = (P_V S_2) \cdot \mu_V; \quad (7)$$

$$V_{BA} = (ab) \cdot \mu_V. \quad (8)$$

После подстановки значений, имеем:

$$V_{S2} = 94 \cdot 0,1 = 9,4 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = 78 \cdot 0,1 = 7,8 \text{ м/с}.$$

Угловую скорость шатуна определим по формуле:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell_{AB}}. \quad (9)$$

Подставим значения, получим:

$$\omega_2 = \frac{7,8}{0,24} = 32,5 \text{ с}^{-1}.$$

Направление угловой скорости ω_2 определяется вектором относительной скорости \vec{V}_{BA} . Следовательно, в исследуемом положении механизма шатун вращается против часовой стрелки.

1.2 Определение ускорений

Линейные ускорения точек механизма и угловое ускорение шатуна определим графоаналитическим методом. Для этого построим план ускорений аналогично построенному плану скоростей.

Определим ускорение точки А по векторному уравнению:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^t, \quad (10)$$

где \vec{a}_O – ускорение точки О. Так как точка О принадлежит стойке, то $a_O = 0$;

\vec{a}_{AO}^n – нормальное (центростремительное) ускорение точки А относительно точки О.

Величину ускорения \vec{a}_{AO}^n определим по формуле:

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot \ell_{OA}. \quad (11)$$

Подставим числовые значения, получим:

$$a_{AO}^n = 178,7 \cdot 0,06 = 1916 \text{ м/с}^2.$$

Вектор \bar{a}_{AO}^n направлен от точки А к точке О.

\bar{a}_{AO}^t – касательное (тангенциальное) ускорение точки А относительно точки О.

Величину ускорения a_{AO}^t вычислим по формуле:

$$a_{AO}^t = \varepsilon_1 \cdot \ell_{OA} \quad \text{м/с}^2. \quad (12)$$

Подставим значения, получим:

$$a_{AO}^t = 650 \cdot 0,06 = 39 \text{ м/с}^2.$$

Вектор \bar{a}_{AO}^t направлен перпендикулярно звену ОА в сторону углового ускорения ε_1 .

Выберем масштаб плана ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_{AO}^n}{n_{AO}}, \quad (13)$$

где n_{AO} – отрезок в миллиметрах, изображающий вектор ускорения \bar{a}_{AO}^n .

Пусть $n_{AO} = 95,8$ мм, тогда:

$$\mu_a = \frac{1916}{95,8} = 20 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}.$$

Из полюса плана ускорений p_a (Приложение А, рисунок 1в) отложим вектор $\bar{n}_{AO} = 95,8$ мм. К концу вектора \bar{n}_{AO} прибавим вектор \bar{t}_{AO} , величину которого определим из выражения:

$$t_{AO} = \frac{a_{AO}^t}{\mu_a}. \quad (14)$$

Подставим значения, получим:

$$t_{AO} = \frac{39}{20} = 1,95 \text{ мм}.$$

Конец вектора \overline{t}_{AO} обозначим буквой a . Соединим прямой полюс P_a с точкой a . Полученный вектор $(\overline{p_a a})$ изображает вектор полного ускорения точки А. Поэтому ускорение точки А можно вычислить:

$$a_A = (P_a a) \cdot \mu_a. \quad (15)$$

В нашем примере:

$$a_A = 95,8 \cdot 20 = 1916 \text{ м/с}^2.$$

Полное ускорение точки А практически совпадает с нормальным ускорением a_{AO}^n . Это объясняется относительно малым касательным ускорением a_{AO}^t .

Точную величину ускорения точки А можно вычислить по формуле:

$$a_A = \sqrt{a_{AO}^n{}^2 + a_{AO}^t{}^2}.$$

После подстановки значений, имеем:

$$a_A = \sqrt{3671056 + 1521} = 1916,4 \text{ м/с}^2.$$

Составим векторные уравнения движения точки В в виде ускорений:

$$\begin{cases} \overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}_{BA}^n + \overline{a}_{BA}^t; \\ \overline{a}_B = \overline{a}_{B0} + \overline{a}_{BB0}^k + \overline{a}_{BB0}^r, \end{cases} \quad (16)$$

где \overline{a}_{BA}^n - нормальное ускорение точки В относительно точки А. Величину ускорения \overline{a}_{BA}^n вычислим по формуле:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot \ell_{AB}. \quad (17)$$

Подставим значения, получим:

$$a_{BA}^n = 32,5^2 \cdot 0,24 = 253,5 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение \overline{a}_{BA}^n на плане представим в виде вектора \overline{n}_{BA} . Вектор \overline{n}_{BA} направлен от точки В к точке А. Длину вектора определим из выражения:

$$n_{BA} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}. \quad (18)$$

После подстановки числовых значений, имеем:

$$n_{BA} = \frac{253,5}{20} = 12,675 \text{ мм.}$$

Прибавим вектор \bar{n}_{BA} к точке a плана (Приложение А, рисунок 1в). Через конец вектора \bar{n}_{BA} проведем прямую линию, перпендикулярную звену АВ. Эта прямая является линией действия касательного ускорения a_{BA}^t .

Ускорение $a_{B0} = 0$, так как точка B_0 принадлежит стойке.

Ускорение Кориолиса \bar{a}_{BB0}^{κ} определим по формуле:

$$\bar{a}_{BB0}^{\kappa} = 2 \cdot (\bar{\omega}_0 \cdot \bar{V}_{BB0}). \quad (19)$$

Так как стойка (цилиндр) не вращается, то $\omega_0 = 0$. Следовательно $\bar{a}_{BB0}^{\kappa} = 0$.

Вектор относительного ускорения \bar{a}_{BB0}^r направлен по линии движения поршня.

Таким образом, второе векторное уравнение (16) на плане ускорений представим прямой, параллельной направляющей поршня и проходящей через полюс p_a . Пересечение этой прямой с линией действия ускорения a_{BA}^t обозначим буквой b (Приложение А, рисунок 1в). Ускорение центра масс s_3 поршня равно ускорению точки В. Поэтому точка s_3 совпадает с точкой b . Ускорение центра масс a_{S2} шатуна определим по правилу подобия из соотношения:

$$s_2 a = ab \frac{AS_2}{AB}; \quad (20)$$

$$s_2 a = 67 \cdot \frac{40}{120} = 22,3 \text{ мм.}$$

Отметим точку s_2 на плане (Приложение А, рисунок 1в). Соединим прямой точку s_2 с полюсом p_a . Полученный вектор $(\overline{p_a s_2})$ изображает ускорение центра масс шатуна.

Воспользуемся построенным планом ускорений и определим ускорения точек и угловое ускорение шатуна.

Ускорение точки В и центра масс поршня определим из выражения:

$$a_B = a_{S3} = (P_a b) \cdot \mu_a. \quad (21)$$

Подставим числовые значения, получим:

$$a_B = a_{S3} = 70 \cdot 20 = 1400 \text{ м/с}^2.$$

Аналогично вычислим ускорение центра масс шатуна:

$$a_{S2} = (p_a s_2) \cdot \mu_a, \quad (22)$$

$$a_{S2} = 83 \cdot 20 = 1660 \text{ м/с}^2.$$

Полное относительное ускорение a_{BA} и касательную составляющую a_{BA}^t вычислим по формулам:

$$a_{BA} = (ab) \cdot \mu_a, \quad (23)$$

$$a_{BA}^t = t_{BA} \cdot \mu_a. \quad (24)$$

После подстановки числовых значений, получим:

$$a_{BA} = 67 \cdot 20 = 1340 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{BA}^t = 65 \cdot 20 = 1300 \text{ м/с}^2.$$

Угловое ускорение шатуна вычислим по формуле:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{\ell_{AB}}. \quad (25)$$

Подставим числовые значения, получим:

$$\varepsilon_2 = \frac{1300}{0,24} = 5416,7 \text{ с}^{-2}.$$

Направление углового ускорения шатуна определяется вектором касательной составляющей \vec{a}_{BA}^t . В нашем примере угловое ускорение шатуна направлено по часовой стрелке.

В результате проведенного кинематического анализа определили численные значения скоростей и ускорений, а также направления их векторов. Полученные значения линейных скоростей точек и угловых скоростей звеньев занесем в таблицу 1.

Таблица 1 – Значения скоростей точек и звеньев механизма

Линейные скорости точек					Угловые скорости звеньев	
V_A	V_B	V_{S3}	V_{S2}	V_{BA}	ω_1	ω_2
м/с					c^{-1}	
10,72	8,9	8,9	9,4	7,8	178,7	32,5

В таблице 2 представлены значения линейных ускорений точек и угловые ускорения звеньев кривошипно-ползунного механизма в исследуемом положении.

Таблица 2 – Значения ускорений точек и звеньев механизма

Линейные ускорения точек										Угловые ускорения звеньев	
a_A	a_{AO}^n	a_{AO}^t	a_B	a_{S3}	a_{S2}	a_{BA}^n	a_{BA}^t	a_{BA}	a_{BB0}^k	ε_1	ε_2
м/с ²										c^{-2}	
1916,4	1916	39	1400	1400	1660	253,5	1300	1340	0	650	5416,7

Кинематический анализ позволил определить характер движения звеньев в исследуемом положении механизма. Движение кривошипа и поршня ускоренное, движение шатуна замедленное.

2 Силовой расчет кривошипно-ползунного механизма

Выполним силовой расчет кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания для заданного положения (рисунок 1а).

Основной целью силового расчета является определение реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы механизма, на звенья которого действуют внешние силы и силы инерции. Силами трения пренебрежем.

Сила считается известной, если известны три ее характеристики: величина, измеряемая в Ньютонах (Н); направление, определяемое вектором и точка приложения.

Силовой расчет выполним методом планов сил [1,2,4] в порядке, обратном кинематическому анализу, т.е. вначале проведем расчет группы Ассура, а затем первичного механизма.

Группа Ассура статически определима. Это означает, что число составленных уравнений равно числу неизвестных сил. Поэтому разделим механизм на первичный механизм (кривошип и стойка) и группу Ассура (шатун и поршень).

Силовой расчет механизма выполним после кинематического анализа при следующих исходных данных:

– сила давления газов на поршень в исследуемом положении механизма. Значение силы определяем по индикаторной диаграмме. Пусть $P = 30000 \text{ Н}$;

– масса поршня $m_3 = 2,1 \text{ кг}$;

– масса шатуна $m_2 = 3 \text{ кг}$;

– масса кривошипа $m_1 = 35 \text{ кг}$;

– момент инерции шатуна относительно оси, проходящий через центр масс $J_{S2} = 0,006 \text{ кгм}^2$;

– момент инерции кривошипа (включая момент инерции маховика) относительно оси его вращения $J_{O1} = 0,32 \text{ кгм}^2$;

– радиус (длина) кривошипа $\ell_{OA} = 0,06 \text{ м}$;

– длина шатуна $\ell_{AB} = 0,24 \text{ м}$.

2.1 Определение сил тяжести и сил инерции звеньев

Силы тяжести звеньев определим по формуле:

$$G = m \cdot g, \quad (26)$$

где m – масса звена, кг;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Следовательно, сила тяжести поршня $G_3 = 20,6 \text{ Н}$, сила тяжести шатуна $G_2 = 29,4 \text{ Н}$, сила тяжести кривошипа $G_1 = 343 \text{ Н}$.

Силы инерции звеньев определим по формуле:

$$\overline{P_U} = -m \cdot \overline{a_S}, \quad (27)$$

где a_S – величина ускорения центра масс звена.

Направление вектора силы инерции звена противоположно вектору ускорения центра его массы.

Тогда сила инерции поршня:

$$P_{U3} = 2,1 \cdot 1400 = 2940 \text{ Н}.$$

Сила инерции шатуна:

$$P_{U2} = 3 \cdot 1660 = 4980 \text{ Н}.$$

Сила инерции кривошипа:

$$P_{U1} = 35 \cdot 0 = 0 \text{ Н}.$$

Моменты сил инерции звеньев, совершающих вращательное движение, определим по формуле:

$$\overline{M}_U = -J \cdot \overline{\varepsilon}, \quad (28)$$

где J – момент инерции звена;

ε – угловое ускорение звена, с^{-2} .

Воспользуемся результатом кинематического анализа механизма и вычислим величину момента сил инерции шатуна:

$$M_{U2} = 0,006 \cdot 5416,7 = 32,5 \text{ Нм}$$

и величину момента силы инерции кривошипа:

$$M_{U1} = 0,32 \cdot 650 = 208 \text{ Нм.}$$

Заменим моменты сил парами сил.

Пару сил P'_{U2} , приложенную в точках А и В, и пару сил P'_{U1} , приложенную в точках А и О, вычислим по формулам:

$$P'_{U2} = \frac{M_{U2}}{\ell_{AB}}, \quad (29)$$

$$P'_{U1} = \frac{M_{U1}}{\ell_{OA}}. \quad (30)$$

После подстановки числовых значений, имеем:

$$P'_{U2} = \frac{32,5}{0,24} = 135,4 \text{ Н,}$$

$$P'_{U1} = \frac{208}{0,06} = 3467 \text{ Н.}$$

Значения сил, действующих на звенья механизма, представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Силы, действующие на звенья механизма

Обозначение силы	P	G_1	G_2	G_3	P_{U1}	P_{U2}	P_{U3}	P'_{U1}	P'_{U2}
Единица измерения	Н								
Величина силы	30000	343	29,4	20,6	0	4980	2940	3467	135,4

2.2 Силовой расчет группы Ассура

Вычертим в масштабе μ_ℓ схему группы Ассура и приложим к ее звеньям силы: P , G_2 , G_3 , P_{U2} , P_{U3} , P'_{U2} (Приложение А, рисунок 2а). Так как группа освобождена от внешних связей, то вместо них приложим реакции: реакцию \bar{R}_{03} , действующую в поступательной паре со стороны стойки О (цилиндр) на звено 3 (поршень), и реакцию \bar{R}_{12} , действующую в шарнире А со стороны звена 1 (кривошип) на звено 2 (шатун).

Реакция \bar{R}_{03} не известна по величине, но известна по направлению: вектор силы перпендикулярен направляющей цилиндра.

Реакция \bar{R}_{12} не известна ни по величине, ни по направлению. Разложим ее на две составляющие: тангенциальную \bar{R}'_{12} , направленную перпендикулярно звену АВ, и нормальную \bar{R}^n_{12} , направленную вдоль звена.

Величину и направление силы \bar{R}'_{12} определим из условия равновесия звена 2 (шатун). Сумма моментов сил, приложенных к шатуну, относительно точки В равна нулю [1]. Тогда уравнение моментов сил примет вид:

$$\sum M_B(2) = R'^t_{12} \cdot AB + G_2 \cdot h_2 - P_{U2} \cdot h_{U2} - P'_{U2} \cdot AB = 0. \quad (31)$$

Откуда найдем силу \bar{R}'_{12} :

$$R'^t_{12} = \frac{-G_2 \cdot h_2 + P_{U2} \cdot h_{U2} + P'_{U2} \cdot AB}{AB}. \quad (32)$$

Плечи сил определим непосредственным измерением на расчетной схеме группы Ассура в миллиметрах.

Подставив значения в формулу (32), получим:

$$R'^t_{12} = \frac{4980 \cdot 53 - 29,4 \cdot 14 + 135,4 \cdot 120}{120} = 2331,5 \text{ Н.}$$

Составим векторное уравнение равновесия группы Ассура под действием приложенных сил:

$$\bar{R}^n_{12} + \bar{R}'_{12} + \bar{G}_2 + \bar{P}_{U2} + \bar{P} + \bar{G}_3 + \bar{P}_{U3} + \bar{R}_{03} = 0. \quad (33)$$

Неизвестные по величине силы \bar{R}^n_{12} и \bar{R}_{03} определим из плана сил. Выберем масштаб $\mu_p = 200 \text{ Н/мм}$ плана сил и определим длины векторов, которые будут изображать на плане известные по величине и направлению силы. Значение сил и длин их векторов на плане представлены в таблице 4.

Таблица 4 - Значение величины сил и их векторов на плане

Обозначение силы	R'_{12}	G_2	P_{U2}	P	G_3	P_{U3}
Величина силы, Н	2331,5	29,4	4980	30000	20,6	2940
Длина вектора на плане, мм	11,6	0,15	24,9	150	0,1	14,7

Построение плана (Приложение А, рисунок 2б) начнем с реакции \bar{R}'_{12} (точка а). В соответствии с уравнением (33) сложим все известные силы. Затем через начало вектора \bar{R}'_{12} (точка а) проведем линию действия реакции \bar{R}^n_{12} , а через конец вектора \bar{P}_{U3} линию действия реакции \bar{R}_{03} . Точка пересечения (точка в) построенных прямых определит начало вектора \bar{R}^n_{12} и конец вектора \bar{R}_{03} (Приложение А, рисунок 2б) Полную реакцию \bar{R}_{12} находим векторным сложением ее составляющих:

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}^n_{12} + \bar{R}'_{12}. \quad (34)$$

Реакцию $\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}$ во внутренней (вращательной) паре группы найдем из векторного уравнения равновесия второго звена (шатунa) под действием приложенных сил:

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{P}_{U2} + \bar{R}_{32} = 0. \quad (35)$$

Таким образом, реакция \bar{R}_{32} является замыкающим вектором плана (Приложение А, рисунок 2 б).

Построенный план сил позволяет определить реакции в кинематических парах группы. Для этого достаточно длины векторов на плане умножить на масштаб μ_p .

Нормальная составляющая реакции кривошипа на шатун:

$$R^n_{12} = 120 \cdot 200 = 24000 \text{ Н.}$$

Реакция в кинематической паре А:

$$R_{12} = 120,5 \cdot 200 = 24100 \text{ Н.}$$

Реакция в поступательной кинематической паре:

$$R_{03} = 19 \cdot 200 = 3800 \text{ Н.}$$

Реакция во вращательной паре В:

$$R_{32} = 138,5 \cdot 200 = 27700 \text{ Н.}$$

2.3 Силовой расчет первичного механизма

Кривошип и стойка, связанные вращательной кинематической парой, образуют первичный механизм. Силовой расчет такого простого механизма заключается в определении реакции во вращательной паре и в нахождении уравновешивающей силы.

Чтобы первичный механизм находился в равновесии, необходимо к кривошипу приложить уравновешивающий момент M^{yp} или уравновешивающую силу P^{yp} [1,3].

Рассмотрим случай, когда на кривошип (коленчатый вал) действуют силы: реакция шатуна на кривошип $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, сила тяжести кривошипа G_1 , пара сил инерции \bar{P}'_{U1} , реакция стойки на кривошип \bar{R}_{01} . Реакция \bar{R}_{01} не известна ни по величине, ни по направлению; точкой ее приложения является геометрический центр шарнира О. Пусть равновесие кривошипа достигается уравновешивающей силой P^{yp} , приложенной к точке А и направленной перпендикулярно звену ОА.

Построим расчетную схему первичного механизма. Для этого в масштабе μ_ℓ вычертим схему первичного механизма в положении $\varphi_1 = 45^\circ$ и приложим все силы (Приложение А, рисунок 3 а).

Определим уравновешивающую силу из уравнения моментов сил:

$$A \sum M_0(1) = -P^{yp} \cdot OA + R_{21} \cdot h_{21} - P'_{U1} \cdot OA = 0, \quad (36)$$

где h_{21} – плечо силы R_{21} ; $h_{21} = 26$ мм.

Откуда:

$$P^{yp} = \frac{R_{21} \cdot h_{21} - P'_{U1} \cdot OA}{OA}. \quad (37)$$

Подставим числовые значения, получим:

$$P^{yp} = \frac{24100 \cdot 26 - 3467 \cdot 30}{30} = 17420 \text{ Н.}$$

Составим векторное уравнение равновесия кривошипа (звено 1) под действием приложенных сил:

$$\bar{R}_{21} + \bar{P}^{yp} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{01} = 0. \quad (38)$$

Реакцию \bar{R}_{01} определим в результате графического решения (построения плана сил) векторного уравнения (38). Для этого в масштабе $\mu_p = 200$ Н/мм

построим план сил. Замыкающим вектором плана является вектор \bar{R}_{01} (Приложение А, рисунок 3 б), изображающий реакцию стойки на кривошип. Длина этого вектора на плане сил составляет 63 мм. Следовательно, реакция:

$$R_{01} = 63 \cdot 200 = 12600 \text{ Н.}$$

Изобразим векторы $\bar{R}_{01} = -\bar{R}_{10}$ на расчетной схеме.

Таким образом, в результате силового расчета первичного механизма определили уравновешивающую силу $\bar{P}^{yp} = 17420 \text{ Н}$ и реакцию во вращательной паре О:

$$\bar{R}_{01} = -\bar{R}_{10} = 12600 \text{ Н.}$$

2.4 Определение уравновешивающей силы методом рычага Жуковского

Рычаг Жуковского представляет собой план скоростей механизма, повернутый на 90° вокруг полюса, в соответствующие точки которого приложены все внешние силы, силы инерции и уравновешивающая сила [1,3].

Построим в произвольном масштабе план скоростей механизма (Приложение А, рисунок 4 а), повернутый на 90° (Приложение А, рисунок 4 б). Полюс повернутого плана скоростей обозначим P'_V . В нашем примере отрезок $(P'_V a)$ примем равным 100 мм. Приложим к рычагу (повернутому плану скоростей) действующие на механизм силы. Чтобы рычаг находился в равновесии, приложим к точке а уравновешивающую силу \bar{P}^{yp} и направим ее перпендикулярно $p'_V a$.

Запишем уравнение равновесия рычага:

$$\begin{aligned} \sum M_{P'_V} = & P_{ж}^{yp} (p'_V a) - P (p'_V b) + P_{U3} (p'_V s_3) + G_3 (p'_V s_3) + \\ & + P_{U2} (p'_V s_2) - G_2 h_2 - P'_{U2} (ab) + P'_{U1} (p'_V a) = 0. \end{aligned} \quad (39)$$

Тогда силу P^{yp} определим из выражения:

$$\begin{aligned} P_{ж}^{yp} = & \frac{1}{(p'_V a)} [P (p'_V b) - P_{U3} (p'_V s_3) - G_3 (p'_V s_3) - \\ & - P_{U2} (p'_V s_2) + G_2 \cdot h_2 + P'_{U2} (ab) - P'_{U1} (p'_V a)]. \end{aligned} \quad (40)$$

Плечи сил измеряем в миллиметрах на рисунке 4 б (Приложение А). Подставим числовые значения в формулу и вычислим:

$$P_{ж}^{yp} = \frac{1}{100} (30000 \cdot 83 - 2940 \cdot 83 - 20,6 \cdot 83 - 4980 \cdot 38 + 29,4 \cdot 75 + 135,4 \cdot 73 - 3467 \cdot 100);$$

$$P_{ж}^{yp} = 17238 \text{ Н.}$$

Уравновешивающий момент, приложенный к кривошину, вычислим по формуле:

$$M_{ж}^{yp} = P_{ж}^{yp} \cdot \ell_{OA}. \quad (41)$$

Подставив значения, получим:

$$M_{ж}^{yp} = 17238 \cdot 0,06 = 1034 \text{ Нм.}$$

Мгновенную мощность двигателя в исследуемом положении механизма определим по формуле:

$$N = M_{ж}^{yp} \cdot \omega_1. \quad (42)$$

Подставим значения, получим:

$$N = 1034 \cdot 178,7 = 184826 \text{ Вт.}$$

Таким образом, крутящий момент на коленчатом валу двигателя в исследуемом положении равен 1034 Нм, а мгновенная мощность – 184,8 кВт.

2.5 Сравнительная оценка результатов

Определим относительное процентное расхождение результатов величины уравновешивающей силы $P_{ж}^{yp}$, вычисленных методом планов сил и методом рычага Жуковского:

$$\Delta P^{yp} = \frac{P^{yp} - P_{ж}^{yp}}{P^{yp}} \cdot 100\% . \quad (43)$$

Таким образом, расхождение результатов P^{yp} составляет:

$$\Delta P^{yp} = \frac{17420 - 17238}{17420} \cdot 100\% = 1,04\%.$$

Заключение

В результате проведенного кинематического анализа определили величину и направление линейных скоростей и ускорений точек и угловой скорости и углового ускорения шатуна кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания в исследуемом положении. Значение скоростей и ускорений представлены в таблицах 1 и 2.

Выполненный силовой расчет кривошипно-ползунного механизма позволил определить реакции в кинематических парах и уравнивающую силу при известных внешних силах и силах инерции. Методом рычага Жуковского найдена уравнивающая сила. Результаты вычислений представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Значения реакций и уравнивающей силы

Обозначение силы	R_{01}	R_{12}	R_{23}	R_{03}	P^{yp}	$P_{Ж}^{yp}$
Величина силы, Н	12600	24100	27700	3800	17420	17238

Определены крутящий момент на коленчатом валу и мгновенная мощность двигателя в положении кривошипно-ползунного механизма, при котором на поршень действуют близкие к максимальным силы давления газов.

Сравнительная оценка результатов вычислений уравнивающей силы, полученных разными методами, свидетельствует о том, что эту силу можно определить достаточно точно либо методом планов сил, либо методом рычага Жуковского. Величина расхождения результатов уравнивающей силы зависит от точности графических построений и замеров.

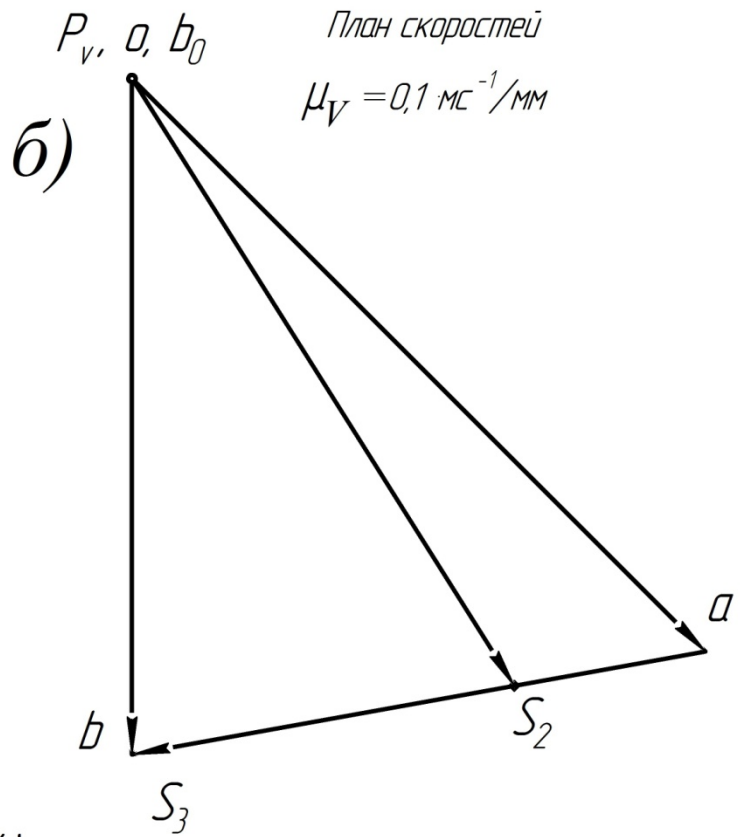
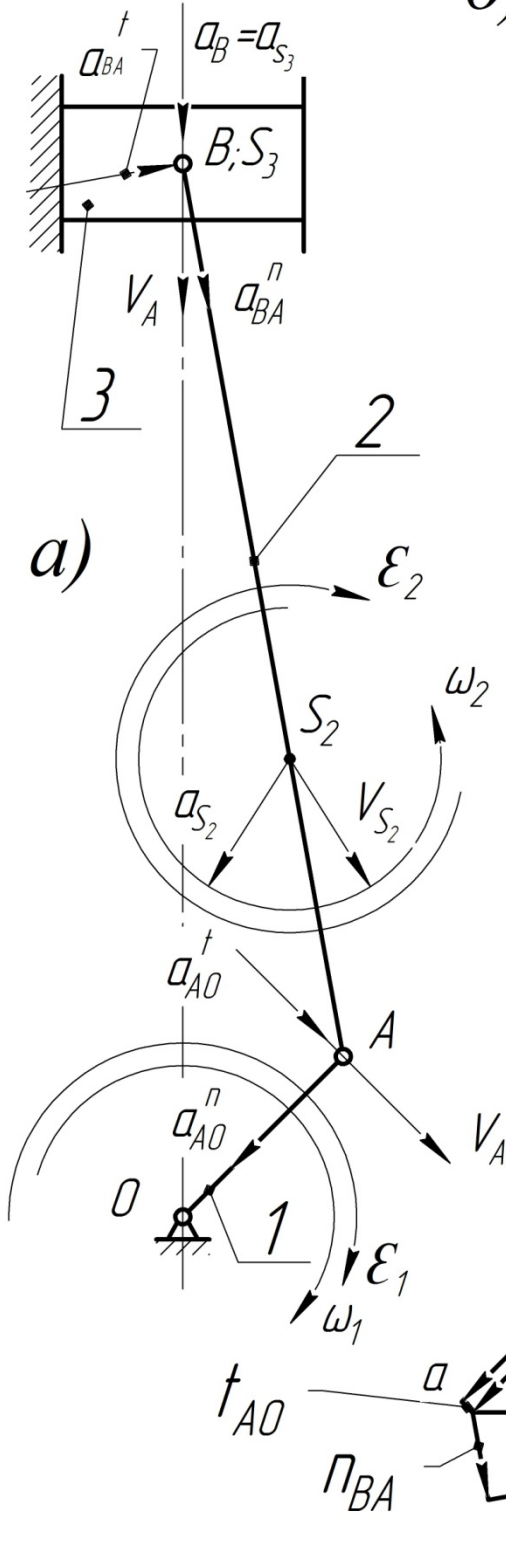
Список литературы

- 1 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1985. – 638 с.
- 2 Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и механика машин: Учеб. для вузов / Под ред. К.В. Фролова. – 3-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2001. – 496 с.
- 3 Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – 4-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2004. – 664 с.
- 4 Малахов А.Н., Балабина Т.А. Теория механизмов и машин. – М.: Издат. группа «АСТ», 2008. – 254 с.

Приложение А

Кинематическая схема механизма

$$\mu_\ell = 0,002 \text{ м/мм}$$



План ускорений
 $\mu_a = 20 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}$

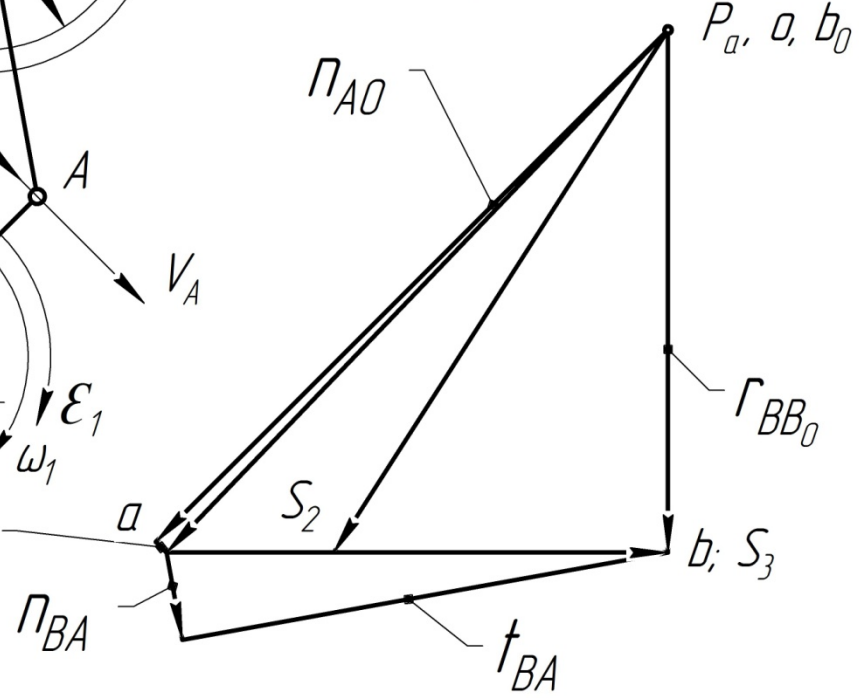
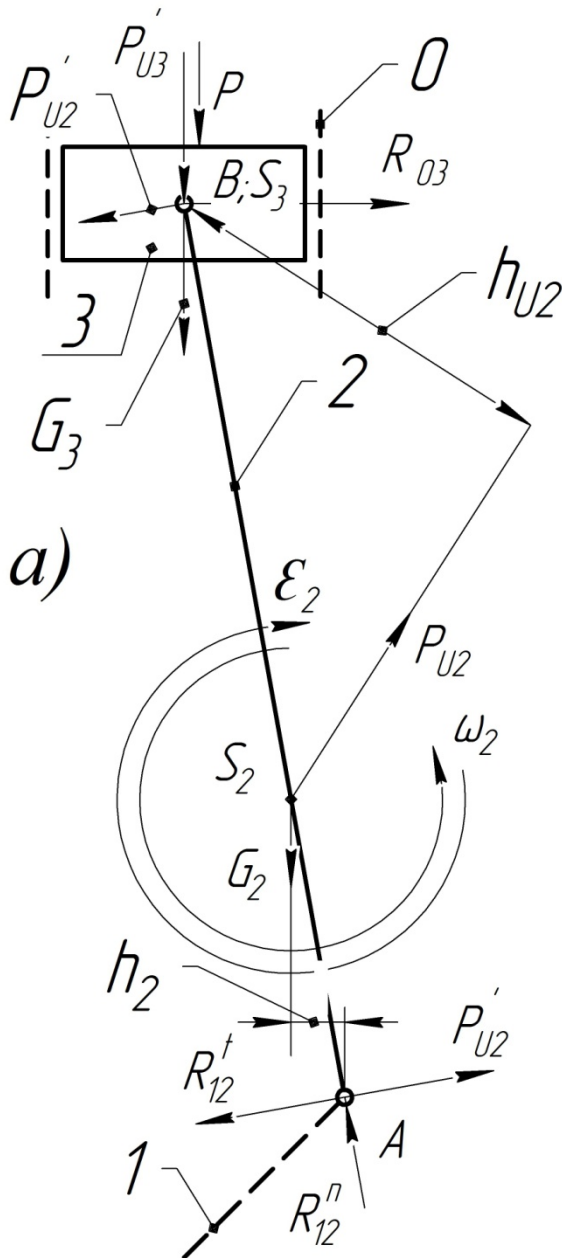


Рисунок А.1 – Кинематический анализ механизма

Расчетная схема группы Ассура

2 кл., 2 пар., 2 вида

$$\mu_p = 200 \text{ Н/мм}$$



План сил группы Ассура

2 кл., 2 пар., 2 вида

$$\mu_\ell = 0,002 \text{ м/мм}$$

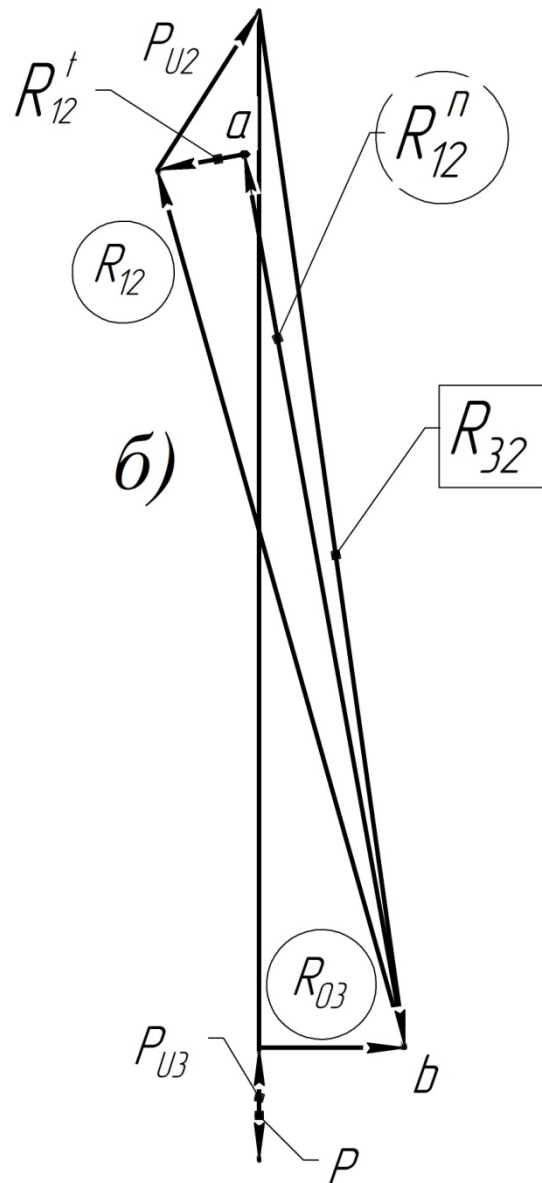
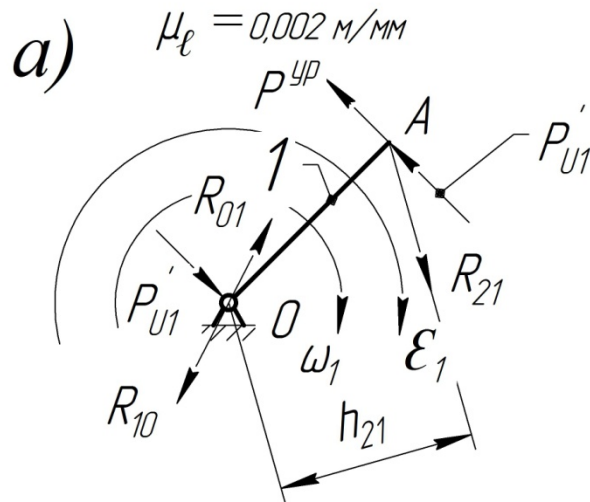


Рисунок А.2 – Силовой расчет группы Ассура

Расчетная схема
первичного механизма



План сил
первичного механизма

$\mu_P = 200 \text{ Н/мм}$

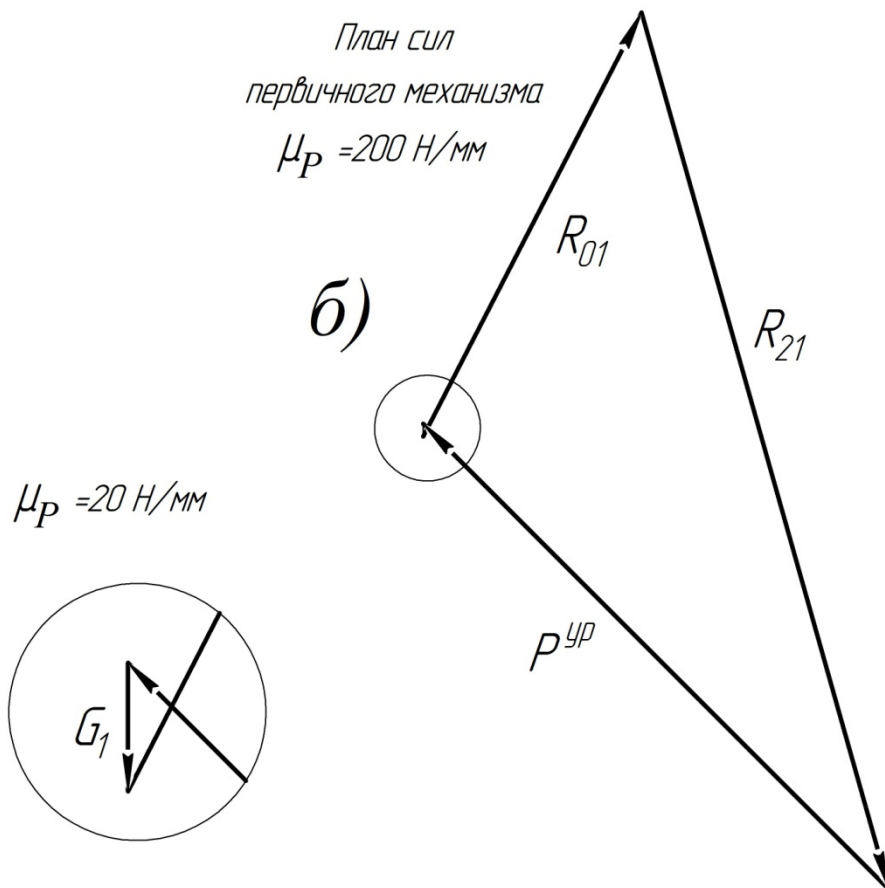


Рисунок А.3 – Силовой расчет первичного механизма

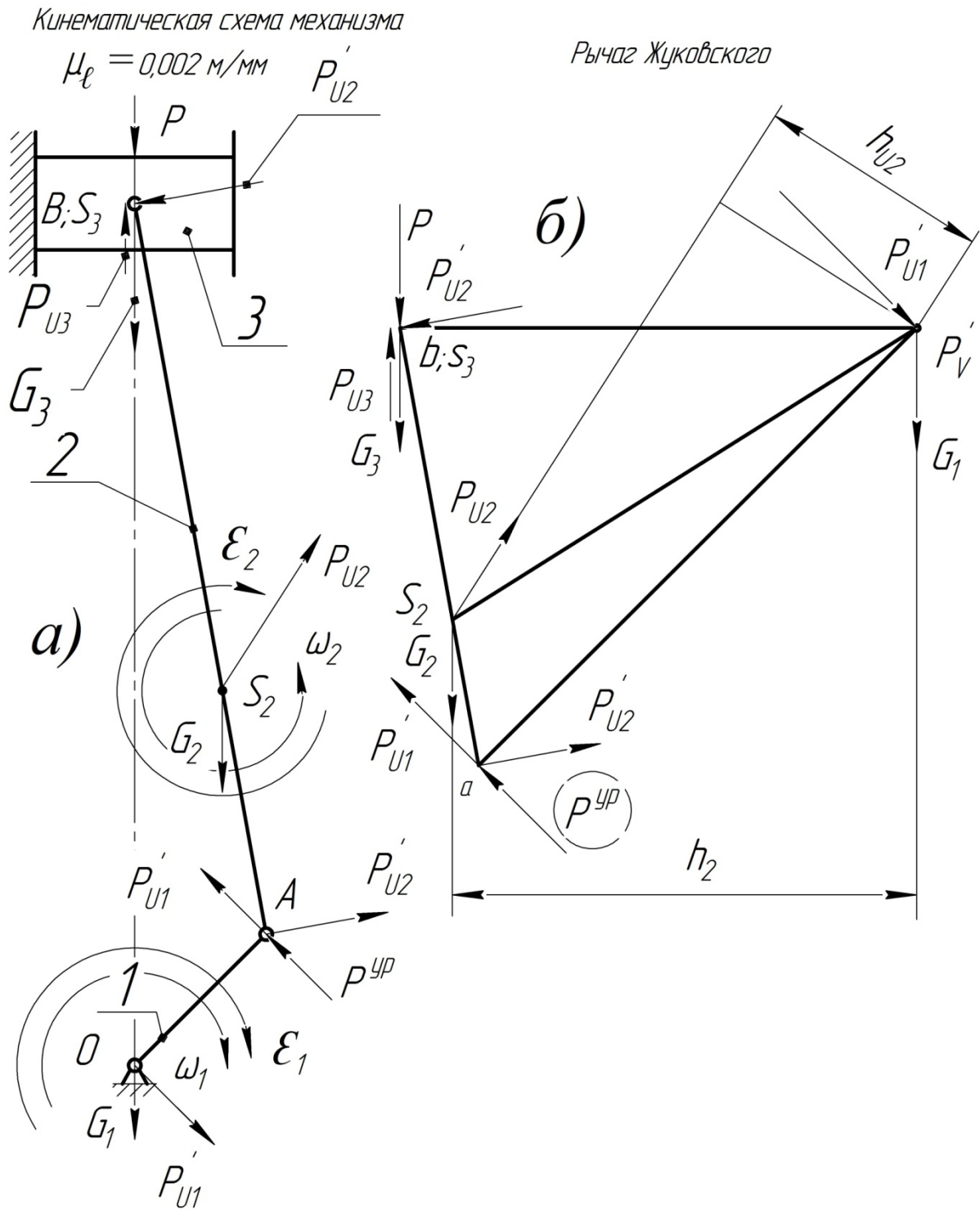


Рисунок А.4 – Расчет уравновешивающей силы методом рычага Жуковского

Содержание

Введение	3
1 Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма.....	4
1.1 Определение скоростей.....	5
1.2 Определение ускорений.....	7
2 Силовой расчет кривошипно-ползунного механизма.....	12
2.1 Определение сил тяжести и сил инерции звеньев.....	13
2.2 Силовой расчет группы Ассура.....	15
2.3 Силовой расчет первичного механизма.....	17
2.4 Определение уравнивающей силы методом рычага Жуковского.....	18
2.5 Сравнительная оценка результатов.....	19
Заключение.....	20
Список литературы.....	20
Приложение.....	21

Фонотов Владимир Трифионович
Крохмаль Николай Николаевич
Нечеухина Жанна Владимировна

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовому проектированию по курсу
«Теория механизмов и машин»
для студентов направлений
150700.62, 151900.62, 190100, 190110, 190600, 221700.62

Компьютерная верстка П.А. Бронских

Редактор Е.А. Устюгова

Подписано к печати	Формат 60x84 1/16	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл. п. л. 1, 75	Уч.-изд. л. 1,75
Заказ	Тираж 100	Цена свободная

РИЦ Курганского государственного университета.

640669, г.Курган, ул.Гоголя, 25.

Курганский государственный университет.