

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Методические указания
к курсовому проекту для студентов специальности
«Оборудование химических производств»

СОДЕРЖАНИЕ

1. Структурный анализ механизма	5
2. Кинематический анализ графоаналитическим методом	5
2.1. Построение планов положений	5
2.2. Построение плана скоростей	6
2.3. Построение плана ускорений	7
3. Кинематический анализ графическим методом	8
3.1. Построение кинематических диаграмм	8
4. Сравнение графического и графоаналитического методов кинематического анализа	8
5. Динамический анализ механизма	8
5.1. Расчетные формулы	8
5.2. Построение динамических диаграмм	9
5.3. Диаграмма Виттенбауэра	10
5.4. Определение размеров маховика	10
5.5. Определение угловой скорости кривошипа	11
5.6. Силовой анализ механизма	12
5.6.1. Силовой расчет без учета сил трения	12
5.6.2. Силовой расчет с учетом сил трения	15
5.6.3. Определение движущей силы методом Н.Е.Жуковского	17

Общие сведения

Основной частью курсового проекта по ТММ является проведение кинематического и динамического анализа главного (шарнирно-рычажного) механизма. Эти исследования обычно проводятся в графической форме.

В последнее время широкое распространение получили вычислительные машины единой марки ЭВМ, ЕС ЭВМ, относящиеся к ЭВМ третьего поколения. Основу их программного обеспечения составляют операционные системы. Операционные системы – это комплекс программных средств, под управлением которых осуществляется выполнение на ЭВМ программ решения конкретных (прикладных) задач.

Приведен пример расчета механизма насоса, в который вошли следующие разделы:

1. Структурный анализ механизма.
2. Кинематический анализ механизма графическим методом.
3. Динамический анализ механизма .

Кинематическая схема и таблица исходных данных

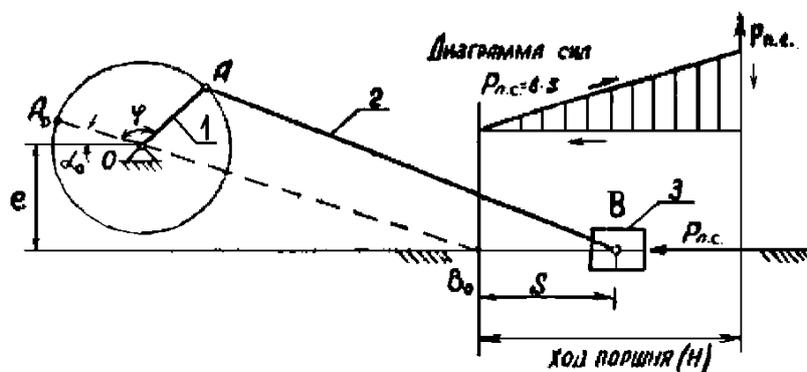


Рис. 1

ПАРАМЕТР	ВАРИАНТ									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Угловая скорость кривошипа ω (с ⁻¹)	14	13	12	11	10	19	18	17	16	15
Плотная единица массы ρ (кг/м ³)	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
Коэффициент ν (Рп.с.= $\nu \cdot S$) (К/м)	8500	8000	7500	7000	6500	6000	5500	5000	4500	4000
Коэффициент C (м ³ = с·м ²)	3.0	3.4	3.8	4.2	4.6	1.0	1.6	1.8	2.2	2.6
Длина кривошипа OA (l) (мм)	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
Длина шатуна AB (l ₁) (мм)	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380
Эксцентриситет e (мм)	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
Номер задания 010 ...	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Неравномерность хода δ	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14

Устройство и работа механизма насоса

Насосами называют гидравлические машины для перемещения жидкостей путем повышения энергии рабочей среды.

Насосы широко применяются в нефтяной промышленности, где все основные производственные процессы связаны с перемещением по трубопроводам различных жидкостей. Насосами перекачивается вода, нефть, нефтепродукты, глинистые и цементные растворы, как холодные так и горячие жидкости.

Двухцилиндровый поршневой насос изобрел древне-греческий механик Ктесибий (около II-I в. до н.э.). В 1780 г. были построены шахтные насосные установки Знеингорского рудника (Алтай), которые созданы К.Д. Фроловым.

Кинематическая схема механизма однопоршневого насоса и таблица исходных данных изображены на рис.1. Насос состоит из кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3. Рабочий ход совершается при движении поршня из крайнего левого положения B_0 вправо. При этом на поршень действует сила полезного сопротивления $R_{п.с.}$, меняются по треугольному закону. Направление вращения кривошипа принято по часовой стрелке из крайнего положения A_0 . Исходные данные представлены в таблице согласно 10 вариантам

Постановка задачи

Кинематический и динамический анализ механизма проводится студентами в графическом виде. Для увеличения точности расчетов некоторые исследования можно проводить с помощью ЭВМ.

Имея аналитическое выражение координаты поршня в зависимости от угла поворота кривошипа $S = f_1(\varphi)$ и проинтегрировав по времени один и второй раз, получаем скорость $V = f_2(\varphi)$ и ускорение $a = f_3(\varphi)$ поршня.

Далее получив зависимость угловой скорости шатуна от угла поворота кривошипа $\omega_2 = f_4(\varphi)$ и проинтегрировав, получаем ускорение шатуна $E_2 = f_5(\varphi)$. Выдавая на печать данные 5-ти массивов можно строить кинематические диаграммы, причем результаты будут намного точнее, чем при графическом дифференцировании.

Используя результаты кинематического расчета, проводится динамический анализ механизма, где строится график проведенного момента сил полезного сопротивления $M_c =$

$f_6(\varphi)$, интегрируя который, получим график работ сил полезного сопротивления $A_c=f_7(\varphi)$ и график работ сил движущих $A_g = f_8(\varphi)$. На основании двух последних графиков строится график изменения кинематической энергии механизма за один цикл его работы $\Delta T = f_9(\varphi)$. По аналитическим зависимостям подсчитываются значения приведенного момента инерции механизма $J_{пр} = f_{10}(\varphi)$.

Все перечисленные графики можно строить по данным, которые выдаст на печать ЭВМ. Следовательно задача сводится к табулированию аналитических зависимостей, к дифференцированию и интегрированию их. Эти операции поручаются ЭВМ.

Выполнив кинематический и динамический анализ в графическом виде, можно сравнить результаты графического и аналитического решений.

Пример расчета

В качестве примера рассмотрим структурный, кинематический, динамический и силовой расчет механизма насоса при следующих исходных данных:

$$\begin{aligned} \omega &= 17 \text{ с}^{-1}; & q &= 20 \text{ кг/м}; & v &= 7500 \text{ Н/м}; \\ c &= 4,6; & \delta &= 1/7; & l_1 &= 50 \text{ мм}; \\ l_2 &= 220 \text{ мм}; & e &= 14 \text{ мм}; \end{aligned}$$

1. Структурный анализ механизма

Механизм насоса содержит 3 подвижных звена (кривошип, шатун, поршень), 3 вращательные (O, A, B) и одну поступательную (поршень с направляющими) кинематические пары 5-го класса. Кинематические пары 4-го класса отсутствуют. Степень подвижности определяем по формуле Чебышева:

$$\begin{aligned} W &= 3(n-1) - 2p_5 - p_4 \\ W &= 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1 \end{aligned}$$

Механизм состоит из ведущего звена (кривошип) и одной группы Ассур 2-го класса (гр. 2-3). Механизм относится к механизмам 2-го класса.

2. Кинематический анализ графоаналитическим методом

Кинематический анализ включает в себя построение плана положений, планов скоростей и ускорений. Количество планов определяет преподаватель.

2.1. Построение планов положений

В курсовом проекте рекомендуется план положений изображать в масштабе $M 1:1$, следовательно, масштабный коэффициент μ_l будет равен:

$$\mu_l = \frac{\text{действительный размер}}{\text{изображение}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Сначала механизм изображен в крайнем начальном положении (OA₀ B₀), затем поворачивая кривошип по часовой стрелке на 30° (если строится 12 положений) или на 60° (если 6 планов) обозначаются точки A₁, A₂ и т.д., и откладывается эксцентриситет e, на направляющих находим положение поршня B₁, B₂ и т.д. Соединяя точки A₁ с центром O и с точками B₁, получаем план положений. Один из планов изображаем основными линиями, выделяя кинематические пары и изображая поршень. На плане положений также изображается все, что показано на рис. 1. Один из планов изображен на рис.2.

Кинематическая схема механизма $\mu=0,002$ м/мм

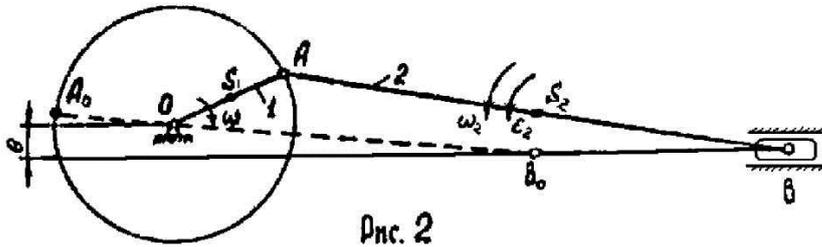


Рис. 2

План скоростей $\mu = 0,01 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$ План ускорения $\mu = 0,25 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$

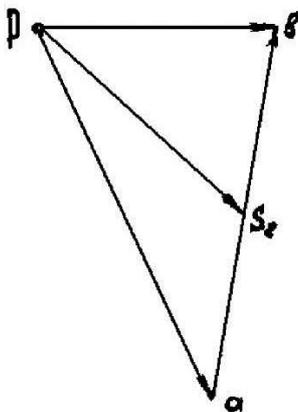


Рис. 3

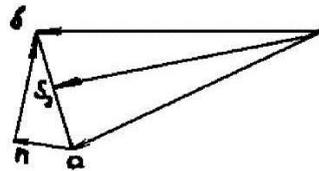


Рис. 4

2.2. Построение плана скоростей

План скоростей для положения механизма, представленного на рис.2. изображен на рис.3. Он построен в следующем порядке:

1. Находим скорость точки А:

$$V_A = \omega \cdot l_{OA} = 17 \cdot 0,05 = 0,85 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

От произвольной точки Р откладываем отрезок $P_a=85$ мм перпендикулярно кривошипу ОА в сторону вращения. Тогда масштабный коэффициент плана скоростей будет равен:

$$\mu_v = \frac{V_A}{[pa]} = \frac{0,85}{85} = 0,01 \frac{\text{мс}^{-1}}{\text{мм}}$$

Примечание. Отрезок $[pa]$ можно брать в пределах $50 \div 120$ мм, но желательно таким, чтобы μ_v получалось в виде числа с одной или двумя значащими цифрами.

2. Скорость поршня В:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$

где \vec{V}_B параллелен направляющим, а $\vec{V}_{BA} \perp AB$

Проводя через полюс Р прямую, параллельную направляющим (горизонталь), а через точку А – прямую, перпендикулярную шатуну АВ, на их пересечении получаем точку В.

Проставляя стрелки, показываем векторы V_B и V_{BA} . Изображаем вектор скорости центра тяжести шатуна АВ (отрезок PS_2 , где S_2 – точки на середине отрезка, т.о. $AS_2=BS_2$).

3. С помощью плана скоростей находим:

$$V_B = [pb] \cdot \mu_v = 49 \cdot 0,01 = 0,49 \frac{M}{c}$$

$$V_{S_2} = [ps_2] \cdot \mu_v = 57 \cdot 0,01 = 0,57 \frac{M}{c}$$

$$V_{BA} = [pb] \cdot \mu_v = 79 \cdot 0,01 = 0,79 \frac{M}{c}$$

Поскольку $V_{BA} = \omega_2 \cdot AB$, то

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB} = \frac{0,79}{0,22} = 3,59 c^{-1}$$

Проставляем на чертеже направление ω_2 , для чего вектор V_{BA} мысленно переносим в точку В и относительно точки А имеем направление ω_2 против хода часовой стрелки.

Аналогично строятся планы скоростей в других положениях механизма и определяются кинематические параметры. Результаты расчетов сводим в таблицу.

2.3. Построение плана ускорений

План ускорений для положения механизма, изображенного на рис.2, представлен на рис.4. Он построен в следующей последовательности:

1. Находим ускорение точки А:

$$a_A = \omega^2 \cdot OA = 17^2 \cdot 0,50 = 14,45 \frac{M}{c^2}$$

От произвольной точки p_1 откладываем отрезок $[p_1a]=57,8$ мм параллельно кривошипу в направлении от А к О. Тогда масштабный коэффициент плана ускорения будет равен:

$$\mu_a = \frac{a_A}{[pa]} = \frac{14,45}{57,8} = 0,25 \frac{mc^{-2}}{mm}$$

Примечание. Отрезок $[p_1a]$ следует брать в пределах $50 \div 120$ мм, но желательно такого размера, чтобы μ_a получался в виде числа с одной или двумя значащими цифрами.

2. Ускорение поршня В определяется выражением:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^r$$

где \bar{a}_B - параллельно направляющим,

\bar{a}_{BA}^n - параллельно ВА (от точки В к точке А),

\bar{a}_{BA}^r - перпендикулярно ВА.

Подсчитываем:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB = 3,59^2 \cdot 0,22 = 2,84 \frac{M}{c^2}$$

Отрезок $[an]$, изображающий это ускорение, будет равен:

$$[an] = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{2,84}{0,25} = 11,3 \text{ мм}$$

Решаем уравнение (1) на плане ускорений, для чего от точки а откладываем $an = 11,3$ мм в направлении от В к А (параллельно шатуну АВ), к концу которого проводим линию, перпендикулярную шатуну АВ, а через полюс p_1 проводим прямую, параллельную направляющим. В точке пересечения этих прямых будет находиться точка В. Проставляем стрелки векторов управления (1).

Для определения положения точки S_2 на плане ускорений соединяем точки а и в вспомогательной прямой ав и делим ее пополам. В этой точке находится точка S_2 . Проводя из полюса вектор P_1S_2 , получаем ускорение точки S_2 в выбранном масштабе.

3. С помощью построенного плана ускорений находим:

$$a_B = [p_1 b] \cdot \mu_a = 61 \cdot 0,25 = 15,25 \frac{M}{c^2}$$

$$a_{S_2} = [p_1 s_2] \cdot \mu_a = 58 \cdot 0,25 = 14,5 \frac{M}{c^2}$$

$$a_{BA}^r = [b] \cdot \mu_a = 22 \cdot 0,25 = 5,5 \frac{M}{c^2}$$

Поскольку $a_{BA}^r = \varepsilon_2 \cdot AB$, то

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^r}{AB} = \frac{5,5}{0,22} = 25c^{-2}$$

На чертеже проставляем направление ε_2 , для чего вектор a_{BA}^r мысленно переносим в точку В и относительно точки А получаем направление ε_2 (против хода часовой стрелки).

Аналогично строятся планы ускорений для других положений механизма и определяются кинематические параметры.

Результаты расчета сводим в таблицу 1.

Таблица 1.

№ положения механизма	V_A м/с	V_B м/с	V_{S_2} м/с	ω_2 с ⁻¹	a_A м/с ²	a_B м/с ²	a_{S_2} м/с ²	ε_2 с ⁻²
5	0,85	0,49	0,57	3,59	14,45	15,25	14,5	25

Примечание. План скоростей и ускорений изображены для 5-го положения, поэтому в таблице только одна строка для 5-го положения.

3. Кинематический анализ графическим методом

3.1. Построение кинематических диаграмм

На первом листе курсового проекта по ТММ наряду с планами положений, скорости и ускорений, строятся кинематические диаграммы, в состав которых входят следующие графики:

1. График перемещения поршня.
2. График скорости поршня.
3. График ускорения поршня.
4. График угловой скорости шатуна.
5. График углового ускорения шатуна.

Перечисленные графики строятся в функциях угла поворота кривошипа.

Перечисленные графики строят один под другим. Высоту графиков можно брать в пределах 50 ÷ 80 мм.

4. Сравнение графического и графоаналитического методов кинематического анализа

Для оценки графического метода кинематического анализа механизма рекомендуется на графиках перемещения, скорости, ускорения поршня нанести точки, взятые из планов положений, планов скорости и ускорения. Для определения размеров откладываемой величины следует учитывать масштабные коэффициенты. На диаграмму перемещения поршня $S = f(\varphi)$ следует откладывать размеры (мм), снятые с плана положений.

На диаграммах скорости $V = f(\varphi)$ и ускорений $a=f(\varphi)$ поршня нужно откладывать размеры (мм), посчитанные по формулам

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot \rho H}$$

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot \rho H_1}$$

Для любого произвольного положения следует определить ошибку графического решения в процентах.

5. Динамический анализ механизма

5.1. Расчетные формулы

Используя расчеты кинематического анализа, динамические параметры насоса определяются с помощью расчетных формул:

1. Приведенный момент инерции механизма, кгм^2

$$I_{пр} = \frac{m_1 l_1^2}{3} + \frac{1}{\omega^2} \left[m_2 V_{s2}^2 + \frac{m_2 l_2^2}{12} \cdot \omega_2^2 + m_3 V_B^2 \right]$$

2. Приведенный момент сил полезного сопротивления, Нм

$$M_{ci} = \frac{F_c V_B}{\omega}$$

3. Работа сил полезного сопротивления, Нм

$$A_{ci} = \int_0^{2\pi} M_{ci} \cdot d\varphi$$

4. Момент движущих сил сопротивления, Нм

$$M_{di} = \frac{A_{c \max}}{2\pi}$$

5. Работа движущих сил, Нм

$$A_{di} = A_{di-1} + M_d \cdot \Delta\varphi$$

6. Приращение кинетической энергии механизма, Нм

$$\Delta T = A_{di} - A_{ci}$$

5.2. Построение динамических диаграмм

К динамическим диаграммам относятся следующие графики:

1. График приведенных моментов сил полезного сопротивления и сил движущих.
2. График работ сил полезного сопротивления и сил движущих.
3. График изменения кинетической энергии механизма.
4. График приведенного момента инерции механизма.
5. Диаграмма Виттенбауэра.
6. График угловой скорости кривошипа.

Построение графиков и определение масштабных коэффициентов аналогично построению кинематических диаграмм. Высоту графиков можно выбрать в пределах $100 \div 150$ мм.

5.3. Диаграмма Виттенбауэра

Диаграмма Виттенбауэра строится по точкам, используя построенные графики изменения кинетической энергии механизма и приведенного момента инерции. Значения этих графиков можно переместить на диаграмму не изменяя, т.е. один к одному. По вертикальной оси откладываем изменения кинетической энергии, а по горизонтали – приведенный момент инерции механизма.

Для рассматриваемого примера диаграмма Виттенбауэра изображена на рис.5 в масштабе:

$$\mu_T = 0,5 \text{ (Нм)/мм}; \quad \mu_I = 0,001 \text{ (кг*м}^2\text{)/мм}$$

Определяем углы наклона касательных:

$$tg\psi_{\max} = \frac{\mu_I \omega_{cp}^2 \left(+ \delta \right)}{2\mu_T} = \frac{0,001 \cdot 17^2 \cdot \left(+ \frac{1}{7} \right)}{2 \cdot 0,5} = 0,3303$$

$$tg\psi_{\min} = \frac{\mu_I \omega_{cp}^2 \left(- \delta \right)}{2\mu_T} = \frac{0,001 \cdot 17^2 \cdot \left(- \frac{1}{7} \right)}{2 \cdot 0,5} = 0,2477$$

где $\omega_{cp} = 17 \text{ с}^{-1}$ – заданная средняя скорость кривошипа;

$\delta = 1/7$ – заданный коэффициент неравномерности хода.

Этим значениям соответствуют углы:

$$\psi_{\max} = 18,3^0; \quad \psi_{\min} = 13,9^0$$

Проводим прямую под углом ψ_{\max} к горизонтали, касаясь ею диаграммы сверху, а прямой ψ_{\min} – соответственно снизу.

Находим точки пересечения этих касательных с осью ΔT (точки а и в). Замеряем отрезок [ав] = 43 мм и находим момент инерции маховика:

$$I_{\text{МАХОВ}} = \frac{6 \Delta T}{\delta \omega_{cp}^2} = \frac{43 \cdot 0,5}{\frac{1}{7} \cdot 17^2} = 0,521 \text{ кг*м}^2$$

5.4. Определение размеров маховика

Маховик выполняется в виде колеса с массивным ободом. Пренебрегая массой ступицы и спиц, имеем:

$$I_{\text{МАХОВ}} = m (D_{cp} / 4)$$

где m – масса обода, кг;

D_{cp} – средний диаметр обода, м.

В первом приближении задаемся конструктивно

$$D_{cp} = 5 \quad OA = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}$$

Тогда

$$m = \frac{4I_{\text{МАХОВ}}}{D_{cp}^2} = \frac{4 \cdot 0,521}{0,25^2} = 33,3 \text{ кг}$$

С другой стороны массу можно выразить через размеры его (см. рис.6)

$$m = \gamma \cdot b^2 \cdot h \cdot \pi \cdot D_{cp}$$

Обычно назначают $h = 0,75 \text{ в}$, тогда

$$m = \gamma \cdot b^2 \cdot 0,75 \cdot \pi \cdot D_{cp}$$

где $\gamma = 7,0 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала (чугун)

Из последнего выражения находим:

$$b = \sqrt{\frac{m}{0,75\gamma\pi D_{cp}}} = \sqrt{\frac{33,3}{0,75 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,25}} = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}$$

Полученный размер b должен ориентировочно быть равен: $b = (1/3 \div 1/5) D_{cp}$

Сравниваем:

$$(1/3 \div 1/5) D_{cp} = (1/3 \div 1/5) \cdot 250 = (83 \div 50) \text{ мм}$$

Видим, что в нашем случае

$$v = 90 \text{ мм} > (1/3 \div 1/5) D_{\text{ср}}$$

(т.е. маховик получился малого диаметра и большой толщины).

Производим расчет вторично.

Назначаем $D_{\text{ср}} = 300 \text{ мм} = 0,3 \text{ м}$, тогда

$$m = \frac{4I_{\text{МАХОВ}}}{D_{\text{ср}}^2} = \frac{4 \cdot 0,521}{0,30^2} = 23,2 \text{ кг}$$

а

$$b = \sqrt{\frac{m}{0,75\gamma\pi D_{\text{ср}}}} = \sqrt{\frac{23,2}{0,75 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,30}} = 0,0685 \text{ м} = 68,5 \text{ мм}$$

Проверяем: $(1/3 \div 1/5)D_{\text{ср}} = (1/3 \div 1/5) \cdot 300 = (100 \div 60) \text{ мм}$

Видим, что $v = 68,5 \text{ мм} = (1/3 \div 1/5) D_{\text{ср}}$

В результате имеем:

$$v = 70 \text{ мм}; h = 0,75v = 0,75 \cdot 70 = 52,5 = 50 \text{ мм}$$

$$D_{\text{ср}} = 300 \text{ мм}$$

Диаграмма Виттенбауэра

$$\mu_r = 0,3 \frac{\text{Нм}}{\text{мм}}$$

$$\mu_x = 0,001 \frac{\text{кгм}^2}{\text{мм}}$$

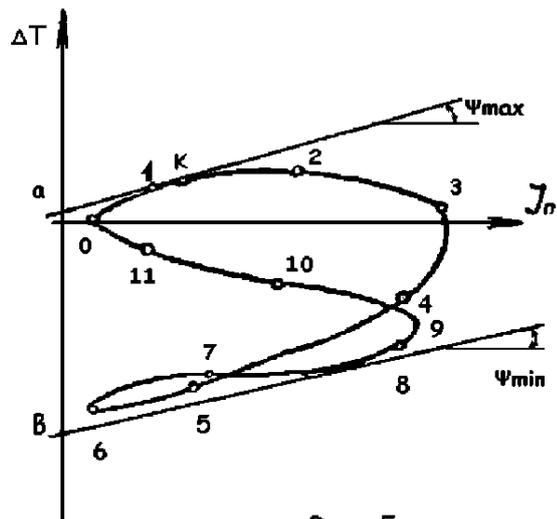


Рис. 5

Эскиз маховика М 1 : 2

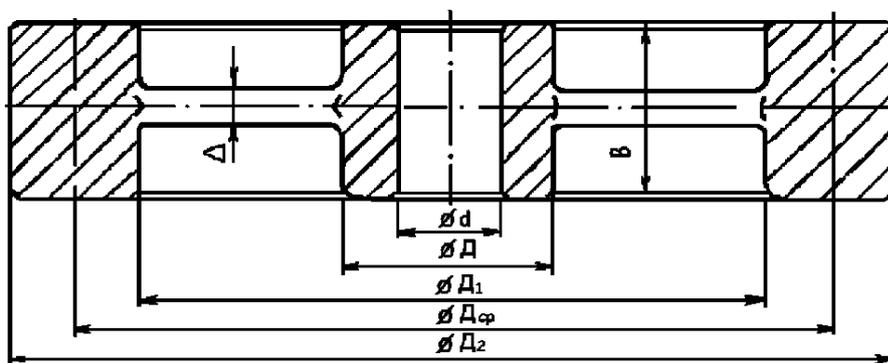


Рис. 6

Остальные размеры принимаем конструктивно:

$$d = 0,1 \cdot D_{\text{ср}}; D = 2 \cdot d; D_1 = D_{\text{ср}} - h; D_2 = D_{\text{ср}} + h;$$

$$\Delta = 0,2 \cdot v$$

Определив эти значения, выполняем эскиз маховика с простановкой основных размеров (рис.6).

5.5. Определение угловой скорости кривошипа

Угловую скорость кривошипа в зависимости от угла поворота определяем по формуле:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{(I_{MAXOB} + I_{np}^{max}) \cdot \omega_{max}^2 - 2(T_{max} - \Delta T_i)}{I_{MAXOB} + I_{np}^i}}$$

где I_{np}^{max} , ΔT_{max} – значения приведенного момента инерции и изменения кинетической энергии в этой точке, где прямая под углом Ψ_{max} коснулась диаграммы Виттенбауэра. Эти значения снимаем с диаграммы (точка К, рис.5).

I_{np}^i , ΔT_i – текущие значения приведенного момента инерции и кинетической энергии. Эти значения снимаем с диаграммы.

Для рассматриваемого примера имеем:

$$\omega_{max} = \omega_{cp}^2 \cdot (1 + \delta/2) = 17 \cdot (1 + (1/7)/2) = 18,2 \text{ с}^{-1}$$

$$I_{MAXOB} = 0,521 \text{ кгм}^2$$

$$I_{np}^{max} = (\text{размер}) \cdot \mu_I = 19,5 \cdot 0,001 = 0,0195 \text{ кгм}^2$$

$$\Delta T_{max} = (\text{размер}) \cdot \mu_T = 7,5 \cdot 0,5 = 3,75 \text{ Нм}$$

Формула для определения угловой скорости кривошипа приобретает вид:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{(0,521 + 0,0195) \cdot 18,2^2 - 2 \cdot (3,75 - \Delta T_i)}{0,521 + I_{np}^i}} = \sqrt{\frac{171,5 + 2\Delta T_i}{0,521 + I_{np}^i}}$$

Подставляя сюда значения ΔT_i и I_{np}^i из диаграммы Виттенбауэра, получаем значения ω_i и строим график изменения угловой скорости кривошипа в зависимости от его угла поворота. Подсчитываем масштабные коэффициенты μ_ω и μ_ϕ , проставляем их на чертеже.

5.6. Силовой анализ механизма

Силовой расчет выполняется для одного или двух положений механизма методом разбиения на группы Ассур без учета и с учетом сил трения с обязательной проверкой силы методом жесткого рычага Жуковского.

5.6.1. Силовой расчет без учета сил трения

Покажем методику силового расчета для положения механизма, изображенного на рис.2. Схема механизма и план ускорений этого механизма изображены на рис.7.

1. Определяем массу звеньев:

$$m_1 = q \cdot l_1 = 20 \cdot 0,05 = 1 \text{ кг}$$

$$m_2 = q \cdot l_2 = 20 \cdot 0,22 = 4,4 \text{ кг}$$

$$m_3 = c \cdot m_2 = 4,6 \cdot 4,4 = 20,24 \text{ кг}$$

где $q = 20 \text{ кг/м}$ – погонная единица массы

$c = 4,6$ – коэффициент массы поршня

2. Находим вес звеньев и прикладываем его в точках S_1 , S_2

$$P_1 = m_1 \cdot g = 1 \cdot 9,81 = 9,81 \text{ Н}$$

$$P_2 = m_2 \cdot g = 4,4 \cdot 9,81 = 43,2 \text{ Н}$$

$$P_3 = m_3 \cdot g = 20,24 \cdot 9,81 = 198,6 \text{ Н}$$

3. Находим силу полезного сопротивления

$$P_{nc} = B * S_5 = 7500 * 0,093 = 697,5 \text{ Н}$$

где S_5 – перемещение поршня в пятом положении (берем из машинной распечатки).

B – коэффициент (см. заголовок машинной распечатки).

4. Определяем силы инерции звеньев и прикладываем их в S_1 , S_2 и B параллельно ускорения этих точек, но направленных в противоположную сторону:

$$R_1^u = m_1 * a_{S1} = m_1 * (a_A/2) = 1 * (14,45/2) = 7,2 \text{ Н}$$

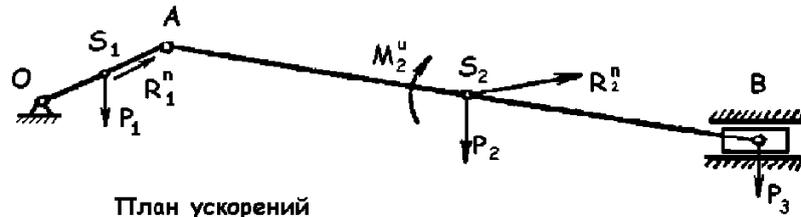
$$R_2^u = m_2 * a_{S2} = 4,4 * 14,45 = 63,6 \text{ Н}$$

$$R_3^u = m_3 * a_B = 20,24 * 15,25 = 308,7 \text{ Н}$$

5. Определяем момент сил инерции шатуна, где

$$I_{S2} = (m_2 * l_2^2) / 12$$

Схема механизма в 5 пол. $\mu_l = 0,002$



План ускорений

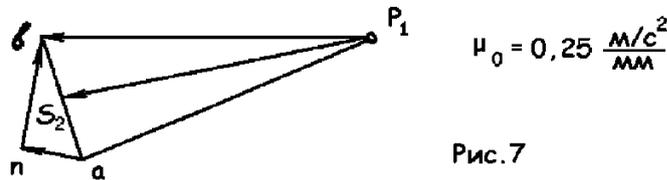


Рис. 7

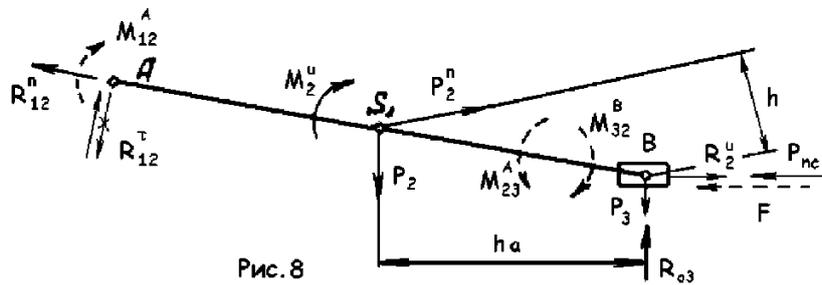


Рис. 8

гр. 2-3 в 5 пол. $\mu_p = 0,002 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

План сил

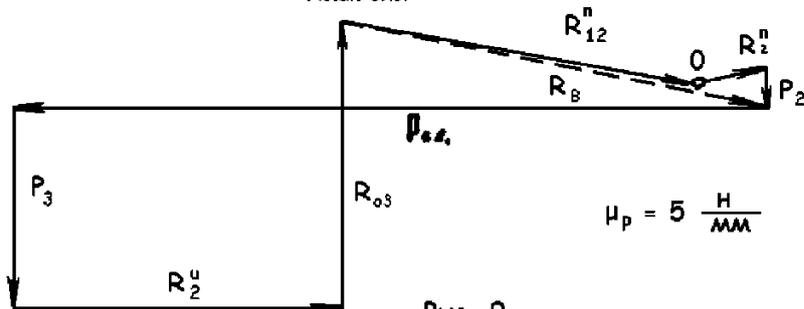


Рис. 9

$$M_2^u = I_{S2} * E_2 = (4,4 * 0,22^2) / 12 * 0,25 = 0,444 \text{ Нм}$$

где I_{S2} – момент инерции шатуна относительно центра тяжести;

Изображаем M_2^u дуговой стрелкой противоположно направлению E_2 .

6. Изображаем отдельно группу Ассура (рис.8), загружаем ее известными силами, прикладываем неизвестные реакции R_{12}^n ; R_{12}^t ; R_{03} .

Составляем уравнение моментов относительно точки В всех сил, приложенных к звену 2:

$$\Sigma m_B^{(2)} = 0 = R_{12}^t \cdot AB \cdot \mu_l + P_2 \cdot h_2 \cdot \mu_l - M_2^u - R_2^u \cdot h \cdot \mu_l$$

Отсюда:

$$R_{12}^t = \frac{1}{AB \cdot \mu_l} (M_2^u + R_2^u \cdot h \mu_l - P_2 \cdot h_2 \mu_l) =$$

$$= \frac{1}{110 \cdot 0,002} (4,444 + 63,6 \cdot 20,5 \cdot 0,002 - 43,2 \cdot 53,5 \cdot 0,002) = -7,14 \text{ Нм}$$

Знак “-” говорит о неправильном направлении R_{12}^t . Изменяем направление реакции R_{12}^t на противоположное.

Строим план сил для группы Ассура (рис.9), используя запись:

$$\Sigma F_i^{(гp)} = 0 = R_{12}^t + R_2^u + P_2 + P_{nc} + P_3 + R_3^u + R_{03} + R_{12}^n$$

и масштабный коэффициент $\mu_p = 5 \text{ Н/мм}$.

Примечание. Масштабный коэффициент выбирают таким, чтобы наибольшая сила изображалась отрезком не более 150 мм. Если какая-либо сила изображается отрезком менее 2 мм, то она на плане сил не показывается (например, сила R_{12}^t изображается отрезком 1,4 мм).

От произвольной точки 0 откладываем друг за другом силы (кроме R_{12}^t), затем через начальную точку 0 проводим прямую, параллельную реакции R_{12}^n а через конечную точку (R_3^u) – прямую, параллельную реакции R_{03} . Там, где пересекутся эти прямые – закончится R_{03} и начнется R_{12}^n .

Проставляем стрелки указанных реакций на плане сил, учитывая, что силовой многоугольник должен быть замкнутым.

Из плана сил находим:

$$R_{12}^n = (\text{отрезок}) \cdot \mu_p = 67 \cdot 5 = 335 \text{ Н}$$

$$R_{03} = (\text{отрезок}) \cdot \mu_p = 55,5 \cdot 5 = 277,5 \text{ Н}$$

Геометрически суммируя R_{12}^t и R_{12}^n , находим R_{12} .

Но так как реакция R_{12}^t мала и на плане сил не изображалась, то

$$R_{12} = R_{12}^n = 335 \text{ Н.}$$

Геометрически суммируя R_{12} , R_2^u и P_2 , находим R_B .

$$R_B = (\text{отрезок}) \cdot \mu_p = 80 \cdot 5 = 400 \text{ Н}$$

7. Изображаем отдельно кривошип (рис.10), прикладываем известные силы (P_1 , R_{12}^u , R_{21}) и неизвестные ($P_{дв}$ и R_{01}).

Примечание. Силу $P_{дв}$ прикладываем перпендикулярно кривошипу в сторону его вращения. Сила R_{21} по величине равна R_{12} , но направлена в противоположную сторону. Силу R_{01} изображаем после построения плана сил для кривошипа.

Составляем уравнение моментов сил, действующих на кривошип относительно точки 0.

$$\Sigma m_0^{(1)} = 0 = P_{дв} \cdot OA + P_1 \cdot h_1 - R_{21} \cdot h$$

Отсюда:

$$P_{дв} = \frac{R_{21} \cdot h - P_1 \cdot h_1}{OA} = \frac{335 \cdot 27,5 - 9,81 \cdot 23,5}{50} = 179,6 \text{ Н}$$

Далее строим план сил для ведущего звена

$$\Sigma F_i^{(361)} = 0 = P_1 + R_1^u + P_{дв} + R_{21} + R_{01}$$

С использованием масштабного коэффициента

$\mu_p = 5 \text{ Н/мм}$ (рис.11).

План сил ведущего звена $\mu_p = 5 \frac{H}{MM}$

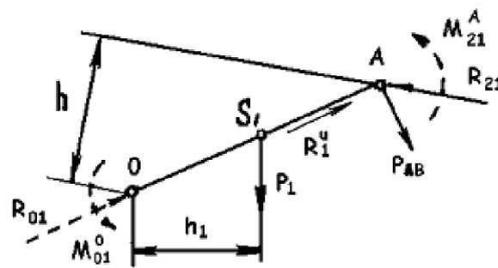


Рис. 10

Ведущее звено $\mu_l = 0,001 \frac{M}{MM}$

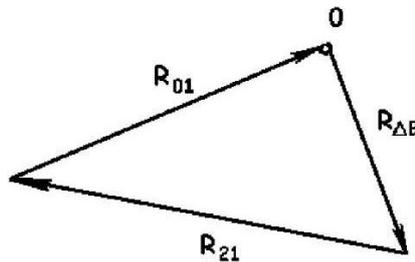


Рис. 11

Построение плана сил начинаем с точки 0, откладываем силу $P_{\Delta B}$ (так как силы P_1 и R_1^y изображаются отрезком менее 2 мм, их не показываем), затем от нее откладываем R_{21} с точкой 0, получаем неизвестную реакцию R_{01} , которую находим и по величине:

$$R_{01} = (\text{отрезок}) \cdot \mu_p = 56 \cdot 5 = 280 \text{ H}$$

В результате приведенного силового расчета определили реакции в кинематических парах и движущую силу, пренебрегая силами трения. Получили:

$$R_{12}^s = 7,14 \text{ H}; R_{12}^n = 335 \text{ H}; R_{12} = 335 \text{ H}; R_8 = 400 \text{ H};$$

$$P_{\Delta B} = 179,6 \text{ H}; R_{01} = 280 \text{ H}; R_{03} = 277,5 \text{ H}.$$

5.6.2. Силовой расчет с учетом сил трения

Силовой расчет с учетом сил трения приводится после расчета без учета сил трения, для уточнения реакций в кинематических парах в следующей последовательности:

1. Находим силу трения и направляющие:

$$F = R_{03} f = 277,5 \cdot 0,15 = 41,6 \text{ H},$$

где $f = 0,15$ – коэффициент трения.

Прикладываем ее к поршню по направлению противоположно перемещению поршня (см. рис. 8, сила F показана пунктиром).

Находим моменты трения во вращательных кинематических парах:

$$M_{32}^B = M_{23}^B = R_B r f' = R_B r (4/3) f = \\ = 400 \cdot 0,02 \cdot (4/3) \cdot 0,15 = 1,6 \text{ Hм},$$

$$M_{12}^A = M_{21}^A = R_{12} r f' = R_{12} r (4/3) f = \\ = 335 \cdot 0,02 \cdot (4/3) \cdot 0,15 = 1,34 \text{ Hм},$$

$$M_{01}^0 = M_{01} r f' = R_{01} r (4/3) f' = 280 \cdot 0,02 \cdot (4/3) \cdot 0,15 = 1,12 \text{ Нм},$$

здесь $r = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$ – радиус цапфы подшипника;
 $f' = (4/3)f$ – коэффициент трения для приработавшихся цапф;
 M_{32}^B – момент сил трения в точке В со стороны 3-го звена на 2-ое.

Прикладываем найденные моменты в точках О, А и В в направлении, противоположном относительному вращению звеньев. Так, например, шатун АВ относительно поршня поворачивается против часовой стрелки, (тогда момент M_{32}^B будет направлен по часовой стрелке). Направление моментов показано пунктиром на рис. 8 и 10.

3. Составляем для группы 2-3 уравнение моментов относительно точки В для сил, приложенных к звену 2 (см. соответствующее уравнение без учета сил трения, но в него дополнительно войдут M_{12}^A и M_{32}^B : рис. 8).

Имеем:

$$\Sigma m_B^{(2)} = 0 = R_{12}^r \cdot AB \mu_t + P_2 h_2 \mu_t - M_2^u - R_2^u h \mu_t + M_{12}^A + M_{32}^B$$

Отсюда:

$$R_{12}^r = \frac{M_2^u - M_{12}^A - M_{32}^B + R_2^u h - P_2 h_2}{AB \mu_t} = \frac{0,444 - 1,34 - 1,6}{0,002} + 63,3 \cdot 20,5 - 43,2 \cdot 53,5 = -29,5 \text{ Н}$$

Знак «-» также говорит о неправильном направлении R_{12}^r . В действительности она будет направлена вверх (рис. 8).

Далее строим план сил для группы 2-3 (рис. 12), который будет отличаться от плана сил (рис. 9) введением силы трения F и несколько другой величиной реакции R_{12}^r .

$$\Sigma F_i^{(2p)} = 0 = R_{12}^r + R_2^u + P_2 + P_{nc} + F + P_3 + R_3^u + R_{03} + R_{12}^n$$

Построение плана сил аналогично описанному ранее для этой же группы Ассур. Масштабный коэффициент $\mu_p = 5 \text{ Н/мм}$.

Из плана сил находим:

$$R_{12}^n = (\text{отрезок}) \mu_p = 73 \cdot 5 = 365 \text{ Н}$$

$$R_{03} = (\text{отрезок}) \mu_p = 53 \cdot 5 = 265 \text{ Н}$$

Геометрически суммируя \bar{R}_{12}^n и \bar{R}_{12}^r , находим

$$R_{12} = (\text{отрезок}) \mu_p = 73,5 \cdot 5 = 367,5 \text{ Н}$$

План сил гр. 2-3 с учетом сил трения $\mu_p = \frac{5 \text{ Н}}{\text{мм}}$

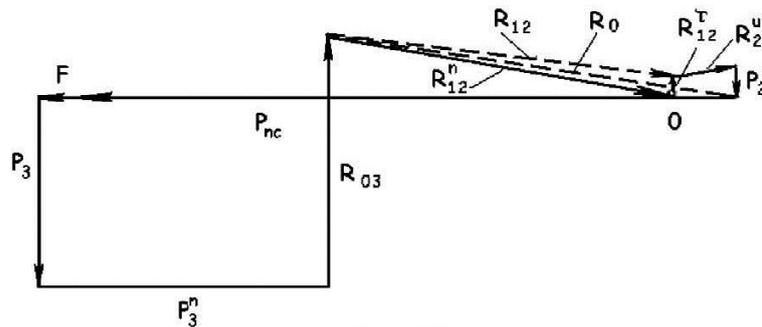


Рис. 12

План сил ведущего звена с учетом сил трения $\mu_p = \frac{5 \text{ Н}}{\text{мм}}$

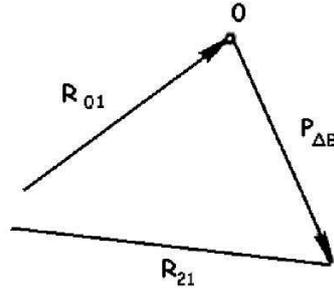


Рис. 13

Геометрически суммируя $\bar{R}_{12}, \bar{R}_2^u, \bar{P}_2$, находим

$$R_B = (\text{отрезок}) \mu_p = 86 \cdot 5 = 430 \text{ Н}$$

6. Составляем уравнение моментов для кривошипа (рис. 10), в которое дополнительно войдут моменты сил трения $M_{21}^A = 1,34 \text{ Нм}$ и $M_{01}^O = 1,12 \text{ Нм}$, показанные пунктиром:

$$\Sigma m_0^{(1)} = 0 = P_{\text{дв}} OA \mu_1 + P_1 h_1 \mu_1 - R_{21} h \mu_1 - M_{01}^O - M_{21}^A$$

Отсюда:

$$P_{\text{дв}} = \frac{M_{01}^O + M_{21}^A - P_1 * h_1 + R_{21} * h}{\mu_1} = \frac{1,12 + 1,34}{0,001} - \frac{9,81 \cdot 23,5 + 367,5 \cdot 27,5}{50} = 246,7$$

Далее строим план сил для ведущего звена (рис. 13):

$$\Sigma F_i^{(np)} = 0 = P_1 + R_1^u + P_{\text{дв}} + R_{21} + R_{01}$$

с использованием масштабного коэффициента $\mu_p = 5 \text{ Н/мм}$. Поскольку силы P_1 и R_1^u изображаются отрезком менее 2 мм, то их на плане сил не показываем.

Из плана сил находим:

$$R_{01} = (\text{отрезок}) \mu_p = 64 \cdot 5 = 320 \text{ Н}$$

В результате приведенного расчета определили реакции в кинематических парах и движущую силу с учетом сил трения.

Получили:

$$\begin{aligned} R_{12}^v &= 20,5 \text{ Н}; & R_{12}^n &= 365 \text{ Н}; & R_{12} &= 367,5 \text{ Н}; \\ R_B &= 430 \text{ Н}; & P_{\text{дв}} &= 246,7 \text{ Н}; & R_{01} &= 320 \text{ Н}; \\ & & R_{03} &= 265 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Сравнивая эти значения с соответствующими, найденными без учета сил трения, видим, что они несколько изменили свою величину в основном в сторону увеличения.

5.6.3. Определение движущей силы методом Н.Е. Жуковского

Для определения $P_{\text{дв}}$ методом Жуковского строим повернутый на 90° план скоростей и загружаем его в соответствующих точках силами инерции, силами веса и движущей силой (рис. 14).

Примечание. Момент сил инерции M_2^u следует проставить в виде пары сил, приложенных в точках А и В, и этими силами загружать рычаг Жуковского. Величина сил определяется по формуле:

$$Q_1 = Q_2 = M_2^u / AB = 0,444 / 0,22 = 2 \text{ Н}$$

Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса повернутого плана скоростей:

$$\Sigma m_p = 0 = P_{\text{дв}} [Pa] + (P_1 + P_2) h_1 + R_2^u h_2 + R_3^u [P_6] - P_{nc} [P_6] - Q_1 h_3 - Q_2 h_4$$

Отсюда:

$$P_{дв} = \frac{Q_1(h_3 + h_4) + (P_{ис} - R_3^H) \cdot h_1 + R_3^H h_2 - (P_1 + P_2) h_1}{h_1}$$

$$P_{дв} = \frac{2 \cdot (70) + (97,5 - 208,7) \cdot 48 - 63,6 \cdot 33 - (8,1 + 13,2) \cdot 38}{85} = 173 Н$$

Примечание. Размеры плеч h_1 и h_2 и т.д. измеряем в «мм», непосредственно с чертежа рычага Жуковского.

Сравним величину движущей силы, найденной по методу Жуковского и по методу разбиения на группы Ассур:

По методу Жуковского:

$$P_{дв}^{ЖК} = 173 Н$$

По методу Ассур:

$$P_{дв}^{АС} = 179,6 Н$$

Ошибка составляет:

$$\Delta = \frac{P_{дв}^{ЖК} - P_{дв}^{АС}}{P_{дв}^{ЖК}} \cdot 100\% = \frac{|173 - 179,6|}{173} \cdot 100\% = 3,8\%$$

Список рекомендуемой литературы

1. Артоболевский И.И., Теория механизмов и машин.- М.: Наука, 1975.- 347 с.
2. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин.- М.: Машиностроение, 1967.- 170 с.
3. Коренько А.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. - Киев: Вища школа, 1975. - 153 с.
4. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин.- М.: Машиностроение, 1985. - 291 с.