

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

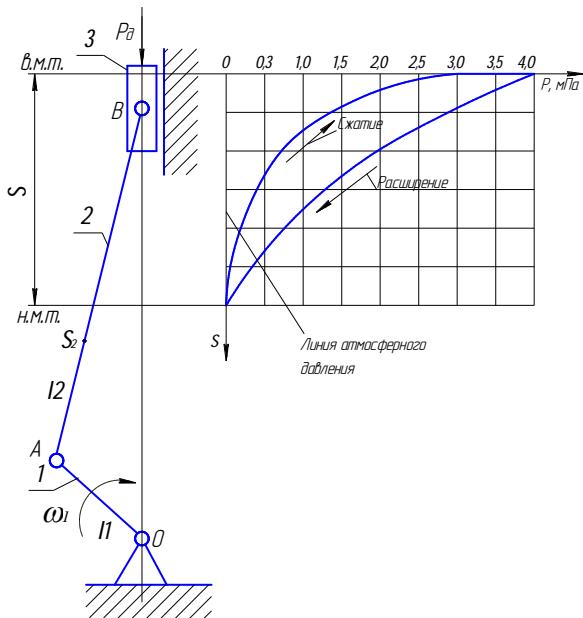
---

## **ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Методические указания для выполнения контрольной работы

### Задание 1. Грузовая тележка

Кривошипно-ползунный механизм двигателя внутреннего сгорания преобразует возвратно-поступательное движение ползуна (поршня) 3 во вращательное движение кривошипа 1. Цикл движения поршня включает такты расширения и сжатия. При расширении взорвавшаяся в цилиндре рабочая смесь перемещает поршень из в.м.т. в н.м.т. При подходе поршня к н.м.т. открываются продувочные окна в цилиндре и выпускные клапаны. Продукты горения удаляются из цилиндра в выхлопную систему, а цилиндр заполняется чистым воздухом.



После перекрытия поршнем продувочных окон и закрытия клапанов начинается сжатие воздуха в цилиндре, заканчивающееся в в.м.т. взрывом впрыснутого топлива.

В расчетах принять: 1. Массы звеньев: а) шатуна  $AB$   $m_2 = ql_2$ , где  $q = 10$  кг/м; б) ползуна  $B$   $m_3 = 0,3m_2$ ; в) кривошипа  $OA$   $m_1 = 2m_2$ ; 2. Центр масс шатуна в точке  $S_2$  с координатой  $AS_2 = 0,35AB$ ; кривошип уравновешен. 3. Момент инерции относительно центров масс шатуна  $J_{S_2} = 0,15 m_2 l_2^2$ .

Таблица 1

#### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Угловая скорость кривошипа $\omega$ , $c^{-1}$	145	150	155	160	165	170	175	180	185	190
Ход ползуна $S$ , м	0,15	0,145	0,14	0,135	0,13	0,125	0,12	0,115	0,11	0,105
Отношение длин кривошипа и шатуна $\lambda = l_1/l_2$	0,17	0,18	0,19	0,2	0,18	0,19	0,21	0,22	0,23	0,24
Диаметр поршня $D$ , м	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,11	0,1	0,09	0,09	0,1
Приведенный момент инерции трансмиссии $I_n^0$ , кг.м <sup>2</sup>	0,2	0,3	2,1	2,0	1,3	1,4	1,5	0,9	2,3	2,0
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta$	1/80	1/90	1/100	1/85	1/95	1/110	1/80	1/90	1/95	1/100

## Задание 2. Горизонтально-ковочная машина

Горизонтально-ковочная машина с вертикальным разъемом матриц и безмуфтовым приводом предназначена для горячей высадки изделий из прутковых заготовок. Для всех вариантов принять: 1. Кривошип уравновешен. 2. Момент инерции звена 2  $J_{S_2} = 0,17 m_2 l_2^2$ . 3.  $AS_2 = 0,35 AB$ .

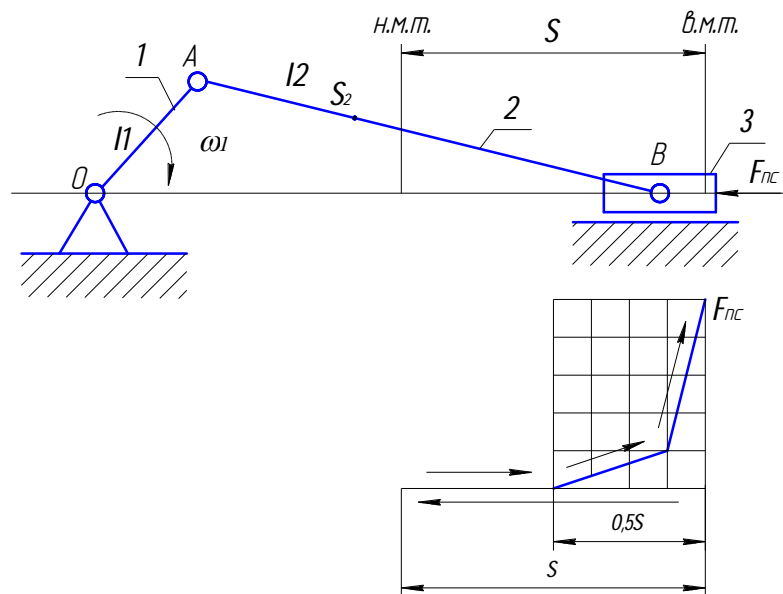


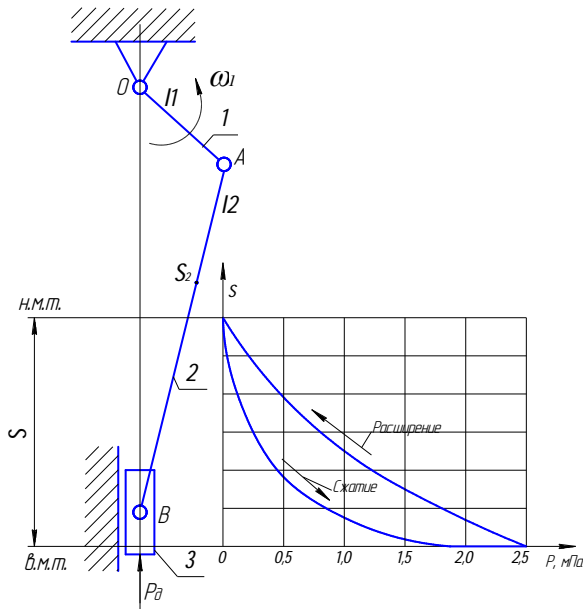
Таблица 2

### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ход ползуна (поршня) $S$ , м	0,12	0,14	0,2	0,21	0,13	0,3	0,25	0,23	0,18	0,17
Отношение длины кривошипа к длине шатуна $\lambda=l_1/l_2$	1/3	1/3,3	1/3,2	1/3,3	1/3,5	1/3	1/3,6	1/3	1/3,2	1/3
Угловая скорость кривошипа $\omega$ , $c^{-1}$	5,0	7,0	8,0	8,5	6,0	6,5	7,5	9,0	8,0	7,5
Масса звеньев механизма, кг										
$m_1$	40	40	60	50	80	90	60	60	70	50
$m_2$	80	60	120	100	150	180	75	90	120	100
$m_3$	180	150	240	200	300	320	150	180	270	200
Приведенный момент инерции $I_n^0$ , $кг \cdot м^2$	0,2	0,3	0,5	0,35	0,6	0,65	0,2	0,25	0,4	0,36
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta$	1/18	1/20	1/17	1/19	1/2	1/18	1/17	1/20	1/21	1/18
Максимальное усилие высадки $P_{nc}^{max}$ , МПА	40	35	42	36	45	48	28	32	40	36

### Задание 3. Грузовая тележка

Грузовая тележка с двухтактным двигателем внутреннего сгорания предназначена для перемещения грузов. Кривошипно-ползунный механизм двигателя преобразует возвратно-поступательное движение поршня 3 во вращательное движение кривошипа. Цикл движения поршня включает такты расширения, когда взорвавшаяся в цилиндре рабочая смесь перемещает поршень из н.м.т. в в.м.т. (в



конце такта открываются выпускные клапаны и продувочные окна цилиндра и продукты горения удаляются в выпускную систему), и такт сжатия, заканчивающийся взрывом впрыснутого в цилиндр топлива. При расчетах принять : 1). Масса звеньев: шатуна  $m_2 = ql_2$ , где  $q = 10$  кг/м; ползуна  $m_3 = 0,3 m_2$ , кривошипа  $m_1 = 2m_2$ . 2). Центр масс шатуна в точке  $S_2$  с координатой  $AS_2 = 0,35 AB$ . 3). Момент инерции относительно центра масс шатуна  $J_{S_2} = 0,3m_2 l_2^2$ . Кривошип уравновешен.

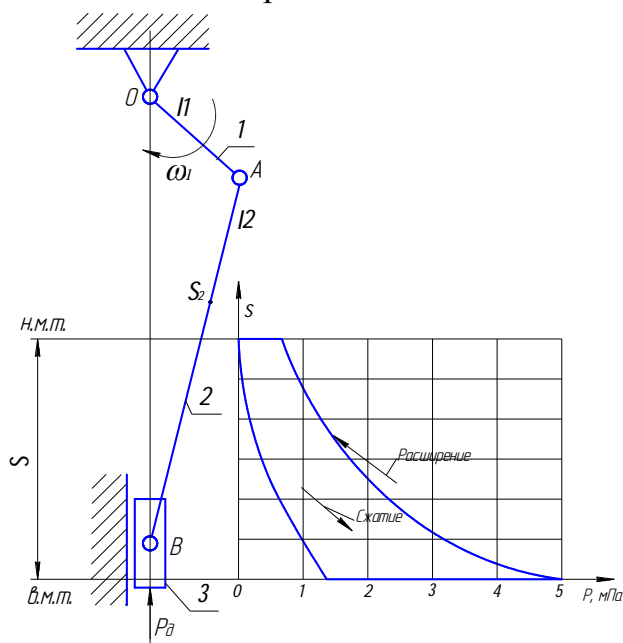
Таблица 3

#### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальный угол давления $[\theta]$ , град	11,0	11,2	11,4	11,6	11,8	12,0	12,4	12,8	13,0	13,5
Ход ползуна $S$ , м	0,2	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11
Частота вращения кривошипа $n$ , об/мин.	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
Диаметр поршня $D_m$	0,2	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,16	0,17	0,18	0,2
Приведенный момент инерции $I_n^0$ , кг.м <sup>2</sup>	0,4	0,38	0,36	0,35	0,34	0,32	0,30	0,28	0,25	0,22
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta$	0,01	0,015	0,011	0,012	0,013	0,014	0,016	0,017	0,018	0,019

#### Задание 4. Самоходное шасси

Основным механизмом двигателя внутреннего сгорания является кривошипно-ползунный механизм, который преобразует возвратно-поступательное движение ползуна (поршня) 3 во вращательное движение кривошипа 1. Передача движения от ползуна к кривошипу осуществляется через шатун 2. Цикл движения поршней включает такты расширения, выпуска и сжатия. Взорвавшаяся в камере сгорания рабочая смесь перемещает поршень из н.м.т. в в.м.т. Отработанные газы



удаляются в выпускную систему. При выпуске цилиндр заполняется чистым воздухом, который в такте сжатия сжимается до 1,5 мПа.

При расчетах принять : 1). Масса звеньев: шатуна  $m_2 = ql_2$ , где  $q = 10$  кг/м; ползуна  $m_3 = 0,3 m_2$ , кривошипа  $m_1 = 2m_2$ . 2). Центр масс шатуна в точке  $S_2$  с координатой  $AS_2 = 0,35 AB$  3). Момент инерции относительно центра масс шатуна  $J_{S_2} = 0,17 m_2 l_2^2$ . Кривошип уравновешен.

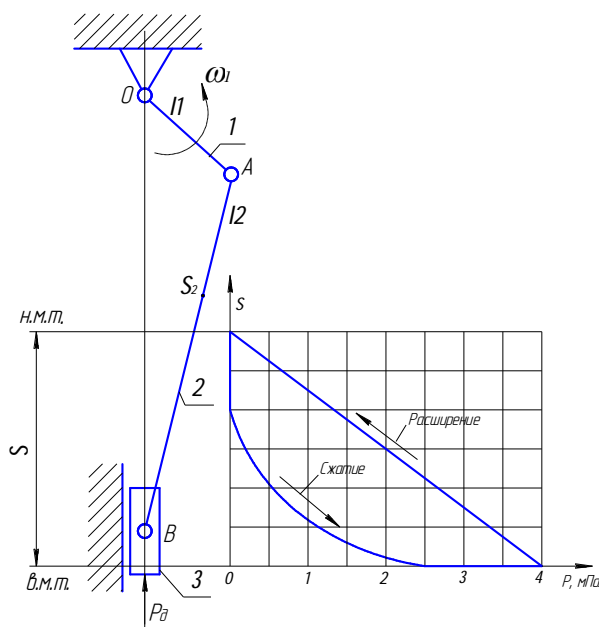
Таблица 4

#### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Угловая скорость кривошипа $\omega$ , $c^{-1}$	120	110	100	105	115	125	130	130	135	140
Ход ползуна $S$ , м	0,1	0,11	0,12	0,11	0,1	0,09	0,085	0,08	0,09	0,1
Отношение хода поршня к его диаметру $S/D$ , м	1,0	1,05	1,11	1,12	1,13	1,15	1,18	1,2	1,25	1,3
Максимальный угол давления $[\vartheta]$ , град	10,5	11,0	11,5	12,0	11,0	10,5	11,0	12,0	13,0	14,0
Приведенный к кривошипу момент инерции трансмиссии $I_n^0$ , кг.м <sup>2</sup>	0,2	0,25	0,3	0,35	0,2	0,15	0,12	0,2	0,22	0,25
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta$	1/90	1/95	1/100	1/105	1/110	1/115	1/120	1/110	1/100	1/90

### Задание 5. Мототележка

Кривошипно-ползунный механизм двигателя внутреннего сгорания мототележки преобразует возвратно-поступательное движение ползуна (поршня) 3 во вращательное движение кривошипа 1. Передача движения от ползуна к кривошипу осуществляется через шатун 2. Цикл движения поршня включает такты расширения, когда взорвавшаяся в цилиндре рабочая смесь перемещает поршень из н.м.т. в в.м.т. (в конце такта открываются выпускные клапаны и продувочные



окна цилиндра и продукты горения удаляются в выпускную систему), и такт сжатия, заканчивающийся взрывом впрыснутого в цилиндр топлива. При расчетах принять : 1). Масса звеньев: шатуна  $m_2 = ql_2$ , где  $q = 10$  кг/м; ползуна  $m_3 = 0,3 m_2$ , кривошипа  $m_1 = 2m_2$ . 2). Центр масс шатуна в точке  $S_2$  с координатой  $AS_2 = 0,35 AB$ . 3). Момент инерции относительно центра масс шатуна  $J_{S_2} = 0,17 m_2 l_2^2$ . Кривошип уравновешен.

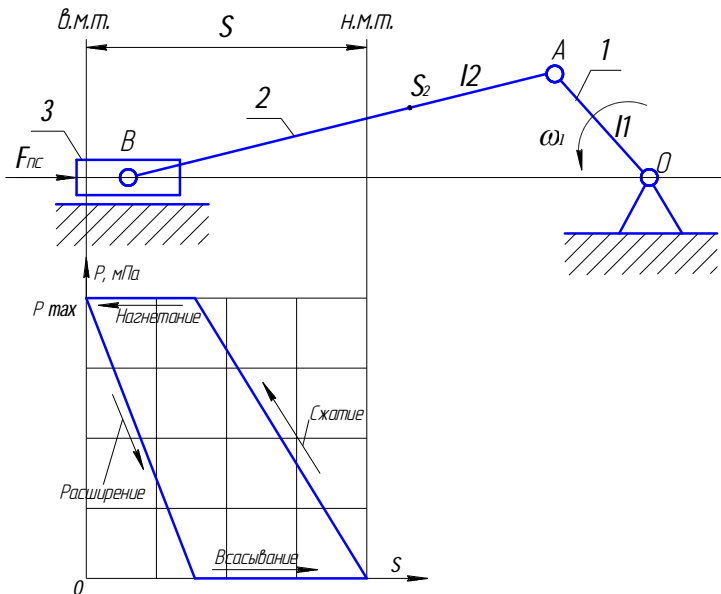
Таблица 5

#### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Угловая скорость кривошипа $\omega$ , $c^{-1}$	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270
Ход ползуна $S$ , м	0,14	0,135	0,13	0,125	0,12	0,115	0,11	0,105	0,1	0,09
Отношение длин кривошипа к шатуну $\lambda=l_1/l_2$	0,2	0,2	0,22	0,24	0,22	0,24	0,25	0,25	0,26	0,26
Отношение хода поршня к его диаметру $S/D$ , м	1,0	1,05	1,1	1,1	1,0	1,0	1,2	1,3	1,25	1,2
Приведенный момент инерции трансмиссии $I_n^o$ , кг.м <sup>2</sup>	1,8	1,7	1,5	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа, $\delta$	0,012	0,012	0,011	0,011	0,01	0,01	0,012	0,012	0,011	0,011

### Задание 6. Одноцилиндровый поршневой компрессор

Основным механизмом компрессора является кривошипно-ползунный механизм, который преобразует вращательное движение кривошипа 1 в поступательное движение ползуна (поршня) 3. Цикл движения поршня совершается за один поворот кривошипа и включает такты всасывания, сжатия, нагнетания и расширения. Изменение давления в цилиндре в зависимости от положения поршня показано на индикаторной диаграмме.



При расчетах принять : 1). Масса звеньев: шатуна  $m_2 = ql_2$ , где  $q = 10 \text{ кг/м}$ ; ползуна  $m_3 = 0,3 m_2$ , кривошипа  $m_1 = 2m_2$ .

2). Центр масс шатуна в точке  $S_2$  с координатой  $AS_2 = 0,33 AB$ .

3). Момент инерции относительно центра масс шатуна  $J_{S_2} = 0,15m_2 l_2^2$ .

Кривошип уравновешен.

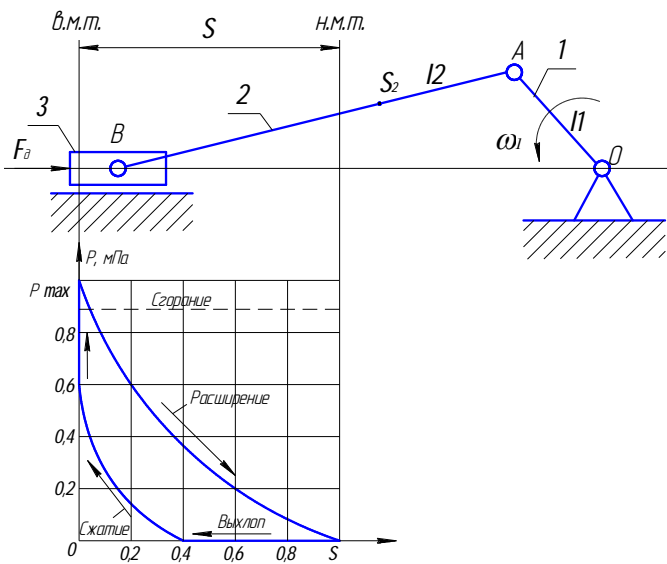
Таблица 6

#### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина кривошипа $l_1$ , м	0,11	0,12	0,1	0,09	0,08	0,12	0,1	0,11	0,13	0,14
Угловая скорость кривошипа $\omega$ , $\text{с}^{-1}$	15	16	17	18	19	20	19	21	22	20
Отношение длин шатуна к кривошипу $\lambda=l_2/l_1$ , м	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8	4,7	4,6	4,5	4,4
Диаметр поршня $D$ , м	0,21	0,22	0,18	0,17	0,14	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17
Приведенный момент инерции трансмиссии $I_n^0$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа, $\delta$	0,015	0,015	0,015	0,015	0,02	0,02	0,02	0,025	0,025	0,025

### Задание 7. Автономная электроустановка

Двухтактный двигатель внутреннего сгорания автономной электроустановки приводит в движение электрогенератор, вырабатывающий электрический ток. В кривошипно-ползунном механизме двигателя, состоящего из кривошипа 1, шатуна 2 и ползуна 3. Возвратно-поступательное движение ползуна (поршня) 3 во вращательное движение кривошипа. Рабочий цикл в цилиндре двигателя совершается за один оборот коленчатого вала. Изменение давления в цилиндре в зависимости от положения поршня показано на индикаторной диаграмме.



При расчетах принять: 1). Масса звеньев:  $m_2 = ql_2$ , где  $q = 10 \text{ кг/м}$ ;  $m_1 = m_3 = 0,75m_2$  2). Центр масс шатуна в точке  $S_2$  с координатой  $AS_2 = 1/3 AB$ . 3). Момент инерции относительно центра масс шатуна  $J_{S_2} = 0,2m_2 l_2^2$ . 4). Диаметр поршня  $D = 1,5l_1$ ; Кривошип уравновешен.

Таблица 7

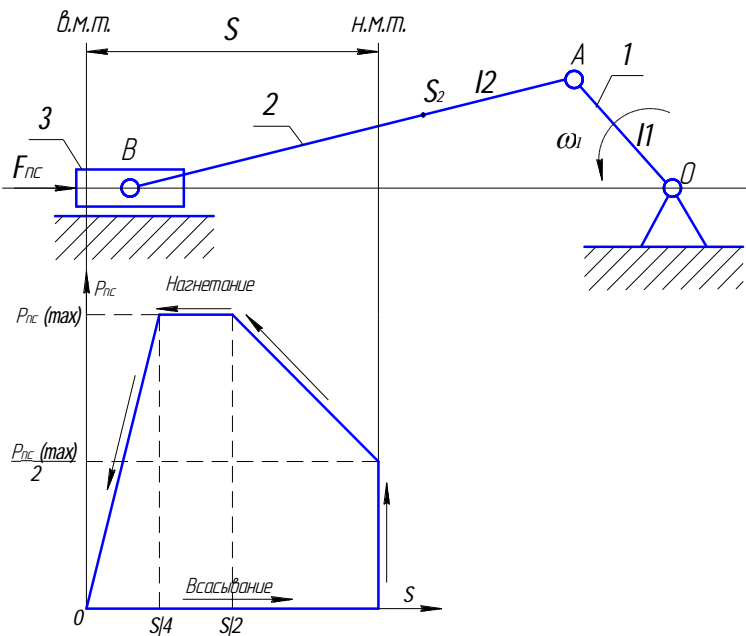
#### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Угловая скорость кривошипа $\omega, \text{с}^{-1}$	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370
Ход ползуна $S, \text{м}$	0,13	0,124	0,12	0,118	0,116	0,10	0,132	0,136	0,12	0,11
Максимальный угол давления [9], град	14,0	14,0	16,0	15,0	12,6	14,5	13,5	16,5	13,5	14,2
Приведенный момент инерции трансмиссии $I_n^0, \text{кг.м}^2$	0,12	0,1	0,1	0,09	0,09	0,08	0,1	0,105	0,1	0,09
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta$	0,04	0,03	0,02	0,04	0,035	0,04	0,03	0,02	0,03	0,04
Максимальное усилие высадки $P_{nc}^{max}, \text{МПа}$	4,0	4,0	3,6	3,8	3,4	3,2	3,0	3,6	3,8	4,0



### Задание 8. Бетононасос

Основным механизмом бетононасоса является кривошипно-ползунный механизм, который преобразует вращательное движение кривошипа 1 в поступательное движение ползуна (поршня) 3. Цикл движения поршня совершается за один поворот кривошипа и включает такты всасывания и нагнетания. Рабочий цикл в цилиндре двигателя совершается за один оборот кривошипа.



При расчетах принять : 1). Масса звеньев: шатуна  $m_2 = ql_2$ , где  $q = 10$  кг/м; ползуна  $m_3 = 2,5 m_2$ , кривошипа  $m_1 = 2m_2$ . 2). Центр масс шатуна в точке  $S_2$  с координатой  $AS_2 = 0,25 AB$ . 3). Момент инерции относительно центра масс шатуна  $J_{S_2} = 0,2m_2 l_2^2$ . Кривошип уравновешен.

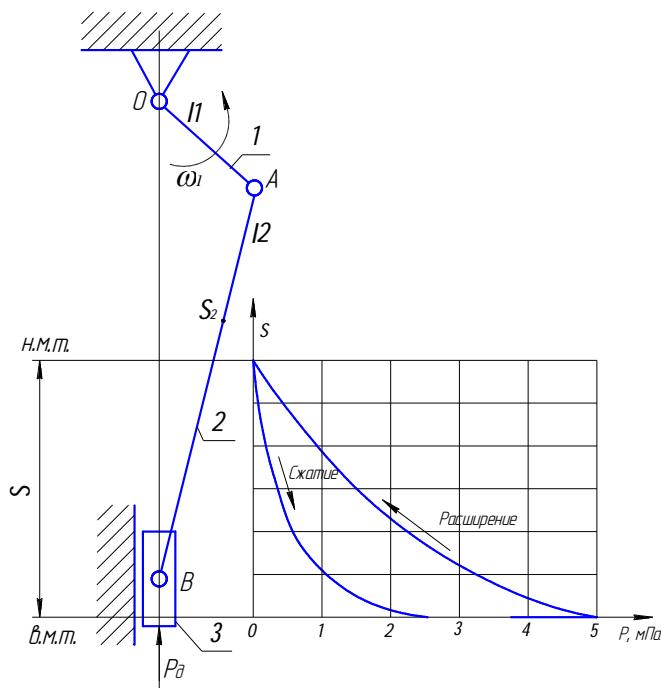
Таблица 8

#### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина кривошипа $l_1$ , м	0,25	0,24	0,23	0,22	0,21	0,2	0,19	0,18	0,17	0,16
Угловая скорость кривошипа $\omega$ , с <sup>-1</sup>	4	4,5	5	5,5	6	6,5	6,4	6,2	5,8	5,6
Отношение длин шатуна к кривошипу $\lambda = l_2/l_1$ , м	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
Максимальное значение силы полезного сопротивления $P_{nc}^{max}$ , кН	120	115	110	105	100	95	90	85	80	75
Приведенный к момент инерции трансмиссии $I_n^0$ , кг.м <sup>2</sup>	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24	0,23	0,22	0,21	0,2	0,19
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta$	0,06	0,065	0,055	0,05	0,045	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02

## Задание 9. Автомобиль с четырехтактным двигателем внутреннего сгорания

Основным механизмом двигателя внутреннего сгорания является кривошипно-ползунный механизм, который преобразует возвратно-поступательное движение ползуна (поршня) 3 во вращательное движение кривошипа 1. Передача движения от ползуна к кривошипу осуществляется через шатун 2. Цикл движения поршней включает такты расширения, выпуска и сжатия. Взорвавшаяся в камере сгорания рабочая смесь перемещает поршень из н.м.т. в в.м.т. Отработанные газы



удаляются в выпускную систему. При выпуске цилиндр заполняется чистым воздухом, который в такте сжатия сжимается до 1,5 мПа. При расчетах принять : 1). Масса звеньев: шатуна  $m_2 = ql_2$ , где  $q = 10$  кг/м; ползуна  $m_3 = 0,3 m_2$ ; кривошипа  $m_1 = 2m_2$ . 2). Центр масс шатуна в точке  $S_2$  с координатой  $AS_2 = 0,35 AB$ . 3). Момент инерции относительно центра масс шатуна  $J_{S_2} = 0,17m_2 l_2^2$ . Кривошип уравновешен.

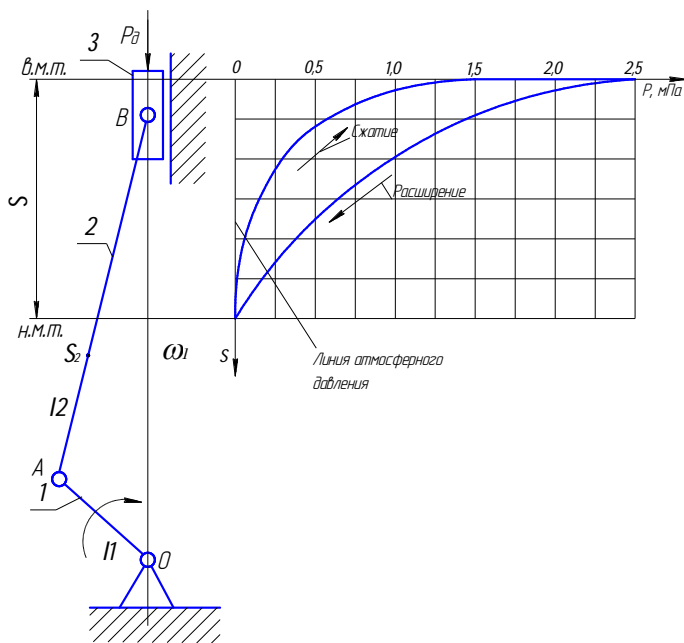
Таблица 9

### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Угловая скорость кривошипа $\omega$ , $c^{-1}$	200	205	210	215	220	225	230	235	240	250
Ход ползуна $S$ , м	0,15	0,145	0,14	0,13	0,135	0,12	0,125	0,1	0,15	0,105
Отношение хода поршня к его диаметру $S/D$ , м	1,0	1,1	1,15	1,2	1,22	1,24	1,25	1,3	1,28	1,14
Максимальный угол давления $[\vartheta]$ , град	12,5	12,7	13,0	11,0	11,2	11,4	11,5	12,1	11,8	10,7
Приведенный момент инерции трансмиссии $I_n^0$ , кг.м <sup>2</sup>	0,2	0,19	0,18	0,17	0,18	0,16	0,17	0,15	0,2	0,21
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta$	0,01	0,01	0,01	0,009	0,009	0,01	0,011	0,011	0,011	0,011

### Задание 10. Самоходное шасси

Самоходное шасси с двухтактным двигателем внутреннего сгорания предназначено для перемещения грузов. Кривошипно-ползунный механизм двигателя преобразует возвратно-поступательное движение ползуна (поршня) 3 во вращательное движение кривошипа 1. Цикл движения поршней включает такты расширения (в конце такта открываются выпускные клапаны и продувочные окна,



цилиндра и продукты горения удаляются в выпускную систему) и такт сжатия, заканчивающийся взрывом впрыснутого в цилиндр топлива

При расчетах принять : 1). Масса звеньев: шатуна  $m_2 = ql_2$ , где  $q = 10$  кг/м; ползуна  $m_3 = 0,3 m_2$ ; кривошипа  $m_1 = 2m_2$ . 2). Центр масс шатуна в точке  $S_2$  с координатой  $AS_2 = 0,35 AB$ . 3). Момент инерции относительно центра масс шатуна  $J_{S_2} = 0,17m_2 l_2^2$ . Кривошип уравновешен.

Таблица 10

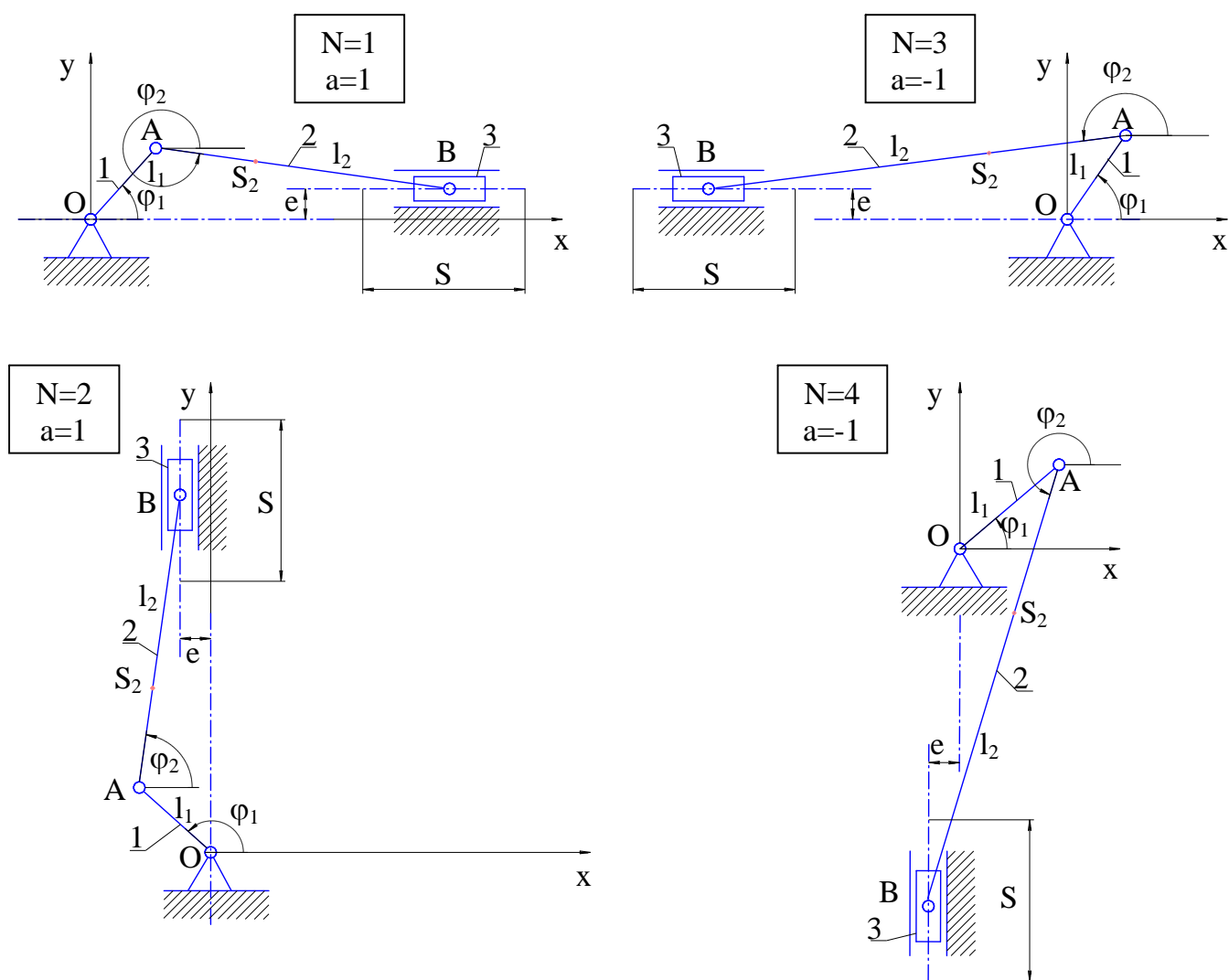
#### Исходные данные

ПАРАМЕТР	ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВАРИАНТОВ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Угловая скорость кривошипа $\omega$ , $c^{-1}$	220	215	210	205	200	195	190	185	180	170
Ход ползуна $S$ , м	0,08	0,085	0,09	0,095	0,1	0,105	0,11	0,115	0,12	0,125
Отношение хода поршня к его диаметру $S/D$ , м	1,0	0,8	0,9	1,0	0,8	1,2	1,1	1,25	1,15	1,0
Отношение длины кривошипа к длине шатуна $\lambda = l_1/l_2$	0,2	0,2	0,22	0,25	0,24	0,25	0,25	0,2	0,2	0,24
Приведенный момент инерции трансмиссии $I_n^0$ , кг.м <sup>2</sup>	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta$	0,01	0,009	0,01	0,011	0,012	0,011	0,01	0,009	0,013	0,012

## Структурный и кинематический анализ

В контрольной работе предлагается анализ четырех схем кривошипно-ползунных механизмов, представленных на рис. 1.

На рис. 1 приняты следующие обозначения:  $N$  – номер схемы кривошипно-ползунного механизма;  $a$  – признак сборки механизма:  $a=1$ , если ползун расположен справа (сверху) от начала координат;  $a=-1$ , если ползун слева (снизу) от начала координат;  $l_1$  – длина кривошипа  $OA$ ;  $l_2$  – длина шатуна  $AB$ ;  $e$  – эксцентриситет (смещение);  $S$  – ход ползуна  $B$ ;  $\varphi_1, \varphi_2$  – углы, образованные кривошипом 1 и шатуном 2 с осью  $X$ , отсчитываются от положительного направления оси  $X$  против часовой стрелки.



Р и с. 1. Схемы кривошипно-ползунных механизмов

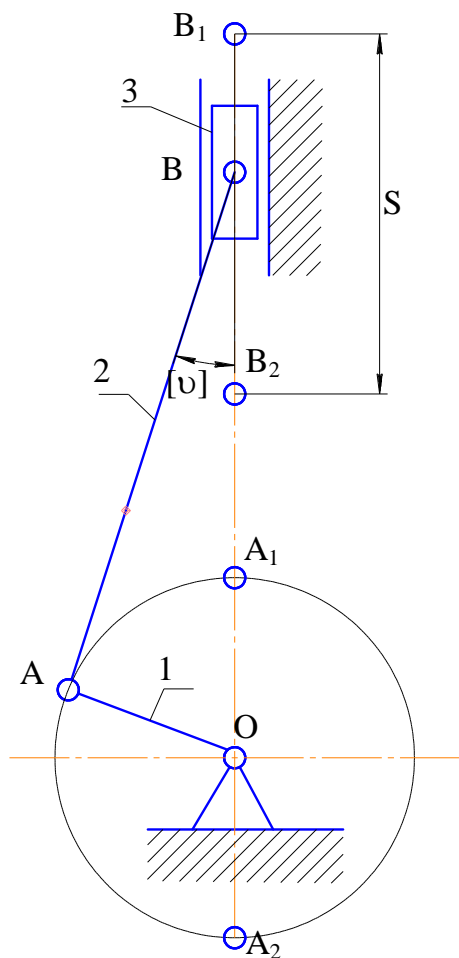
Первоочередной задачей проектирования кривошипно-ползунного механизма является его синтез, т.е. определение недостающих размеров звеньев по некоторым данным входных параметров. Примеры синтеза:

*Задача 1.*

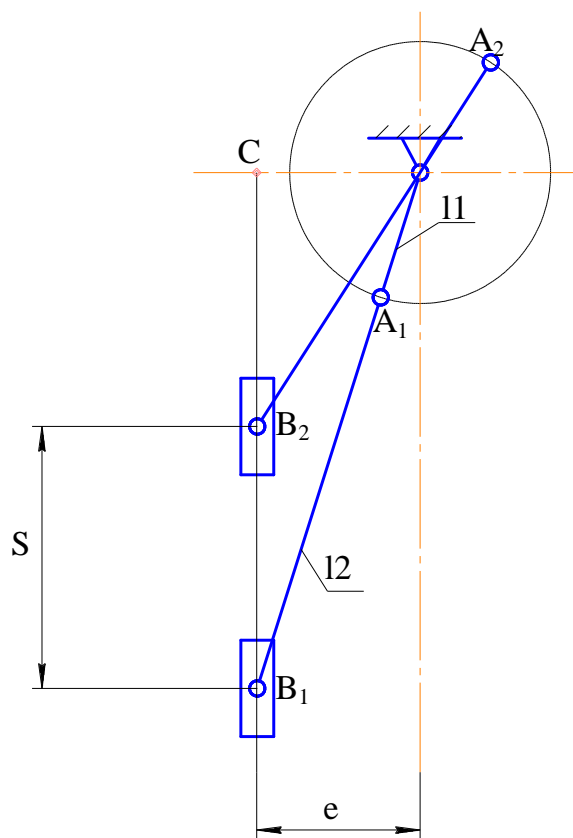
Спроектировать кривошипно-ползунный механизм, схема которого приведена на рис. 2. Входные параметры: ход ползуна  $S$ , средняя скорость движения ползуна  $V_{cp}$ , максимальный угол давления между шатуном и ползуном  $[\vartheta_{доп.}]$ .

*Решение*

Отношение длины кривошипа к длине шатуна  $\lambda = l_1/l_2 = \sin[\vartheta]$ . Длина кривошипа  $l_1$  соответственно равна  $l_1 = S/2$  (м). Длина шатуна  $l_2 = l_1/\lambda$  (м). Время одного оборота вала кривошипа (период), с,  $t = 2S/V_{cp}$ . Частота вращения вала кривошипа  $n_1 = 60/t$  об/мин, а его угловая скорость  $\omega_1 = \pi n_1/30$  ( $c^{-1}$ ).



Р и с. 2. Синтез кривошипно-ползунного механизма по углу давления



Р и с. 3. Синтез кривошипно-ползунного механизма с эксцентриситетом

**Задача 2.** Спроектировать кривошипно-ползунный механизм, схема которого приведена на рис. 3. Входные параметры: ход ползуна  $S$ , отношение длины кривошипа к длине шатуна  $\lambda = l_1 / l_2$ ; отношение эксцентриситета к длине кривошипа  $\varepsilon = e / l_1$ .

**Решение.** Длина шатуна  $l_2$ , (м); 
$$l_2 = \frac{S}{\sqrt{(1+\lambda)^2 - \varepsilon^2 \lambda^2} - \sqrt{(1-\lambda)^2 - \varepsilon^2 \lambda^2}}.$$

Длина кривошипа  $l_1 = \lambda \cdot l_2$ , м. Эксцентриситет  $e = \varepsilon \cdot l_1$ , м.

### **Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма**

Студенту предлагается произвести кинематический анализ механизма на стадии установившегося движения тремя методами: планов и замкнутого векторного контура.

План механизма строят для 12 последовательных положений начального звена (кривошипа) в пределах одного оборота. Все положения нумеруются в направлении вращения кривошипа. Начальное положение кривошипа задается углом  $\varphi_0$ , отсчитываемым от положительного направления оси  $X$  против часовой стрелки. В зависимости от номера схемы кривошипно-ползунного механизма рис. 3.1 формулы для определения угла  $\varphi_0$  (в радианах) приведены в табл.1.

*Таблица 1*

**Начальное положение кривошипа  $\varphi_0$**

Номер схемы механизма по рис. 1	Угол $\varphi_0$ при эксцентриситете, <i>рад</i>	
	$e \neq 0$	$e = 0$
N=1	$\varphi_0 = \arcsin \frac{e}{l_1 + l_2}$	0
N=2	$\varphi_0 = \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{e}{l_1 + l_2}$	$\frac{\pi}{2}$
N=3	$\varphi_0 = \pi - \arcsin \frac{e}{l_1 + l_2}$	$\pi$
N=4	$\varphi_0 = \frac{3\pi}{2} - \arcsin \frac{e}{l_1 + l_2}$	$\frac{3\pi}{2}$

Планы скоростей и ускорений строят для одного положения начального звена.

## Алгоритм расчёта кинематических параметров кривошипно-ползунного механизма

Расчётные параметры	Механизмы с горизонтальным движением ползуна. Расчётные схемы №1 и 3 по рис. 1	Механизмы с вертикальным движением ползуна. Расчётные схемы №2 и 4 по рис. 1
Функции положений	$x_A = l_1 \cos \varphi_1, \quad y_A = l_1 \sin \varphi_1, \quad x_B = x_A + a\sqrt{l_2^2 - (e - y_A)^2},$ $\cos \varphi_2 = \frac{x_B - x_A}{l_2}, \quad \sin \varphi_2 = \frac{e - y_A}{l_2},$ $x_{s2} = x_A + l_3 \cos \varphi_2, \quad y_{s2} = y_A + l_3 \sin \varphi_2$	$x_A = l_1 \cos \varphi_1, \quad y_A = l_1 \sin \varphi_1, \quad y_B = y_A + a\sqrt{l_2^2 - (e - x_A)^2},$ $\cos \varphi_2 = \frac{e - x_A}{l_2}, \quad \sin \varphi_2 = \frac{y_B - y_A}{l_2},$ $x_{s2} = x_A + l_3 \cos \varphi_2, \quad y_{s2} = y_A + l_3 \sin \varphi_2$
Аналоги линейных и угловых скоростей и ускорений	$u_{21} = \frac{-x_A}{l_2 \cos \varphi_2}, \quad u_{31} = -y_A - l_2 u_{21} \sin \varphi_2,$ $u'_{21} = \frac{y_A + l_2 u_{21}^2 \sin \varphi_2}{l_2 \cos \varphi_2},$ $u'_{31} = -x_A - l_2 u'_{21} \sin \varphi_2 - l_2 u_{21}^2 \cos \varphi_2,$ $x'_{s2} = -y_A - u_{21} l_3 \sin \varphi_2, \quad y'_{s2} = x_A + u_{21} l_3 \cos \varphi_2,$ $x''_{s2} = -x_A - u_{21}^2 l_3 \cos \varphi_2 - u'_{21} l_3 \sin \varphi_2,$ $y''_{s2} = -y_A - u_{21}^2 l_3 \sin \varphi_2 + u'_{21} l_3 \cos \varphi_2.$	$u_{21} = \frac{-y_A}{l_2 \sin \varphi_2}, \quad u_{31} = x_A + l_2 u_{21} \cos \varphi_2,$ $u'_{21} = \frac{-x_A - l_2 u_{21}^2 \cos \varphi_2}{l_2 \sin \varphi_2},$ $u'_{31} = -y_A - l_2 u'_{21} \sin \varphi_2 + l_2 u_{21} \cos \varphi_2,$ $x'_{s2} = -y_A - l_3 u_{21} \sin \varphi_2, \quad y'_{s2} = x_A + l_3 u_{21} \cos \varphi_2,$ $x''_{s2} = -x_A - l_3 u'_{21} \sin \varphi_2 - l_3 u_{21}^2 \cos \varphi_2,$ $y''_{s2} = -y_A + l_3 u'_{21} \cos \varphi_2 - l_3 u_{21}^2 \sin \varphi_2.$
Истинные линейные и угловые скорости и ускорения	$v_A = \omega_1 l_1, \quad \omega_2 = u_{21} \omega_1 k, \quad \varepsilon_2 = u'_{21} \omega_1^2, \quad v_B = u_{31} \omega_1 k, \quad a_B = u'_{31} \omega_1^2,$ $\dot{x}_{s2} = x'_{s2} \omega_1 k, \quad \dot{y}_{s2} = y'_{s2} \omega_1 k, \quad v_{s2} = \sqrt{\dot{x}_{s2}^2 + \dot{y}_{s2}^2}, \quad \cos \varphi_{vs2} = \dot{x}_{s2} / v_{s2}, \quad \sin \varphi_{vs2} = \dot{y}_{s2} / v_{s2},$ $\ddot{x}_{s2} = x''_{s2} \omega_1^2, \quad \ddot{y}_{s2} = y''_{s2} \omega_1^2, \quad a_{s2} = \sqrt{\ddot{x}_{s2}^2 + \ddot{y}_{s2}^2}, \quad \cos \varphi_{ws2} = \ddot{x}_{s2} / a_{s2}, \quad \sin \varphi_{ws2} = \ddot{y}_{s2} / a_{s2}.$	

Примечания. 1.  $a$  – признак сборки механизма:  $a = 1$  для схем №1 и 2 по рис. 1;  $a = -1$  для схем №3 и 4 по рис. 1.

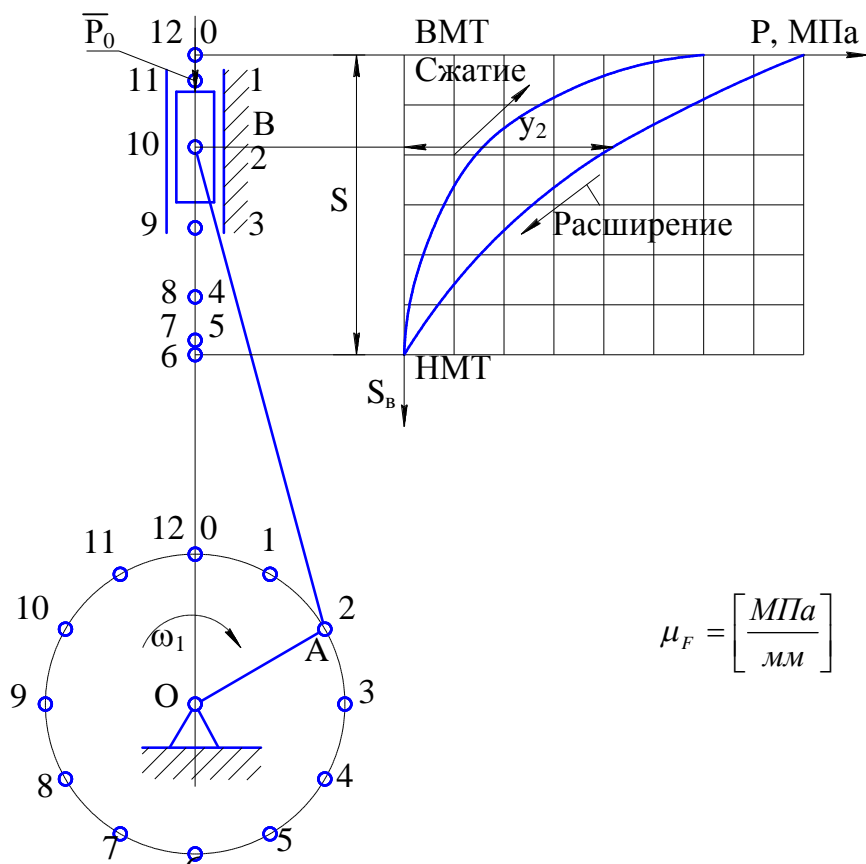
2.  $k$  – параметр, определяющий направление вращения кривошипа;  $k = 1$  – вращение против часовой стрелки;  $k = -1$  – вращение по часовой стрелке.

Алгоритм аналитического метода кинематического расчета кривошипно-ползунного механизма с горизонтальным и вертикальным движением ползуна приведен в табл. 2.

### Силовой расчет

Задачей силового расчета является определение реакций в кинематических парах при известных внешних силах (сил тяжести, сил движущих или полезного сопротивления, сил инерции). Алгоритм силового расчета кривошипно-ползунного механизма представлен в табл. 3. Механическая характеристика машинного агрегата представляет собой зависимость сил полезного сопротивления (для рабочих машин) или движущих сил (для машин – двигателей) от какого-либо кинематического параметра, в роли которого чаще всего принимается перемещение ползуна. Если механическая характеристика задана в виде диаграммы  $F=f(S)$ , то необходимо произвести ее графическую обработку и определить значение сил сопротивления или движущих сил для всех рассматриваемых положений.

В качестве примера рассмотрим последовательность обработки механической характеристики (индикаторной диаграммы) двухтактного одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания (рис. 4).



$$\mu_F = \left[ \frac{\text{МПа}}{\text{мм}} \right]$$

Р и с. 4. Обработка механической характеристики



## Алгоритм силового расчёта кривошипно-ползунного механизма

Объект расчёта	Расчётные параметры	Механизмы с горизонтальным движением ползуна. Расчётные схемы №1 и 3 по рис. 1	Механизмы с вертикальным движением ползуна. Расчётные схемы №2 и 4 по рис. 1
Группа Ассура (2 – 3)	Силы тяжести, Н	$G_1 = 9,81m_1, \quad G_2 = 9,81m_2, \quad G_3 = 9,81m_3$	
	Силы инерции, Н	$\Phi_{u2}^x = -m_2\ddot{x}_{S2}, \quad \Phi_{u2}^y = -m_2\ddot{y}_{S2}, \quad M_{u2} = -I_{S2}\varepsilon_2, \quad \Phi_{u3} = -m_3a_B$	
	Величины реакций в кинематических парах, Н	$R_{12}^x = -\Phi_{u2}^x - \Phi_{u3} - \Phi_{n.c.},$ $R_{12}^y = \left[ R_{12}^x (y_A - e) - (\Phi_{u2}^y - G_2)(x_{S2} - x_B) + \Phi_{u2}^x (y_{S2} - e) - M_{u2} \right] / (x_A - x_B),$ $R_{03} = G_3 - R_{12}^y - \Phi_{u2}^y + G_2$	$R_{12}^y = -\Phi_{u3} + G_3 - \Phi_{n.c.} - \Phi_{u2}^y + G_2,$ $R_{12}^x = \left[ (G_2 - \Phi_{u2}^y)(x_{S2} - e) - \Phi_{u2}^x (y_B - y_{S2}) - R_{12}^y (x_A - e) - M_{u2} \right] / (y_B - y_A),$ $R_{03} = -\Phi_{u2}^x - R_{12}^x$
	Направление реакций	$\cos \varphi_{R12} = R_{12}^x / R_{12}, \quad \sin \varphi_{R12} = R_{12}^y / R_{12}, \quad \cos \varphi_{R32} = R_{32}^x / R_{32}, \quad \sin \varphi_{R32} = R_{32}^y / R_{32}$	
Звено 1 (механизм I класса)	Уравновешивающая сила, Н	$R_{21}^x = -R_{12}^x, \quad R_{21}^y = -R_{12}^y, \quad F_y = \frac{-R_{21}^y x_A + R_{21}^x y_A}{l_1}, \quad F_y^x = -F_y \sin \varphi_1, \quad F_y^y = F_y \cos \varphi_1$	
	Величина и направление реакций, Н	$R_{01}^x = -R_{21}^x - F_y^x, \quad R_{01}^y = G_1 - R_{21}^y - F_y^y, \quad R_{01} = \sqrt{R_{01}^x{}^2 + R_{01}^y{}^2}$ $\cos \varphi_{R01} = R_{01x} / R_{01}; \quad \sin \varphi_{R01} = R_{01y} / R_{01}$	
	Уравновешивающий момент, Н·м	$M_y = F_y l_1$	

Силой, действующей на поршень машины, является сила давления газа, образующегося при сгорании паров топлива в камере сгорания. Зависимость давления  $p_i$  на поршень от его перемещения представлена в виде индикаторной диаграммы  $p_i=f(S)$ .

В начале такта расширения взорвавшаяся в цилиндре рабочая смесь перемещает поршень из верхней «мертвой» точки (в. м. т.) в нижнюю (н. м. т.). В конце такта расширения открываются выпускные клапаны и продувочные окна и продукты сгорания удаляются из цилиндра в выхлопную систему. После продувки цилиндров ( $p_i=0$ ) начинается второй такт – сжатие воздуха, заканчивается взрывом впрыснутого в цилиндр топлива. Полный цикл работы совершается за полный оборот кривошипа.

Для обработки индикаторную диаграмму следует построить с таким же масштабом перемещения  $\mu_s$ , в каком представлен план положений механизма, и расположить таким образом, чтобы положение «мертвых» точек на ней было аналогично расположению этих точек на плане положений. Тогда стрелки над линиями диаграммы, совпадающие с направлением движения поршня (ползуна), укажут, на какой ветви графика следует измерять ординаты для вычисления давления  $p_i$  в данном положении.

Давление  $p_i$  (МПа) определяется путем измерения соответствующей ординаты  $Y_i$  в мм на диаграмме с учетом масштабного коэффициента  $\mu_p$  МПа/мм:  $p_i = \mu_p Y_i$ .

Движущая сила, действующая на поршень  $F_\partial(i)$ , Н, будет равна

$$F_\partial(i) = p_i \frac{\pi D^2}{4}, \quad (3.1)$$

где  $D$  – диаметр поршня, мм.

В результате обработки механической характеристики определяются значения движущей силы или силы полезного сопротивления для всех 12 положений механизма. При этом следует учитывать, что знаки сил должны соответствовать принятой правой системе координат.

Пример оформления расчетно-пояснительной записки  
и графической части

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

---

(наименование вуза)

Кафедра \_\_\_\_\_

## *Расчетно-пояснительная записка*

к контрольной работе по  
теории машин и механизмов  
на тему

« \_\_\_\_\_ »

задание \_\_\_\_\_ вариант \_\_\_\_\_

Выполнил: \_\_\_\_\_ студент гр. \_\_\_\_\_ Иванов И.И.

Руководитель: \_\_\_\_\_ Петров П.П.

\_\_\_\_\_ 200\_\_ г  
(город)

## **Задание**

## Введение

Целью данной работы является проектирование и исследование механизма

---

### 1. Структурный анализ механизма

Кривошипно-ползунный механизм состоит из четырех звеньев:

- 0 – стойка,
- 1 – кривошип,
- 2 – шатун,
- 3 – ползун.

Также имеются четыре кинематические пары:

*I* – стойка 0-кривошип *OA*;

*II* – кривошип *OA*-шатун *AB*;

*III* – шатун *AB*-ползун *B*;

*IV* – ползун *B*-стойка 0.

*I*, *II* и *III* являются вращательными парами;

*IV* – поступательная пара.

Все кинематические пары являются низшими, т.е.  $p_{\text{нп}} = \_$ ,  $p_{\text{вп}} = \_$ .

Степень подвижности механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2p_{\text{нп}} - p_{\text{вп}}, \quad (1)$$

где  $n$  – число подвижных звеньев,  $n = \_$

$p_{\text{нп}}$  – число низших пар,

$p_{\text{вп}}$  – число высших пар.

$$W = \_ = \_.$$

По классификации И.И. Артоболевского данный механизм состоит из механизма *I* класса (стойка 0-кривошип *OA*) и структурной группы *II* класса второго порядка (шатун *AB*-ползун *B*). Из этого следует, что механизм является механизмом *II* класса.

## 1. Структурный анализ механизма

Первоочередной задачей проектирования кривошипно-ползунного механизма является его синтез, т. е. определение размеров звеньев по некоторым первоначально заданным параметрам.

- Ход ползуна  $S = \underline{\hspace{1cm}}$  м.
- Эксцентриситет равен  $e = \underline{\hspace{1cm}}$
- Максимальный угол давления между шатуном и кривошипом  $[\vartheta] = \underline{\hspace{1cm}}^\circ$

Отношение длины кривошипа к длине шатуна  $\lambda = l_1/l_2$  находим из  $\triangle AOB$ :

$$\lambda = l_1/l_2 = \sin[\vartheta], \quad (2)$$

$$\lambda = \sin \underline{\hspace{1cm}} = \underline{\hspace{1cm}}.$$

Длину кривошипа  $l_1$  определяем из рассмотрения двух крайних положений механизма, определяющих ход ползуна  $S$ :

$$S = OB_1 - OB_2 = (l_1 + l_2) - (l_2 - l_1) = 2l_1, \quad (3)$$

Откуда

$$l_1 = S/2, \quad (4)$$

$$l_1 = \underline{\hspace{1cm}}/2 = \underline{\hspace{1cm}} \text{ м.}$$

Длина шатуна:

$$l_2 = l_1/\lambda,$$

(5)

$$l_2 = \underline{\hspace{1cm}}/\underline{\hspace{1cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ м.}$$

Расстояние от точки  $A$  до центра масс  $S_2$  шатуна

$$l_3 = \underline{\hspace{1cm}} \cdot l_2,$$

(6)

$$l_3 = \underline{\hspace{1cm}} \cdot \underline{\hspace{1cm}} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ м.}$$

Угловая скорость кривошипа  $\omega_1$ :

$$\omega_1 = \underline{\hspace{1cm}} \text{ с}^{-1}. \quad (7)$$

## 2. Кинематический анализ механизма

### 2.1 План положений

**План положений** – это графическое изображение механизма в  $n$  последовательных положениях в пределах одного цикла. План строим в двенадцати положениях, равностоящих по углу поворота кривошипа. Причем все положения нумеруем в направлении вращения кривошипа  $\omega_1$ . Положения остальных звеньев находим путем засечек. За нулевое (начальное) положение принимаем крайнее положение, при котором ползун наиболее удален от кривошипного вала (начало работы хода). Начальное положение кривошипа задается углом  $\varphi_0$ , отсчитанным от положительного направления горизонтальной оси кривошипного вала против часовой стрелки. Для данного механизма  $\varphi_0 = \dots$  рад. Кривая, последовательно соединяющая центры  $S_0^2, S_2^1, S_2^2 \dots S_2^{12}$  масс шатуна в различных его положениях, будет траекторией точки  $S_2$ .

Выбираем масштабный коэффициент длин  $\mu_l$ :

$$\mu_l = l_1 / OA, \quad (7)$$

где  $l_1$  – действительная длина кривошипа, м;

$OA$  – изображающий её отрезок на плане положений, мм.

$$\mu_l = \dots \text{ м/мм.}$$

Отрезок  $AB$ , изображающий длину шатуна  $l_2$  на плане положений, будет:

$$AB = l_2 / \mu_l, \quad (8)$$

$$AB = \dots \text{ мм.}$$

Расстояние от точки  $A$  до центра масс  $S_2$  шатуна на плане положений:

$$AS_2 = l_3 / \mu_l, \quad (9)$$

$$AS_2 = \dots \text{ мм.}$$

Вычерчиваем индикаторную диаграмму в том же масштабе перемещения  $\mu_s = \dots$  м/мм, что и план положений механизма. Выбираем масштабный коэффициент давления:

$$\mu_p = p_{max} / L_p, \quad (10)$$

где  $p_{max}$  – максимальное давление в поршне, МПа.

$L_p$  – отрезок, изображающий на индикаторной диаграмме  $p_{max}$ , мм.

$$\mu_p = \dots \text{ МПа/мм.}$$

### 2.3 Планы скоростей и ускорений

**Планы скоростей и ускорений** будем строить для \_\_\_\_ положения.

Скорость точки  $A$  находим по формуле:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_1, \quad (11)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость кривошипа,  $c^{-1}$ .

$l_1$  – длина кривошипа, м.

$$V_A = \_ \cdot \_ = \_ \text{ м/с}$$

Выбираем масштабный коэффициент плана скоростей  $\mu_V$ :

$$\mu_V = V_A / Pa, \quad (12)$$

где  $V_A$  – скорость точки  $A$ , м/с;

$Pa$  – изображающий ее отрезок на плане скоростей, мм.

$$\mu_V = \_ / \_ = \_.$$

Из полюса  $P$  в направлении вращения кривошипа перпендикулярно к  $OA$  откладываем отрезок  $Pa$ , изображающий вектор скорости точки  $A$ , длиной \_ мм.

Определяем скорость точки  $B$ :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad (13)$$

где  $\vec{V}_{BA}$  – вектор скорости точки  $B$  при ее вращательном движении относительно точки  $A$  и перпендикулярен к звену  $AB$ .

Далее на плане скоростей из точки  $a$  проводим прямую перпендикулярно звену  $AB$  до пересечения с линией действия скорости точки  $B$  (направления движения ползуна). Полученный отрезок  $Pb = \_ \text{ мм}$ , является вектором абсолютной скорости точки  $B$ , а отрезок  $ab = \_ \text{ мм}$ , – вектором скорости точки  $B$  относительно точки  $A$ .

Тогда

$$V_B = Pb \cdot \mu_V, \quad (14)$$

$$V_B = \_ \cdot \_ = \_ \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = ab \cdot \mu_V, \quad (15)$$

$$V_{BA} = \_ \cdot \_ = \_ \text{ м/с}.$$

Скорость точки  $S_2$  находим из условия подобия:

$$as_2 / ab = AS_2 / AB, \quad (16)$$



Откуда

$$as_2=(AS_2/AB)\cdot ab, \quad (17)$$

$$as_2=(\_/\_)\cdot \_ =\_ \text{ мм.}$$

Соединив точку  $S_2$  с полюсом  $P$ , получим отрезок, изображающий вектор скорости точки  $S_2$ , т.е.  $Ps_2=\_ \text{ мм.}$

Тогда

$$V_{S_2}=Ps_2\cdot\mu_V, \quad (18)$$

$$V_{S_2}=\_ \cdot \_ =\_ \text{ м/с.}$$

Угловую скорость шатуна  $AB$  определяем по формуле:

$$\omega_2=V_{BA}/l_2, \quad (19)$$

$$\omega_2=\_/\_ =\_\_\_\_ \text{ с}^{-1}.$$

Нормальное ускорение точки  $A$  по отношению к точке  $O$  при условии  $\omega_1=\text{const}$  равно:

$$a_A=\omega_1^2\cdot l_1, \quad (20)$$

$$a_A=\_\_\_\_^2\cdot \_\_\_\_ =\_\_\_\_ \text{ м/с}^2.$$

Выбираем масштабный коэффициент плана ускорений  $\mu_a$ :

$$\mu_a=a_A/Pa, \quad (21)$$

где  $a_A$  – нормальное ускорение точки  $A$ ,  $\text{м/с}^2$ ;

$Pa$  – отрезок, изображающий его на плане ускорений, мм.

$$\mu_a=\_/\_ =\_\_\_\_ (\text{м/с}^2)/\text{мм.}$$

Из полюса  $P$  откладываем отрезок  $Pa$ , являющийся вектором нормального ускорения точки  $A$  кривошипа, который направлен к центру вращения кривошипа.

Определяем ускорение точки  $B$ :

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}, \quad (22)$$

где  $\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^r$  – вектор ускорения точки  $B$  при вращательном движении относительно точки  $A$ .

Определяем ускорение  $a_{BA}^n$ :

$$a_{BA}^n = V_{BA}^2 / l_2, \quad (23)$$

$$a_{BA}^n = \_\_\_\_^2 / \_\_\_\_ = \_\_\_\_ \text{ м/с}^2.$$

На плане ускорений из точки  $a$  проводим прямую, параллельно звену  $AB$  и откладываем на ней в направлении от точки  $B$  к точке  $A$  отрезок  $an$ , представляющий собой нормальную компоненту ускорения  $a_{BA}^n$  в масштабе  $\mu_a$ .

$$an = a_{BA}^n / \mu_a, \quad (24)$$

$$an = \underline{\quad} / \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ (м/с}^2\text{) / мм.}$$

Из точки  $n$  проводим прямую перпендикулярную звену  $AB$  до пересечения с линией действия ускорения точки  $B$  (ползуна). Полученный отрезок  $nb = \underline{\quad}$  мм, представляет собой вектор касательного ускорения точки  $B$  относительно точки  $A$ , а отрезок  $Pb = \underline{\quad}$  мм, - вектор абсолютного ускорения точки  $B$ .

Тогда

$$a_{BA}^{\tau} = nb \cdot \mu_a, \quad (25)$$

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

$$a_B = Pb \cdot \mu_a, \quad (26)$$

$$a_B = \underline{\quad} \cdot \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ м/с}^2.$$

Соединив точки  $a$  и  $b$ , получим отрезок  $ab = \underline{\quad}$  мм, изображающий вектор полного ускорения точки  $B$  относительно точки  $A$ .

Тогда

$$a_{BA} = ab \cdot \mu_a, \quad (27)$$

$$a_{BA} = \underline{\quad} \cdot \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки  $S_2$  находим из условия подобия:

$$as_2 / ab = AS_2 / AB, \quad (28)$$

Откуда

$$as_2 = (AS_2 / AB) \cdot ab, \quad (29)$$

$$as_2 = (\underline{\quad} / \underline{\quad}) \cdot \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ мм.}$$

Соединив точку  $s_2$  с полюсом  $P$ , получим отрезок, изображающий вектор скорости точки  $S_2$ , т.е.  $Ps_2 = \underline{\quad}$  мм.

Тогда

$$a_{S_2} = Ps_2 \cdot \mu_a, \quad (30)$$

$$a_{S2} = \dots \cdot \dots = \dots \text{ м/с}^2.$$

Угловое ускорение шатуна  $AB$  определяем по формуле:

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^r / l_2, \tag{31}$$

$$\varepsilon_2 = \dots / \dots = \dots \text{ с}^{-2}.$$

### 3. Силовой расчет

Основной задачей силового расчета является определение реакций в кинематических парах механизма и внешней уравновешивающей силы, являющейся реактивной нагрузкой со стороны отсоединенной части машинного агрегата.

В основу силового расчета положен принцип Даламбера, позволяющий применять уравнения равновесия кинестатики, учитывая инерционную нагрузку для определения реакций связей. При этом рассматриваются статически определимые кинематические цепи (группы Ассур) и механизм I класса, т.е. звено кривошипа.

В качестве примера приведен алгоритм решения для механизма двигателя с четвертой схемой сборки.

Таблица 2

**Значения сил в точке В**

№	$y_i$ , мм	$p_i$ мПа	$F_\partial$ , Н
0			
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			

#### 3.1 Обработка индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма представляет собой зависимость движущих сил  $F_\partial$  от перемещений ползуна  $F_\partial = f(S)$ .

Для определения значения движущих сил для всех рассматриваемых положений механизма, необходимо произвести графическую обработку индикаторной диаграммы. Давление  $p_i$  (МПа) на поршень в  $i$ -том положении определим путем измерения соответствующей ординаты  $y_i$  в мм на диаграмме с учетом масштабного коэффициента давлений  $\mu_p = \dots$  МПа/мм.

$$p_i = \mu_p \cdot y_i \quad (32)$$

Движущая сила, действующая на поршень  $F_i$ , Н будет равна:

$$F_i = p_i \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \quad (33)$$

где  $D$  – диаметр поршня, мм.

Результаты расчета сведены в таблицу №2.

### 3.2 Силовой расчет группы Ассура второго класса

Для выполнения силового расчёта необходимо знать значения сил, действующих на звенья механизма: силы тяжести, движущие силы и силы инерции этих звеньев. Силовой расчёт будем вести для \_\_\_\_ положения кривошипно-ползунного механизма. От механизма, начиная с исполнительного звена (ползуна), отсоединяется группа Ассура, а точки разрыва этой группы заменяются реакциями.

#### 3.2.1 Определение сил инерции

Модули сил инерции звеньев определяем по формуле:

$$\Phi_i = m_i \cdot a_i, \quad (34)$$

где  $m_i$ -масса  $i$ -го звена, кг;

$a_i$ -ускорение центра масс  $i$ -го звена,  $\text{м/с}^2$ .

Подставив числовые значения, получим:

$$\Phi_2 = \_ \cdot \_ = \_ \text{ Н};$$

$$\Phi_3 = \_ \cdot \_ = \_ \text{ Н}$$

Направления сил инерции противоположны направлениям соответствующих ускорений. Направление момента сил инерции противоположно угловому ускорению шатуна  $\varepsilon_2$ . Момент сил инерции шатуна определяется по формуле:

$$M_{\Phi 2} = I_{S2} \cdot \varepsilon_2 \quad (35)$$

$$M_{\Phi 2} = \_ \cdot \_ = \_ \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Систему сил инерции шатуна, т.е. главный вектор сил инерции  $\Phi_2$ , приложенный в центре масс, и момент сил инерции  $M_{\Phi 2}$  относительно центра масс, приводим к одной силе  $\Phi_2$  приложенной в некоторой точке  $K$ . Расстояние между линиями действия силы инерции и приведенной силой вычисляется по формуле:

$$h = \frac{M_{\Phi 2}}{\Phi_2 \cdot \mu_i} \quad (36)$$

$$h = \frac{\dots}{\dots} = \dots \text{ мм}$$

Направление приведенной силы совпадает с направлением силы инерции, а направление момента приведенной силы относительно точки  $S_2$  совпадает с направлением момента  $M_{\Phi_2}$ .

### 3.2.2 Определение сил тяжести

Силы тяжести определяем по формуле:

$$G_i = m_i \cdot g, \quad (37)$$

где  $m_i$  – масса  $i$ -го звена,  $g$  – ускорение силы тяжести.

Подставив числовые значения, получим:

$$G_2 = \dots \cdot 9,81 = \dots \text{ Н};$$

$$G_3 = \dots \cdot 9,81 = \dots \text{ Н}.$$

### 3.2.3 Определение реакций в кинематических парах

Определение реакций в кинематических парах начинаем с рассмотрения равновесия группы Ассур (2-3).

На звенья этой группы действуют силы: движущая сила  $F_\delta$ , силы тяжести  $G_3, G_2$ , результирующие силы инерции  $\Phi_3, \Phi_2$ , реакция  $R_{03}$ , заменяющая действие стойки 0 на ползун 3 и реакция  $R_{12}$  заменяющая действие кривошипа 1 на шатун 2.

Силы, приложенные в точке  $B$ , приводим к одной силе  $F_3$ . Величину этой силы определяем по формуле:

$$\overline{F_3} = +\overline{\Phi_3} + \overline{G_3} + \overline{F_\delta} \quad (38)$$

$$F_3 = +\dots + \dots + \dots = \dots \text{ Н}$$

Знак (+) показывает, что сила  $F_3$  направлена вверх.

Условие равновесия группы (2-3) выражается следующим образом:

$$\vec{R}_{12} + \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2 + \vec{F}_3 + \vec{R}_{03} = 0 \quad (39)$$

Реакцию  $R_{12}$  раскладываем на две составляющие:  $R_{12}^n$  – действующая вдоль оси звена  $AB$  и  $R_{12}^r$  – перпендикулярно звену  $AB$ .

Составляющую  $R_{12}^r$  определяем из уравнения суммы моментов всех внешних сил относительно точки  $B$ , действующих на шатун  $AB$ .

Применительно к рассматриваемой схеме механизма это уравнение можно записать так:

$$R_{12}^r \cdot l_2 - \Phi_2 \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 = 0 \quad (40)$$

откуда

$$R_{12}^r = (\Phi_2 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2) / l_2 \quad (41)$$

$$R_{12}^r = (\_ \cdot \_ + \_ \cdot \_) / \_ = \_ \text{ Н.}$$

План сил (42) строим в масштабе:  $\mu_F = \_ \text{ Н/мм.}$

Из произвольной точки  $P$  последовательно откладываем вектора  $R_{12}^r, F_3 + G_2, \Phi_2$ . Через конечную точку вектора  $\Phi_2$  проводим линию действия реакции  $R_{03}$ , а через начальную точку вектора  $R_{12}^r$  – линию действия силы  $R_{12}^n$ . Получим точку пересечения. Соединив конечную точку вектора  $\Phi_2$  с точкой пересечения, получим вектор  $R_{03}$ . Соединив точку пересечения с конечной точкой вектора  $R_{12}^r$ , получим вектор  $R_{12}$ . Умножив соответствующие длины на масштабный коэффициент, получим:  $R_{03} = \_ \text{ Н;}$   
 $R_{12} = \_ \text{ Н; } R_{12}^n = \_ \text{ Н}$

Реакция  $R_{32}$  в паре шатун – ползун определяем из условия равновесия ползуна:

$$\vec{R}_{23} + \vec{R}_{03} + \vec{F}_3 = 0 \quad (42)$$

и равенства:

$$\overline{R}_{32} = -\overline{R}_{23} \quad (43)$$

или

$$\begin{cases} \overline{R}_{23X} - \overline{R}_{03} = 0, \\ \overline{R}_{23Y} - \overline{F}_3 = 0. \end{cases} \quad (44)$$

Тогда

$$\begin{aligned} R_{23X} &= R_{03} = \_ \text{ Н,} \\ R_{23Y} &= F_3 = \_ \text{ Н;} \\ R_{23} &= \sqrt{R_{23X}^2 + R_{23Y}^2}; \\ R_{23} &= \sqrt{\_ ^2 + \_ ^2} = \_ \text{ Н} \\ R_{32} &= \_ \text{ Н} \end{aligned} \quad (45)$$

### 3.3 Силовой расчет механизма 1 класса

К кривошину приложена сила тяжести  $G_1$ , известная реакция  $\overline{R}_{21} = -\overline{R}_{12}$ .  
 Неизвестная по значению и направлению реакция  $R_{01}$ .

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

Чтобы кривошип мог совершать вращение по заданному закону, к нему со стороны отделенной части машинного агрегата должна быть приложена реактивная нагрузка в виде уравновешивающей силы  $F_y$ . Допустим, что неизвестная по модулю уравновешивающая сила приложена перпендикулярно кривошипу в точке  $A$ .

### 3.3.1 Определение сил тяжести

Силу тяжести кривошипа определяем по формуле:

$$G_1 = m_1 \cdot g, \quad (46)$$

где  $m_1$  – масса кривошипа;

$g$  – ускорение силы тяжести.

$$G_1 = \_ \cdot 9,81 = \_ \text{ Н};$$

### 3.3.2 Определение реакций в кинематических парах

Реакция  $R_{01}$  в паре кривошип-стойка и уравновешивающий момент  $M_y$  определяем из условия равновесия кривошипа  $OA$ :

$$\bar{R}_{21} + \bar{R}_{01} + \bar{G}_1 = 0 \quad (47)$$

Силу  $F_y$  находим из условия:

$$F_y \cdot l_1 - R_{21} \cdot h_3 = 0 \quad (48)$$

Откуда

$$F_y = R_{21} \cdot h_3 / l_1 \quad (49)$$

$$F_y = \_ \cdot \_ / \_ = \_ \text{ Н}$$

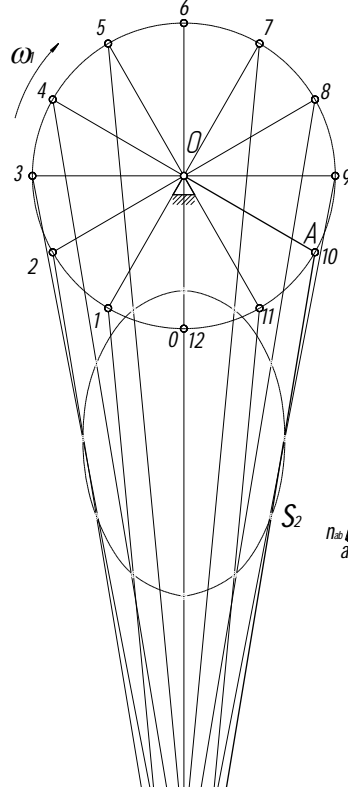
План сил строим в масштабе:  $\mu_F = \_ \text{ Н/мм}$ .

Из произвольной точки последовательно откладываем вектора  $R_{21}$ ,  $G_1$ . Соединив конечную точку вектора  $G_1$  с начальной точкой вектора  $R_{21}$ , получим вектор  $R_{01}$ . Умножив полученную длину на масштабный коэффициент, получим:  $R_{01} = \_ \text{ Н}$ . Уравновешивающий момент  $M_y$  определяется по формуле:

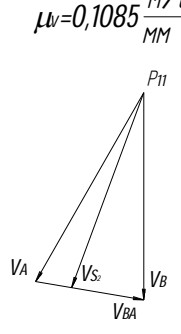
$$M_y = F_y \cdot l_1 \quad (50)$$

$$M_y = \_ \cdot \_ = \_ \text{ Н}\cdot\text{м}$$

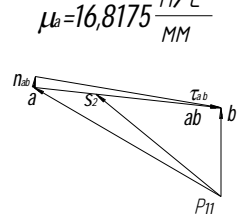
План положений  $\mu=0,001 \frac{M}{MM}$



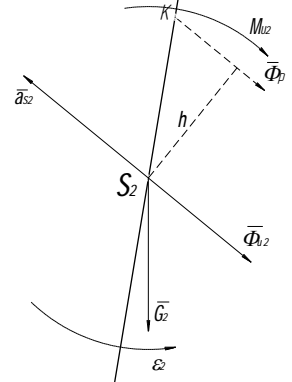
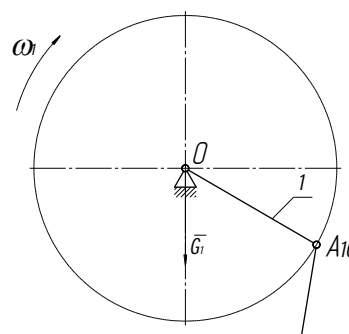
План скоростей  $\mu_v=0,1085 \frac{M/C}{MM}$



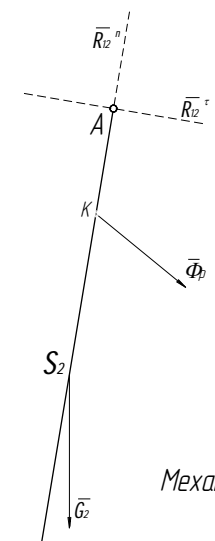
План ускорений  $\mu_a=16,8175 \frac{M/C^2}{MM}$



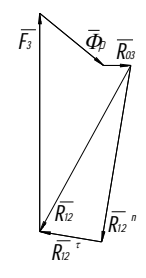
План положений  $\mu=0,001 \frac{M}{MM}$



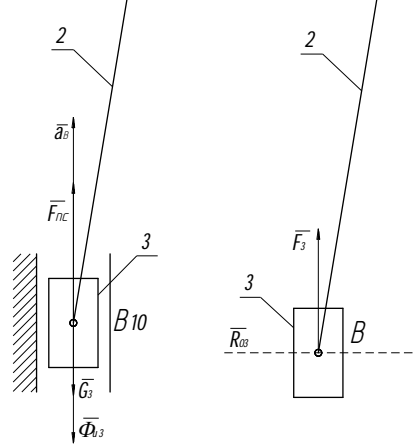
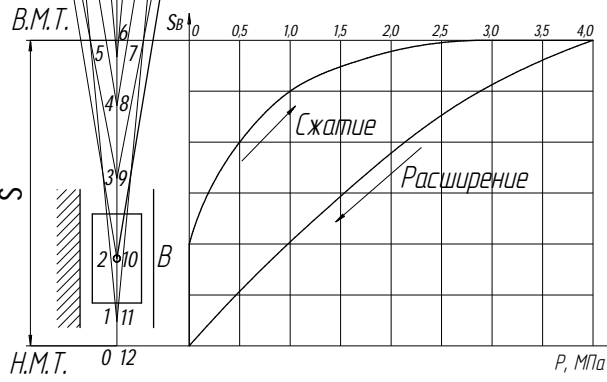
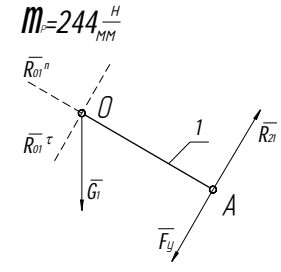
Группа Ассур (2-3)  $\mu=0,001 \frac{M}{MM}$



План сил  $\mu_F=119,76 \frac{H}{MM}$




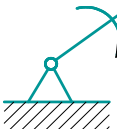
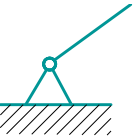

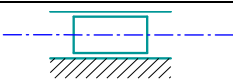
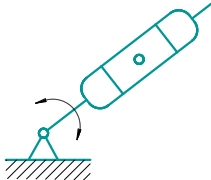
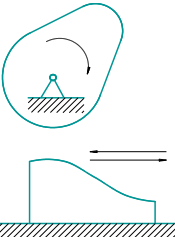
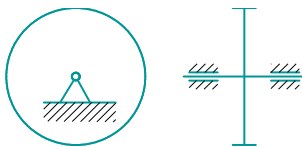
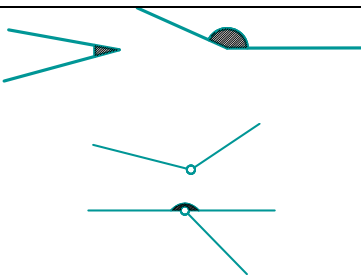
Механизм I класса  $m=244 \frac{H}{MM}$



		ТММ № задания, № варианта, № листа		
Лист	№ докум.	год	школа	Лист
1				1
Выз. факультет, № группы				3
Физмат				А1



### Условные обозначения звеньев

№ п/п	Наименование	Обозначение	Характер движения	Примечание
1	Стойка		Отсутствует	
2	Кривошип		Колебательное	Полный оборот
3	Коромысло			
4	Шатун		Плоскопараллельное	Нет пар, связанных со стойкой
5	Ползун		Поступательное	
6	Кулиса		Колебательное, вращательное	Направляющая ползуна
7	Кулачок		Вращательное Поступательное	Профиль определяет движение ведомого звена
8	Зубчатое колесо		Вращательное	Без учета конструктивных особенностей
9	Соединение звеньев: Жесткое  Шарнирное		Вращательное	

## **Список литературы**

### **Основная литература**

1. К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. Теория механизмов и механика машин. - М.: Высш. шк., 2005.-496 с.
2. С.А. Попов, Г.А. Тимофеев. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. – М.: Высш. шк., 2002. 411с.
3. С.И. Марченко, Е.П. Марченко, Н.В.Логонова. Теория механизмов и машин.- Ростов н/Д.; Феникс, 2003.- 263 с.

### **Дополнительная литература**

1. А.И. Смелягин. Теория механизмов и машин.- М.: Инфр А – М.: НГТУ, 2003.-263с.
2. И.И. Артоболевский. Теория механизмов и машин.-М.: Наука, 1975.-640с.
3. А.Ф. Крайнев. Словарь-справочник по механизмам. -М.: Машиностроение, 1981. - 438с.
4. И.И. Артоболевский, Эльденштейн. Сборник задач по теории механизмов и машин. –М.: Наука, 1973. -256с.
5. И.П.Филонов,П.П.Анципорович, В.К.Акулич, Е.А.Вставский и др. Методическое пособие по курсовому проектированию курса «Теория механизмов и машин».- Минск: Белорусский политехнический ин-т, 1988.-110 с.
6. А.М.Неймарк, А.К.Федосеев. Методические указания к курсовому проекту по теории механизмов и машин «Кинематическое и динамическое исследование кривошипно-ползунных механизмов с применением ЭВМ в диалоговом режиме».- Самара: Самарский политехнический ин-т,1990.-36 с.