

2018

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ  
АКАДЕМИЯ

---

---

Кафедра «Теория механизмов и машин»

**ЗАДАНИЯ**

по курсовому проектированию по теории механизмов  
и машин для студентов-заочников автотракторных  
специальностей

Минск 1999

УДК 621.01

3-15

В пособии приведены 10 тем заданий к курсовому проекту по теории механизмов и машин для студентов автотракторных специальностей вузов. Каждое задание включает описание схемы и работы машины автотракторной техники, кинематические схемы механизмов, таблицы исходных данных для 10 вариантов.

Даются краткие методические указания по содержанию и оформлению чертежных листов и расчетно-пояснительной записки к проекту.

Составители:

Э.И. Астахов, В.И. Зинкевич, В.В. Кудин

Рецензент В.Н. Николаев

## 1. ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Подготовка высококвалифицированных инженеров, владеющих современными методами расчета и проектирования механизмов и машин, имеет важное значение для автотракторных отраслей нашей страны. Поэтому студент-заочник должен изучить основные положения теории механизмов и машин, в которой излагаются общие методы проектирования машин, механизмов и методы динамического анализа механизмов.

Курсовое проектирование способствует закреплению, углублению, анализу и обобщению теоретических знаний, развивает творческую инициативу и самостоятельность, прививает навыки исследовательской работы.

Для студентов-заочников автотракторных специальностей в курсовом проекте по теории механизмов и машин предлагается решить следующие задачи:

- 1). Динамический синтез и анализ машинного агрегата по заданному коэффициенту неравномерности движения.
- 2). Динамический анализ рычажного механизма с учетом неравномерного вращения кривошипа.
- 3). Синтез кулачкового механизма по заданному закону движения толкателя.
- 4). Проектирование схемы планетарного механизма и цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления.

## 2. ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по теории механизмов и машин состоит из графической части, выполняемой на 4 листах формата А1, и пояснительной записки объемом 35-45 страниц формата А4 рукописного текста.

Задание на курсовое проектирование выдается студенту-заочнику руководителем проекта на установочной лекции.

Содержание курсового проекта:

1. Описание работы машины и исходные данные для проектирования.
2. Задачи и методы исследования динамической нагруженности машинного агрегата. Привести схему алгоритма динамической нагруженности машинного агрегата.
3. Динамический синтез и анализ машинного агрегата по коэффициенту неравномерности движения (1-й лист).

- 3.1. Задачи и методы динамического синтеза и анализа машинного агрегата.
- 3.2. Структурный анализ рычажного механизма.
- 3.3. Определение размеров и параметров рычажного механизма.
- 3.4. Определение кинематических характеристик рычажного механизма (метод планов).
- 3.4.1. Построение планов положения механизма.
- 3.4.2. Построение планов аналогов скоростей.
- 3.4.3. Расчет кинематических характеристик (аналогов линейных и угловых скоростей) рычажного механизма.
- 3.5. Выбор динамической модели.
- 3.6. Определение переменной составляющей приведенного момента инерции  $J_n^{\#}$  рычажного механизма.
- 3.7. Построение и обработка индикаторных диаграмм. Определение сил давления на поршни ДВС.
- 3.8. Определение приведенного момента движущих сил  $M_n^{\partial}$  и построение графика приведенного момента  $M_n^{\partial}(\varphi)$ .
- 3.9. Определение работы движущих сил  $A_{\partial}$  и сил сопротивления  $A_c$ . Построение графиков  $A_{\partial} - \varphi$ ,  $A_c - \varphi$ .
- 3.10. Определение приведенного момента сил сопротивления  $M_n^c$ . Построение графика  $M_n^c - \varphi$ .
- 3.11. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции  $J_n^I$  по методу Н. Мерцалова. Построение графиков  $\Delta T - \varphi$  и  $\Delta T_I - \varphi$ .
- 3.12. Определение момента инерции маховика и его параметров (массы, диаметра).
- 3.13. Выполнить динамический анализ машинного агрегата.
- 3.13.1. Определение закона изменения угловой скорости звена приведения.
- 3.13.2. Определение углового ускорения звена приведения (для одного расчетного положения).
4. Динамический анализ рычажного механизма (выполняется методом планов) (2-й лист).
- 4.1. Кинематический анализ механизма.
- 4.2. Определение линейных и угловых скоростей и ускорений точек и звеньев механизма.
- 4.3. Рассчитать силы, действующие на звенья механизма (силы тяжести, силы инерции, моменты от сил инерции, движущие силы).
- 4.4. Методом планов произвести силовой расчет групп Ассуре и рассчитать динамические реакции во всех кинематических парах.

4.5. Силовой расчет механизма 1-го класса. Определить уравновешивающий момент и сравнить его с приведенным моментом сил сопротивления  $M_n^c$  (с первого листа).

5. Синтез кулачкового механизма (3-й лист).

5.1. Задачи и метод синтеза кулачкового механизма.

5.2. Исходные данные для проектирования и расчет фазовых углов.

5.3. Построение кинематических диаграмм толкателя ( $S - \varphi$ ,  $S' - \varphi$ ,  $S'' - \varphi$ ).

5.4. Определение основных размеров (минимального радиуса эксцентриситета  $e$  или минимального радиуса  $R_0$  и межосевого расстояния  $A_w$  между осями вращения кулачка и коромысла).

5.5. Построение центрального и действительного профилей кулачка. Определение радиуса ролика или диаметра тарелки толкателя.

5.6. Построение графика зависимости силы инерции толкателя от его перемещения. Расчет коэффициента жесткости замыкающей пружины.

6. Синтез зубчатых механизмов (4-й лист).

6.1. Проектирование схемы планетарного механизма.

6.1.1. Определить число сателлитов и числа зубьев колес механизма.

6.1.2. Определить диаметры начальных (делительных) окружностей колес.

6.1.3. Построить две проекции схемы планетарного механизма.

6.2. Проектирование цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления.

6.2.1. Выбрать метод изготовления колес и параметры исходного контура инструмента. Выбор коэффициентов смещения.

6.2.2. Рассчитать параметры колес и параметры зацепления.

6.2.3. Дать оценку проектируемой передачи по качественным и геометрическим показателям.

6.2.4. Построить картину эвольвентного зацепления цилиндрических колес внешнего зацепления.

Заключение.

Литература.

### 3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект оформляется в соответствии со стандартами оформления технической документации (ЕСКД).

Графические построения на чертежных листах формата А1 (594 x 841) выполняются карандашом с соблюдением всех требований ГОСТов. Каждое графическое построение должно иметь наименование и масштаб (или масштабный коэффициент). Все обозначения и надписи выполняются стандартными шрифтами. Выбор масштабов и расположение отдельных графических построений производится так, чтобы они занимали максимально возможную площадь (не менее 80%) чертежного листа. В правом нижнем углу чертежного листа делается штамп с основной надписью. Содержание и размеры граф. штампа основных надписей листа приведены на рис. 3.1, а.

Расчетно-пояснительная записка пишется чернилами (или тушью) на одной стороне листов писчей бумаги формата А4 (210 x 297) в рамку, отстоящую от левого края листа на 20 мм и от остальных – на 5 мм. На первых страницах разделов записки делается обязательно рамка и штамп пояснительной записки. На всех остальных листах записки рамки и штампы делать необязательно, нужно оставлять поля по 20 мм и 5 мм. Образец штампов и их заполнение для первого и последующего листов пояснительной записки приведены на рис. 3.1, б, 3.1, в.

В записке приводятся краткие пояснения, описания построений, расчеты по разделам проекта. Каждый новый раздел записки должен начинаться с новой страницы. После каждого уравнения или формулы приводится расшифровка всех входящих в них символов и подстановка численных значений с указанием в конце результата и его размерности. Однотипные расчеты свести в таблицы. Все рисунки, таблицы, страницы в записке нумеруются арабскими цифрами. При ссылке на литературные источники в косых скобках приводятся их порядковый номер по списку использованной литературы и страницы (например, "... в литературе /3/ на с. 103").

Полностью оформленная расчетно-пояснительная записка должна иметь: титульный лист, задание на проектирование, текст записки, разделенный на разделы, заключение, список использованной литературы, оглавление.

Титульный лист с заглавной надписью, являющийся одновременно обложкой, выполняется на плотной бумаге (типа ватман).

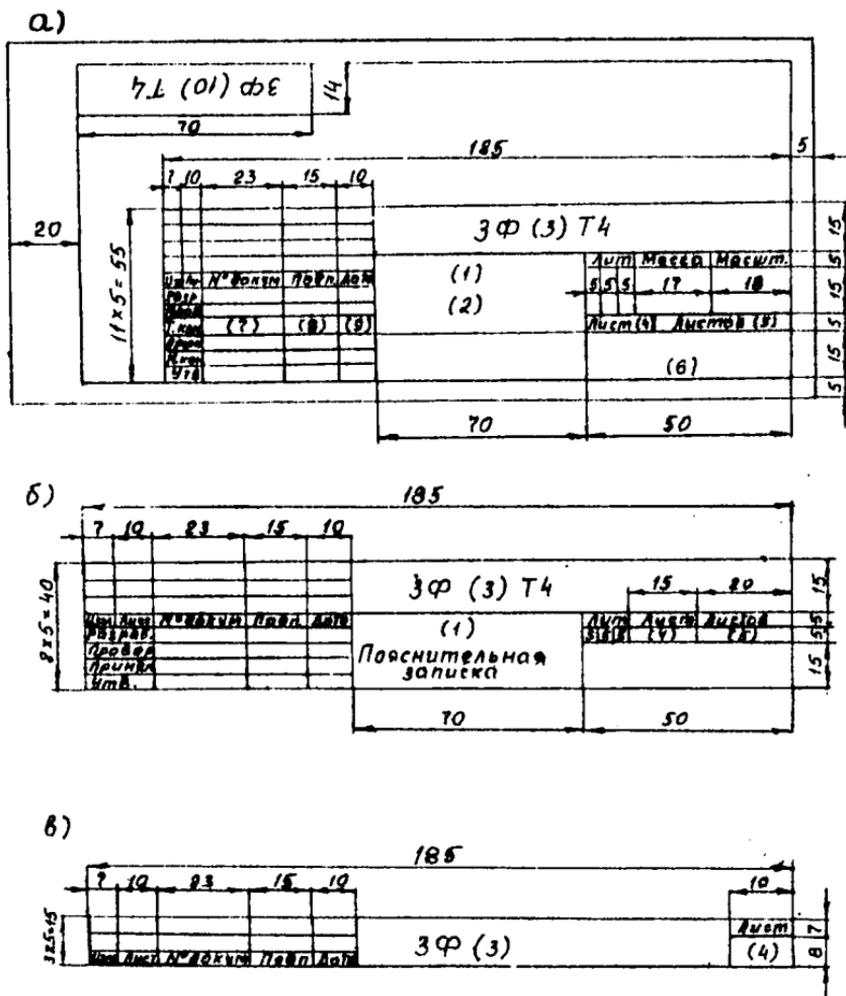


Рис. 3.1. Основная надпись для чертежей (а) первого листа (б) и последующих листов (в) пояснительной записки: 1 – название курсового проекта (крупным шрифтом); 2 – название листа (мелким шрифтом); 3 – номер задания и варианта; 4 – порядковый номер листа; 5 – число листов пояснительной записки; 6 – наименование группы и шифр; 7 – фамилии лиц, подписавших чертеж; 8 – подписи; 9 – даты подписания; 10 – номер задания и варианта, повернутые на  $180^\circ$

#### 4. ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

##### Проект 1

#### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДИЗЕЛЬ-ВОЗДУХОДУВНОЙ УСТАНОВКИ

Шестизвенный рычажный кривошипно-ползунный механизм V-образного ДВС преобразует возвратно-поступательное движение поршней 3 и 5 во вращательное движение кривошипа 1 (рис. 4.1а). Передача движения от поршней к кривошипу осуществляется через шатуны 2 и 4. Продолжительность цикла работы двухтактного двигателя соответствует одному обороту коленчатого вала. Изменение давления в цилиндре двигателя в зависимости от положения поршня представлено на индикаторной диаграмме (рис. 4.1б). Фазы индикаторной диаграммы:  $ac$  – сжатие,  $czb$  – сгорание и расширение,  $bda$  – выхлоп и продувка.

Выпускные клапаны открываются толкателями кулачковых механизмов в соответствии с циклограммой (рис. 4.1в). Закон изменения аналога ускорения толкателя задан графиком рис. 4.1г.

Основной поток энергии от кривошипа передается на воздуходувку через планетарный механизм (рис. 4.1д).

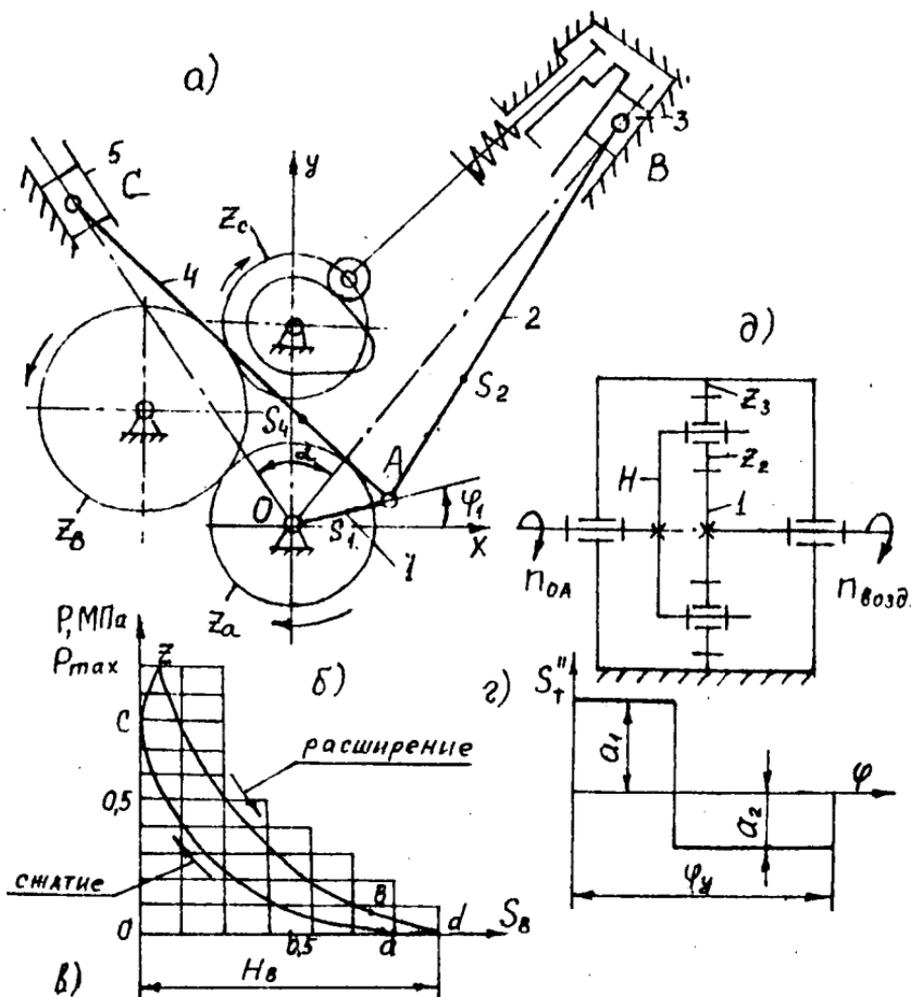
Исходные данные для проектирования приведены в табл. 4.1.

В расчетах принять:

1. Масса звеньев: шатуна 2 –  $m_2 = q \ell$ , где  $q = 10 \text{ кг/м}$ ;  
 $\ell$  – длина шатуна в м; поршней 3 и 5 –  $m_3 = m_5 = 0,3 m_2$ , кривошипа 1 –  $m_1 = 4 m_2$ ;
2. Центр масс шатуна 2 находится в точке  $S_2$ ,  $AS_2 = 0,35 AB$ ;
3. Моменты инерции: шатуна 2  $J_{S_2} = 0,17 m_2 \ell^2$ , кривошипа  $J_o = 0,33 m_1 \rho_{oa}^2$ ;
4. Угол развала цилиндров  $\alpha = 90^\circ$ ;
5. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа  $\delta = 0,01$ ;
6. Модуль колес планетарного механизма  $m = 4 \text{ мм}$ ;
7. Модуль колес простой зубчатой передачи ( $Z_a = Z_c$ )  $m = 8 \text{ мм}$ ;
8. Фазовые углы поворота кулачка:  $\varphi_y = \varphi_g$ ,  $\varphi_{a.c} = 0$ ;
9. Допускаемый угол давления в кулачковом механизме  $\nu_{доп} = 30^\circ$ .

Закон изменения аналога ускорения толкателя на фазах удаления и возвращения одинаков.

Примечание: массой шатуна 4 ( $m_4$ ) и моментом инерции  $J_{S_4}$  пренебречь.



Цилиндр	Угол поворота коленчатого вала, град				
	0	90	180	270	360
Левый	сжатие		расширение		
Правый	расширение		сжатие		расшир.

Рис. 4.1

Таблица 4.1

10

П а р а м е т р	В а р и а н т									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Диаметр цилиндров $d$ , м	0,10	0,12	0,10	0,09	0,11	0,09	0,11	0,10	0,12	0,09
Отношение хода поршня к его диаметру $H/d$	1,60	1,40	1,5	1,55	1,45	1,55	1,5	1,40	1,45	1,55
Отношение длин $\lambda = \frac{l_{OA}}{r_{AB}}$ ( $l_{AB} = l_{AC}$ )	0,25	0,23	0,25	0,24	0,22	0,24	0,25	0,22	0,23	0,24
Частота вращения коленчатого вала 1 $n_1$ , об/мин	2200	1900	2100	1800	2000	2100	1800	2000	1900	2200
Момент инерции воздуходувки $J_{возд}$ , кгм <sup>2</sup>	0,26	0,20	0,16	0,15	0,12	0,14	0,16	0,20	0,25	0,18
Максимальное давление в цилиндрах $P_{max}$ , МПа	6,0	6,6	6,5	6,4	6,3	6,2	6,1	6,6	6,4	6,0
Положение кривошипа 1 при силовом расчете механизма $\varphi_1$ , град	30	60	120	150	120	60	30	60	120	150
Число зубьев колес простой передачи $Z_a : Z_b$	26:10	28:10	27:9	28:8	26:8	25:9	27:10	30:10	26:9	27:8
Передаточное отношение планетарного механизма $u_{H1}$	1/3	1/3,5	1/4,5	1/5	1/4,5	1/4	1/4,5	1/3,5	1/3	1/5
Ход толкателя $h$ , мм	11	10	11	12	13	12	11	10	12	11
Отношение ускорений толкателя $\alpha_1/a_2$	1,7	1,0	1,6	1,8	1,5	1,6	1,7	1,0	1,6	1,5
Фазовые углы поворота кулачка $\varphi_u = \varphi_e$ , град	77	74	70	67	65	68	70	75	80	65
Масса толкателя $m_T$ , кг	0,4	0,3	0,4	0,4	0,3	0,4	0,35	0,4	0,3	0,4

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
МОТОСАНЕЙ

Шестизвенный рычажный кривошипно-ползунный механизм V-образного ДВС мотосаней преобразует возвратно-поступательное движение поршней 3 и 5 во вращательное движение коленчатого вала 1. Передача движения от поршней к кривошипу осуществляется через шатуны 2 и 4 (рис. 4.2а). Изменение давления в цилиндре двигателя в зависимости от положения поршня представлено на индикаторной диаграмме (рис. 4.2б).

Выхлопные клапаны открываются с помощью кулачкового механизма. Толкатель 8 кулачкового механизма – плоский тарельчатый. Кулачковый вал 7 получает вращение от коленчатого вала 1 через зубчатую передачу  $Z_A$ ,  $Z_B$  и  $Z_5$ , передаточное отношение которой равно единице. Закон изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма представлен на рис. 4.2г).

Основной поток энергии от кривошипа передается на гусеницы мотосаней через коробку передач. Коробка передач содержит одноступенчатую внешнюю зубчатую передачу  $Z_A - Z_B$  и планетарную передачу  $Z_1 - H$  (рис. 4.2б). Движение от вала H передается на ведущую звездочку 6 гусеницы.

В расчетах принять:

1. Отношения, определяющие положения центров масс шатунов:

$$\frac{e_{ASB}}{e_{AB}} = \frac{e_{AS4}}{e_{AC}} = \frac{1}{3}, \quad (e_{AB} = e_{AC}).$$

2. Угол развала цилиндров  $\alpha = 90^\circ$ .

3. Угол дальнего стояния в кулачковом механизме  $\varphi_{д.с.} = 0$ .

Закон изменения аналога ускорения на фазах удаления и возвращения одинаков.

4. Модуль зубчатых колес планетарного редуктора  $m = 3$  мм.

5. Модуль колес простой зубчатой передачи  $Z_A$ ,  $Z_B$

$$(Z_A = Z_B), \quad m = 10 \text{ мм}.$$

6. Массы звеньев: шатунов 2 и 4 –  $m_2 = m_4 = q\ell$ , где

$q = 10$  кг/м;  $\ell$  – длина шатуна в м; кривошипа 1 –  $m_1 = 5m_2$ , поршней 3 и 5 –  $m_3 = m_5 = 0,3m_2$ ;

7. Моменты инерции относительно центров масс: у шатунов

$$J_{S_2} = J_{S_4} = 0,17m_2 e_{AB}^2; \quad \text{у кривошипа } J_{O_1} = 0,33m_1 e_{OA}^2;$$

8. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа 1  $\delta = 0,05$ .

В расчетах массой шатуна 4 ( $m_4$ ) и моментом инерции пренебречь.

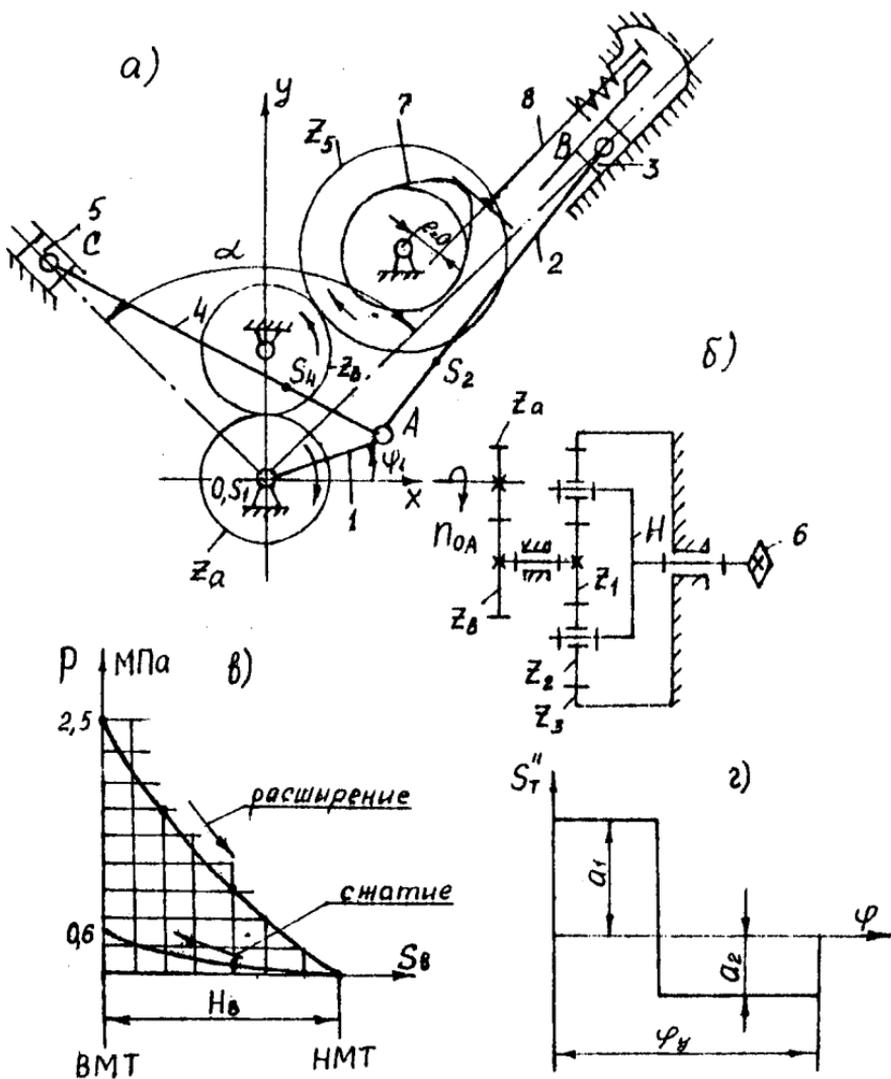


Рис. 4.2

Таблица 4.2

П а р а м е т р	В а р и а н т									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход поршня 3 $H_B$ . м	0,06	0,08	0,07	0,06	0,07	0,08	0,06	0,08	0,07	0,08
Отношение длины шатуна к длине кривошипа $l_{AB}/l_{OA} = l_{AC}/l_{OA}$	4,5	4	4,3	4,5	4,3	4	4,3	4,5	4	4,3
Диаметр поршней $d$ . м	0,066	0,068	0,060	0,065	0,070	0,062	0,070	0,060	0,062	0,070
Частота вращения звездочки 6 (и водила Н) $n_6$ . об/мин	400	440	420	400	380	400	410	400	430	380
Передаточное отношение планетарной передачи $u_{1H}$	3,5	5	5,5	7	6,5	4	3,5	7	5,5	4
Число зубьев колес: $Z_a; Z_b$	12; 24	12; 27	10; 20	13; 20	9; 18	14; 21	11; 22	12; 18	13; 26	10; 17
Положение кривошипа при силовом расчете $\varphi_1$ . град	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150
Момент инерции движущих частей коробки передач, приведенной к водилу Н, $J_H$ . кгм	0,45	0,36	0,40	0,50	0,55	0,60	0,50	0,45	0,55	0,50
Полное перемещение толкателя 8 $h$ . м	$8 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$
Фазовые углы поворота кулачка 7 $\varphi_y = \varphi_8$ . град	60	65	58	64	60	55	60	62	65	60
Масса толкателя 8 $m_8$ . кг	0,4	0,3	0,4	0,4	0,3	0,4	0,4	0,3	0,3	0,4
Отношение ускорения $a_1/a_2$	1,8	1,9	2,0	2,1	1,9	2,0	2,1	1,8	2,2	2,0

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Дизель-генераторная установка (рис. 4. За, б) состоит из одноцилиндрового двухтактного ДВС с двумя расходящимися поршнями, маховика 7, планетарного механизма 8 и одноступенчатого редуктора 9.

Коленвал 1 двигателя имеет три колена. Среднее колено ОА через шатун АВ сообщает движение нижнему поршню 3, а крайние два колена ОС и ОС', расположенные под углом  $180^\circ$  к среднему, сообщают через шатуны 4-4' и штанги 5-5' движение верхнему поршню 6 в сторону, противоположную движению поршня 3.

От коленвала 1 движение передается валу 10 через планетарный механизм 8 (H,  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$ ) и односторонний редуктор 9 ( $Z_5, Z_6$ ) к генератору.

Закон изменения давления газов в цилиндре двигателя при перемещении поршней представлен индикаторной диаграммой (рис. 4. Зв). В двухтактном двигателе при расхождении поршней в цилиндре происходит сгорание и расширение продуктов сгорания, а при сближении их - сжатие воздуха.

Схема кулачкового механизма топливного плунжерного насоса изображена на рис. 4. Зг. Кулачок 11 посажен на коленчатый вал двигателя. Закон движения толкателя 12 задан графиком рис. 4. Зд.

Для всех вариантов принять:

1. Отношение длин звеньев 1 и 2 ( $l_{AB}/l_{OA}$ ) = 3,5.
2. Отношения ( $l_{AS_2}/l_{AB}$ ) = 1/3.
3. Массы звеньев: шатуна 2 -  $m_2 = q l_{AB}$ , где  $q = 200$  кг/м; нижнего поршня 3 -  $m_3 = m_5$ , верхнего поршня 6 -  $m_6 = 1,3 m_2$ , тяги 5 -  $m_5 = m_6$ , кривошипа 1 -  $m_1 = 1,6 m_2$ .
4. Моменты инерции относительно центров масс: у шатуна 2 -  $J_{S_2} = 0,17 m_2 l_{AB}^2$ , у кривошипа 1 -  $J_{O_1} = 2,5 m_1 l_{OA}^2$ .
5. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа  $\delta = 1/50$ .
6. Допустимый угол давления в кулачковом механизме  $\gamma_{max} = 30^\circ$ .
7. Число сателлитов  $k \geq 3$  и модуль колес  $m = 5$  мм.
8. Отношение хода поршней 6 и 3  $H_D/H_B = 0,5$ .
9. Высота поршней 3 и 6 равна 0,6 от диаметра цилиндра.
10. Длину штанги (5-5') определить из условия наименьшего расстояния между поршнями  $X_{min}$  и заданного размера  $l_6$ , равного высоте поршня 6.
11. Движущие силы  $F_{g\phi}^{(3)}$  ( $F_{g\phi}^{(6)}$ ) направлены в разные стороны.

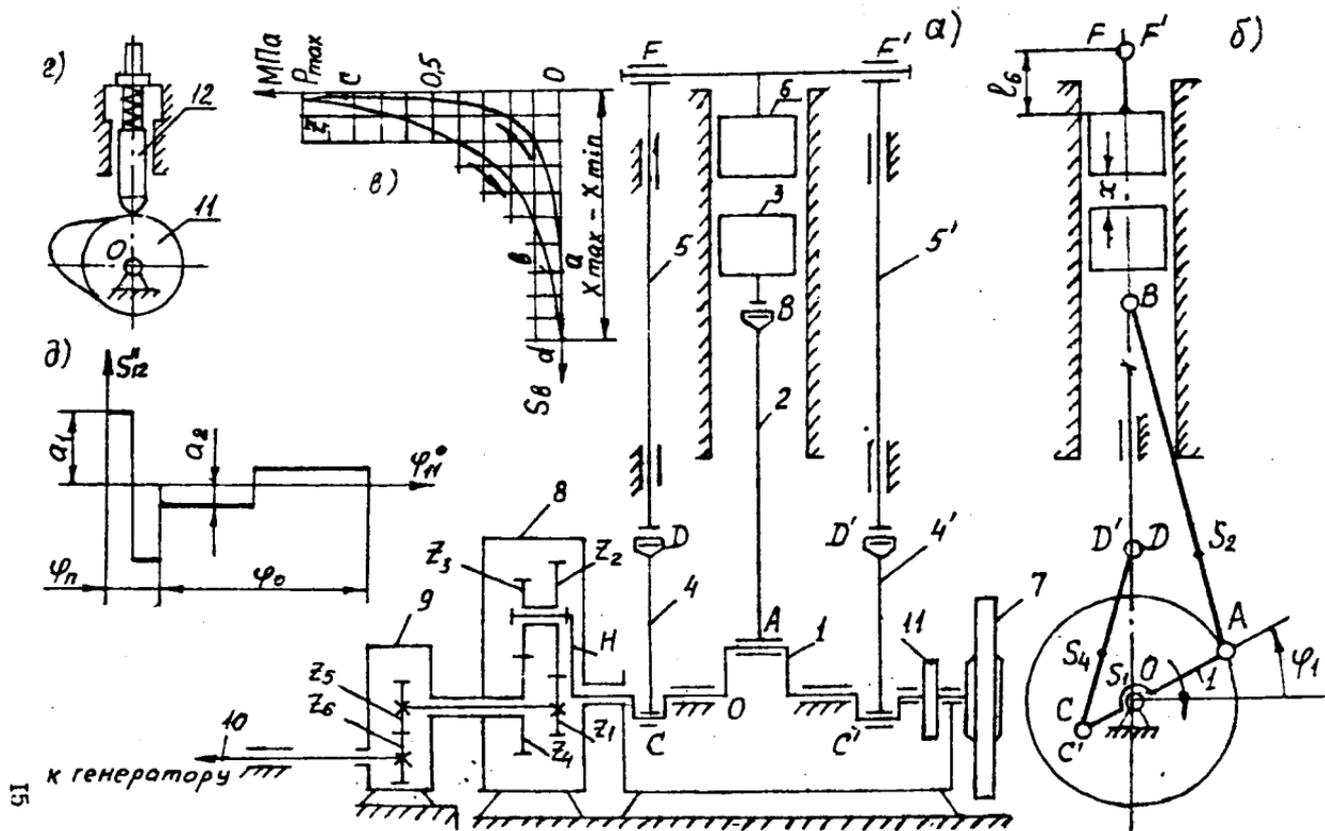


Рис. 4.3

Таблица 4.3

16

П а р а м е т р	В а р и а н т									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход поршня 3 $H_B$ , м	0,72	0,50	0,70	0,64	0,50	0,68	0,54	0,70	0,60	0,64
Минимальное расстояние между поршнями $X_{min}$ , м	0,098	0,075	0,095	0,087	0,083	0,092	0,081	0,095	0,10	0,096
Диаметр цилиндра $d$ , м	0,30	0,40	0,35	0,40	0,38	0,36	0,40	0,38	0,35	0,40
Максимальное давление в цилиндре $P_{max}$ , МПа	6,0	5,5	4,5	5,0	6,5	4,5	5,5	5,0	6,0	4,5
Частота вращения коленчатого вала 1 $n_1$ , об/мин	250	300	300	280	300	260	280	300	250	280
Частота вращения вала 10 $n_{10}$ , об/мин	125	150	150	140	150	130	140	150	125	140
Положение кривошипа при силовом расчете $\varphi_1$ , град	60	30	120	90	150	30	60	90	150	120
Полное перемещение плунжера 12 $h$ , м	0,03	0,025	0,03	0,025	0,028	0,026	0,03	0,028	0,025	0,03
Угол рабочего профиля кулачка 11 ( $\varphi_n = 0,2\varphi_0$ ) $\varphi_p$ , град	210	200	220	210	200	210	220	200	210	220
Число зубьев колес $Z_5; Z_6$	12; 20	11; 17	9; 18	10; 19	12; 21	10; 18	12; 20	10; 18	9; 17	10; 18
Модуль колес ( $Z_5, Z_6$ ) $m$ , мм	10	8	10	8	10	8	8	10	8	10

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
КРИОГЕННОГО ПОРШНЕВОГО ДЕТАНДЕРА

Детандер предназначен для генерации холода в циклах низкотемпературных установок и привода электрогенератора 16 (рис. 4.4б).

Основным механизмом является шестизвенный кривошипно-ползунный механизм (рис. 4.4а) с углом развала цилиндров в  $120^\circ$ . Поршни 3 и 5 под действием сжатого воздуха совершают поступательное движение, преобразуемое механизмом во вращательное движение коленчатого вала 1, состоящего из двух кривошипов, образующих угол  $180^\circ$ . Коленвал 1 через передаточный механизм, состоящий из цилиндрической передачи  $Z_{10}$ ,  $Z_{11}$  и планетарного редуктора  $H-Z_{15}$ , приводит в движение вал электрогенератора 16.

Рабочий цикл детандера совершается за один оборот вала 1. Давление воздуха в цилиндрах задается индикаторной диаграммой (рис. 4.4в). Регулирование подачи воздуха и выхлопа осуществляется механизмом газораспределения впускными  $7$  и  $7'$  и выпускными  $8$ ,  $8'$  клапанами (на левом цилиндре механизм привода не показан).

Механизм привода клапанов состоит из кулачков  $17$ ,  $17'$  и  $18$ ,  $18'$ , закрепленных на общем распредвале, и толкателей с роликами (рис. 4.4г).

Для всех вариантов:

1. При синтезе рычажного механизма использовать формулы

$$v_{ср} = \frac{Hn_1}{30}, \quad \lambda = \frac{l_{01}}{l_{AB}},$$

где  $H$  – ход поршней 3, 5;  $l_{01}$  – длина кривошипа;  $l_{AB}$  – длина шатуна.

2. Положение центров масс шатуна 2:  $l_{AS_2} = 0,35 l_{AB}$ .

3. Массы звеньев  $m_2 = q l_2$ ,  $m_3 = m_5 = 0,5 m_2$ ,  $m_4 = 0$ ,  $m_1 = 4 m_2$ .

где  $q = 10 \text{ кг/м}$ .

4. Момент инерции  $J_{S_2} = 0,17 m_2 l_2^2$ ,  $J_{S_4} = 0$ ,  $J_{O_1} = 0,3 m_1 l_{01}^2$

5. Фазовые углы  $\varphi_y = \varphi_0$ ,  $\varphi_{д.с.} = 0$ .

6. Закон движения толкателя изменяется согласно графику  $S''(\varphi)$  (рис. 4.4д): на фазе удаления – симметричный параболический; а на фазе возвращения – синусоидальный.

7. Приведенный момент инерции вращающихся масс  $J_{по} = 10 J_{O_1}$ .



Таблица 4.4

П а р а м е т р	В а р и а н т									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Средняя скорость поршня, м/с	2,45	2,5	2,3	2,55	2,8	2,13	2,9	2,1	2,6	3,1
Отношение длин $\lambda = \frac{r_{0A}}{r_{AB}}$	1/4,6	1/4,5	1/4,3	1/4,4	1/4,7	1/4,2	1/4,3	1/4,0	1/4,8	1/4,9
Частота вращения кривошипа $n_1$ , об/мин	650	680	700	730	750	800	900	780	850	720
Максимальное давление воздуха $p_{max}$ , МПа	18	17,6	18,5	19	17	19,5	20	21	20,5	17,5
Диаметр цилиндра $d$ , мм	85	82	90	75	80	95	100	84	92	79
Коэффициент неравномерности $\delta$	1/80	1/75	1/90	1/85	1/95	1/70	1/95	1/100	1/110	1/120
Числа зубьев колес $z_{II}; z_{I0}$	12:18	11:19	13:20	12:16	10:17	15:18	14:19	11:18	13:20	14:28
Модуль зубчатых колес, мм	5	4	5	4	5	3	3,5	4,5	3,5	2,0
Передаточное отношение планетарного редуктора $U_{IS-H}$	9	10	10,5	11	11,5	9,5	8	7,6	10,2	9,4
Величина хода толкателя $h$ , мм	8	9	10	11	10	10,5	9,5	8,5	11,5	9,6
Рабочий угол профиля кулачка $\varphi_p$ , град.	108	115	120	130	135	140	150	116	155	160
Допустимый угол давления в кулачковом механизме $\gamma$ , град	30	28	25	27	27	31	32	28	30	28
Диаметр цилиндра $d$ , мм	85	82	90	75	76	78	79	88	92	96
Угловая координата силового расчета $\varphi_1$ , град	30	60	120	150	210	240	300	330	60	150

## Проект 5

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ САМОХОДНОГО ШАССИ

Самоходное шасси с двухцилиндровым двухтактным двигателем внутреннего сгорания предназначено для транспортировки грузов. Шестизвенный кривошипно-ползунный механизм 1-2-3-4-5 двигателя преобразует возвратно-поступательное движение поршней 3 и 5 во вращательное движение кривошипа 1 (рис. 4.5а). Угол развала цилиндров равен  $90^\circ$  (один цилиндр расположен вертикально, а другой — горизонтально вправо).

Цикл движения поршней 3 и 5 включает такт расширения (движение с ВМТ в НМТ). В конце такта расширения открываются выпускные клапаны и продувочные окна цилиндров и продукты сгорания выбрасываются в выхлопную систему. Затем начинается такт сжатия, при котором происходит сжатие воздуха, заканчивающийся впрыском топлива в камеру сгорания. На валу кривошипа закреплен кулачок 6 плунжерного насоса 8 подачи топлива к системе питания (рис. 4.5б).

Передача движения на ведущие колеса 15 шасси осуществляется через коробку передач (КП), карданный вал 13 и редуктор 14 заднего моста. Коробка передач состоит из планетарной передачи  $Z_9 - H$  и ступени внешнего цилиндрического зацепления  $Z^* - Z^{**}$  (рис. 4.5в).

Исходные данные для проектирования приведены в табл. 4.5.

Для всех вариантов принять:

1. При синтезе рычажного механизма

$$H = 2l_{OA} \cdot \sin \vartheta_{\max} = \frac{l_{OA}}{l_{AB}}, \text{ где } l_{OA} - \text{длина кривошипа};$$

$l_{AB}$  — длина шатуна.

2. Массы звеньев:  $m_2 = 0$ ,  $m_3 = m_5 = 0,3m_4$ ,  $m_4 = q l_{CD}$ ,  $m_1 = 4m_4$ ,

где  $q = 10 \text{ кг/м}$ .

3. Положение центра масс шатуна 4  $l_{CS_4} = 0,35 l_{CD}$ .

4. Момент инерции шатуна 4 относительно точки  $S_4$   $J_{S_4} = 0,18 m_4 l_{CD}^2$ , а кривошипа 1  $J_{S_1} = 0,45 m_1 l_{OA}^2$ .

5. Фазовые углы:  $\varphi_y = \varphi_v$ ,  $\varphi_{g.c} = 0$ .

6. Закон изменения аналога ускорения по фазе удаления и возвращения изменяется по закону синуса (рис. 4.5, б); модуль зубчатых колес выбрать по формуле  $m = \sqrt{0,1 M_n^c}$ , где  $M_n^c$  — приведенный момент сил сопротивления.

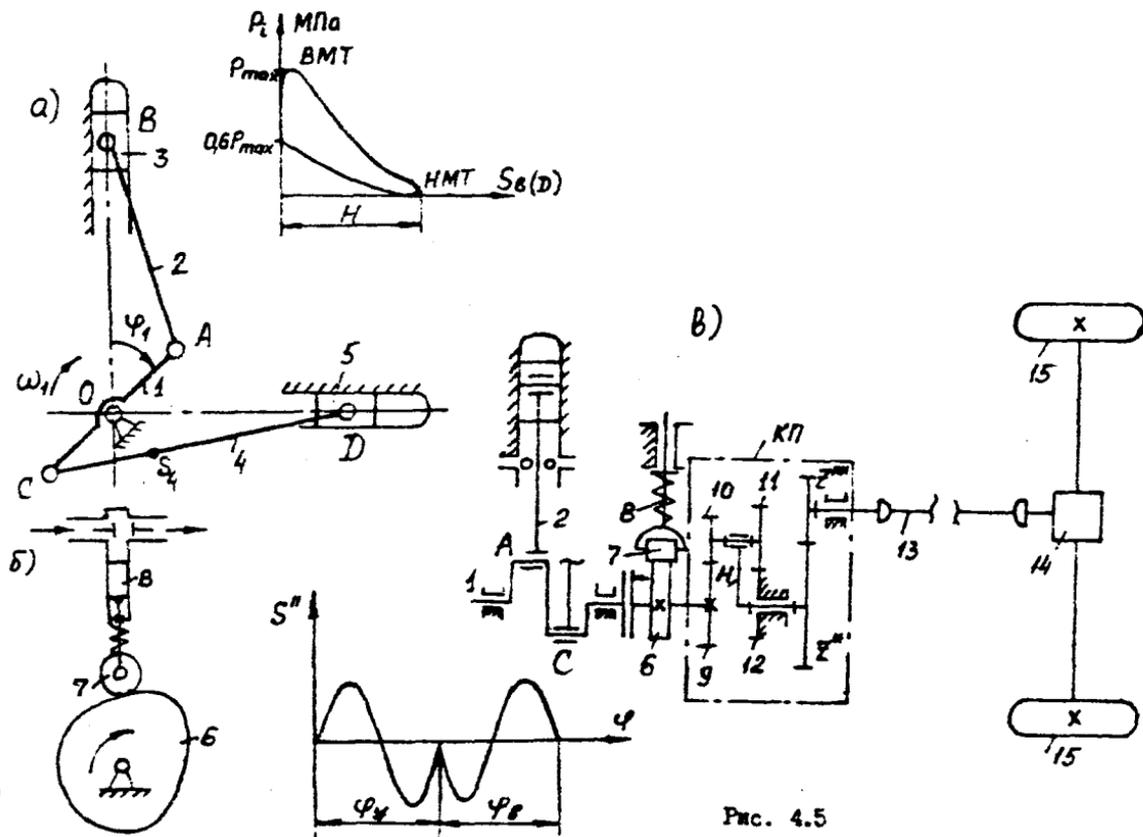


Таблица 4.5

П а р а м е т р	В а р и а н т									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход поршня $H$ , м	0,1	0,12	0,18	0,20	0,22	0,15	0,16	0,19	0,14	0,17
Макс. угол давления $\gamma_{max}$ , град	12	13	14	13,5	12,8	15	11	11,5	12,2	13,8
Максимальное давление в цилиндрах $P_{max}$ , МПа	3,5	4,0	4,3	4,8	5,0	5,4	5,8	6,0	6,2	4,5
Диаметр поршня $d$ , м	0,085	0,09	0,078	0,1	0,12	0,11	0,125	0,088	0,095	0,13
Коэффициент неравномерности $\delta$	1/90	1/100	1/105	1/110	1/120	1/125	1/130	1/135	1/140	1/120
Частота вращения карданного вала $n_p$ , об/мин	240	250	200	180	220	300	350	320	210	150
Передаточное отношение между кривошипом и карданным валом $u_{ик}$	11,0	12,5	12,0	10,0	13,0	13,5	14,0	12,8	11,5	9,5
Число зубьев колес $z^*$ ; $z^{**}$	10: 20	11: 22	13: 24	9: 18	12: 24	12: 28	13: 26	14: 28	15: 30	16: 32
Приведенный к карданному валу момент инерции трансмиссии $J_p$ , кгм <sup>2</sup>	2,5	2,8	3,5	4,2	4,5	3,6	4,8	3,4	2,78	2,95
Число сателлитов в планетарной передаче $k$	3	3	3	3	3	3	4	4	3	4
Ход толкателя $h$ , м	0,03	0,02	0,025	0,018	0,035	0,04	0,045	0,034	0,028	0,038
Рабочий угол кулачка $\varphi_p$ , град	150	180	200	220	240	210	250	250	206	216
Масса толкателя $m_T$ , кг	0,02	0,03	0,04	0,05	0,025	0,035	0,045	0,055	0,015	0,048
Угловая координата для силового расчета $\varphi_1$ , град	30	60	120	150	210	240	300	330	60	150

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
АВТОМОБИЛЯ-РЕФРИЖИРАТОРА

Механизм движения автомобиля (рис. 4.6а) состоит из двигателя 16, раздаточной коробки 17, компрессора 22 холодильной установки, коробки скоростей 23, карданного вала 24 и ведущего моста 25.

От раздаточной коробки через зубчатую передачу 18, 19, муфту 20 и планетарный редуктор 21 (рис. 4.6в) движение передается компрессору холодильной установки.

Двигатель внутреннего сгорания – двухтактный, двухцилиндровый с вертикальным расположением цилиндров. Основной механизм состоит из шестишвенного кривошипно-ползунного механизма, кривошипы которого размещены на общем коленчатом валу под углом  $180^\circ$  (рис. 4.6б).

Характер изменения давления в цилиндрах в зависимости от перемещения хода поршня показан на рис. 4.6г с помощью индикаторной диаграммы.

Через зубчатую передачу 15, 14 движение от коленчатого вала передается распределителю 9 механизма газораспределения и подачи топлива. На рис. 4.6б показана схема кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем привода клапанов.

Закон движения толкателя задается графиком изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от угла поворота (рис. 4.6е).

Примечание:

1. Средняя скорость поршня  $v_{cp} = \frac{Hn_1}{30}$ , где  $H$  – максимальное перемещение поршня (м);  $n_1$  – частота вращения коленвала, об/мин.

2. При синтезе рычажного механизма использовать формулы:

$$H = 2l_{AB}; \quad \frac{l_{AB}}{l_{BC}} = \sin \theta_{max}$$

3. Максимальный угол давления в рычажном механизме  $\theta_{max} = 12^\circ$ .

4. Массы звеньев:  $m_2 = 9l_{BC}$ ,  $m_3 = m_4 = 0,4m_2$ ,  $m_1 = 0$ .

где  $g = 10 \text{ кг/м}$ .

5. Момент инерции шатуна  $J_{S2} = 0,3m_2l_{BC}^2$ .

6. Число сателлитов принять не менее 3.

7. Фазовые углы кулачка  $\varphi_y = \varphi_B \cdot \varphi_g = 10^\circ$ .

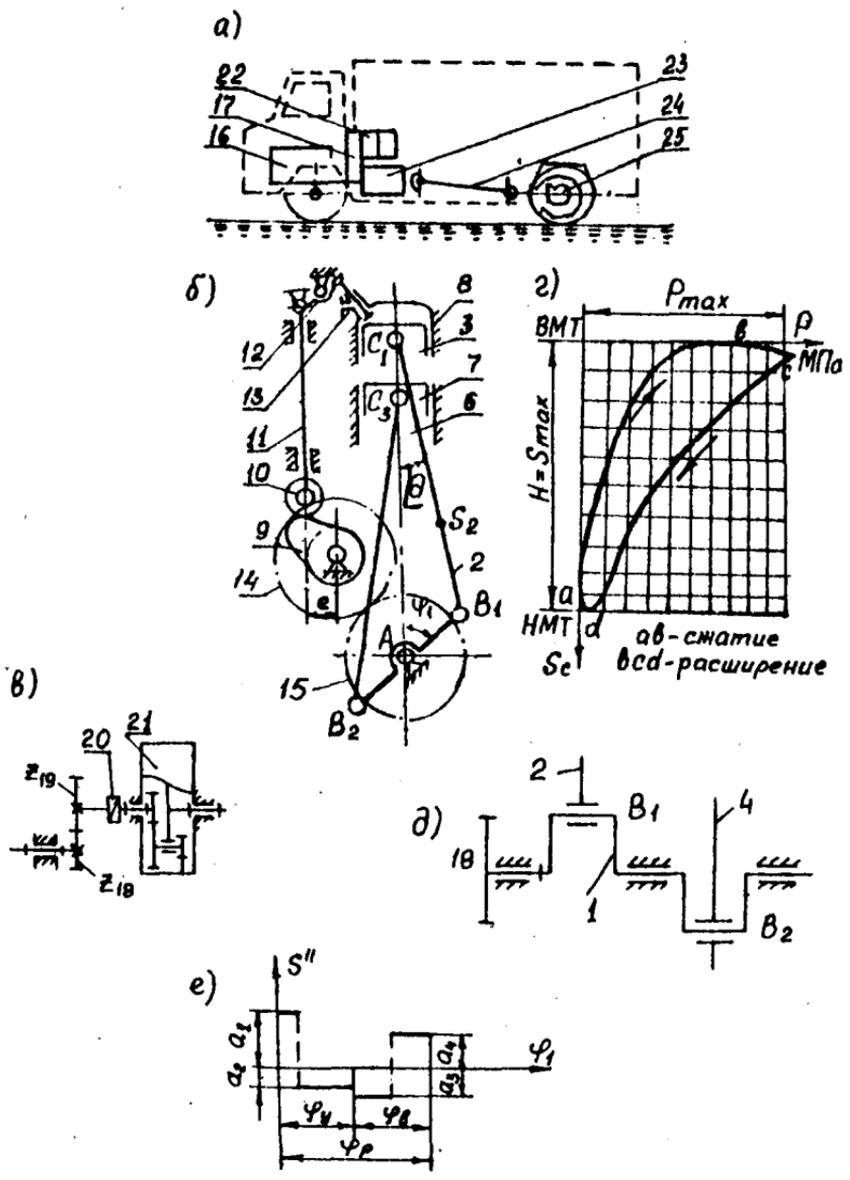


Рис. 4.6

Таблица 4.6

Параметр	В а р и а н т										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Средняя скорость поршня $V_{cp}$ , м/с	11,73	11	12,5	13,0	12,6	13,5	11,5	10,5	10,9	11,3	
Диаметр поршня $d$ , м	0,105	0,11	0,12	0,125	0,115	0,122	0,130	0,8,1	0,126	0,09	
Максимальное давление в цилиндре $F_{max}$ , МПа	7,2	7,1	7,3	7,4	7,5	7,6	7,15	7,55	6,8	8,1	
Частота вращ. кривошипа $n$ , об/мин	2100	2400	2800	3000	2900	2500	2550	2600	3200	3300	
Козф. неравномерности хода $\delta$	1/110	1/80	1/90	1/110	1/120	1/130	1/115	1/80	1/100	1/120	
Приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся деталей $J_{пр}$ , кгм	3,2	3,4	3,8	3,5	3,25	3,55	3,6	3,1	3,2	3,4	
Модуль зубчатых колес $m$ , мм	3,0	3,5	2,5	4,0	4,0	4,5	4,5	4,0	2,0	2,5	
Числа зубьев колес $Z_{16}; Z_{19}$	15:18	14:17	13:19	16:20	14:18	13:18	12:16	14:18	13:17	12:20	
Передаточное отношение планетарного редуктора $U_p$	4	4,2	3,6	3,8	4,6	4,1	3,55	4,2	4,4	4,6	
Ход толкателя $h$ , мм	10	12	14	11	9	10	12	9,0	11,6	12,5	
Угол рабочего профиля $\varphi_p$ , град	120	130	140	150	110	125	135	160	170	146	
Козэффициент $\nu = \frac{\sigma_1}{\sigma_2}$	1	1,2	1,5	1,7	2,0	2,3	2,4	1,3	1,4	1,6	
Угол давления в кулачковом механизме $\nu_{гол}$ , град	30	28	32	29	27	25	24	29	31	26	
Угловая координата силового расчета $\varphi_1$ , град	30	60	120	150	210	240	330	30	60	120	

## Проект 7

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ АВТОСАМОСВАЛА

Основными узлами автосамосвала являются: двигатель внутреннего сгорания (ДВС), трансмиссия, ходовая часть, рама, кузов, гидроцилиндр опрокидывания кузова, гидросистема тормозов и опрокидывания, рулевое управление. Передача движения от коленвала 1 ДВС (рис. 4.7а) на ведущие колеса 13 осуществляется через муфту сцепления 9 с маховиком, коробку передач 10, карданную передачу 11, дифференциал заднего моста 12.

Кривошипно-ползунный механизм 1.2.3 ДВС (рис. 4.7б) преобразует возвратно-поступательное движение поршня 3 через шатун 2 во вращательное движение кривошипа (коленвала) 1. Питание гидросистемы автосамосвала производится поршневым гидронасосом 14. Кривошипно-ползунный механизм 1, 4.5 гидронасоса имеет кривошип ОС, закрепленный на коленвале 1 ДВС. Изменение давления  $P_B$  на поршне 3 двухтактного ДВС показано на индикаторной диаграмме (рис. 4.7в), а изменение давления  $P_D$  на поршне 5 гидронасоса показано на индикаторной диаграмме рис. 4.7г.

Кулачковый механизм газораспределения ДВС состоит из кулачка 6, приводимого через зубчатые колеса  $Z_4$ ,  $Z_5$ ,  $Z_6$  (рис. 4.7б) от коленвала, и плоского тарельчатого толкателя 7 выхлопного клапана. Закон изменения аналога ускорения толкателя 7 на удалении и вращении – косинусоидальный. Планетарная ступень коробки передач 10 (рис. 4.7а) включает центральные колеса  $Z_1$  и  $Z_3$ , блок сателлитов  $Z_2 - Z_2'$  и водило Н.

При расчетах принять:  $N_D = 0,6 N_B$ ;  $N_B = 2 \ell_{OA}$ ;  $N_D = 2 \ell_{OC}$ ;

$$\ell_{AB} = \ell_{OA} / \lambda; \ell_{CD} = 3 \ell_{OC}; \ell_{AS_2} = 0,33 \ell_{AB}; \omega_1 = \frac{\pi N_1}{30}.$$

Массы звеньев:  $m_2 = q \ell_{AB}$ ,  $m_3 = 0,6 m_2$ ,  $m_5 = 3 m_3$ ,  $m_4 = 0$ ,  $m_1 = 6 m_2$ ,  $m_7 = 0,2 m_2$ , где  $q = 9 \text{ кг/м}$ .

Осевые моменты инерции звеньев:  $J_{S_2} = 0,17 m_2 \cdot \ell_{AB}^2$ ;  $J_{S_4} = 0$ ;  
 $J_{S_1} = J_{O_1} = 0,35 m_1 \cdot \ell_{AC}^2$ .

Давление и диаметр поршня 5

$$P_{\max D} = 0,4 P_{\max B}; d_5 = 0,7 d_3.$$

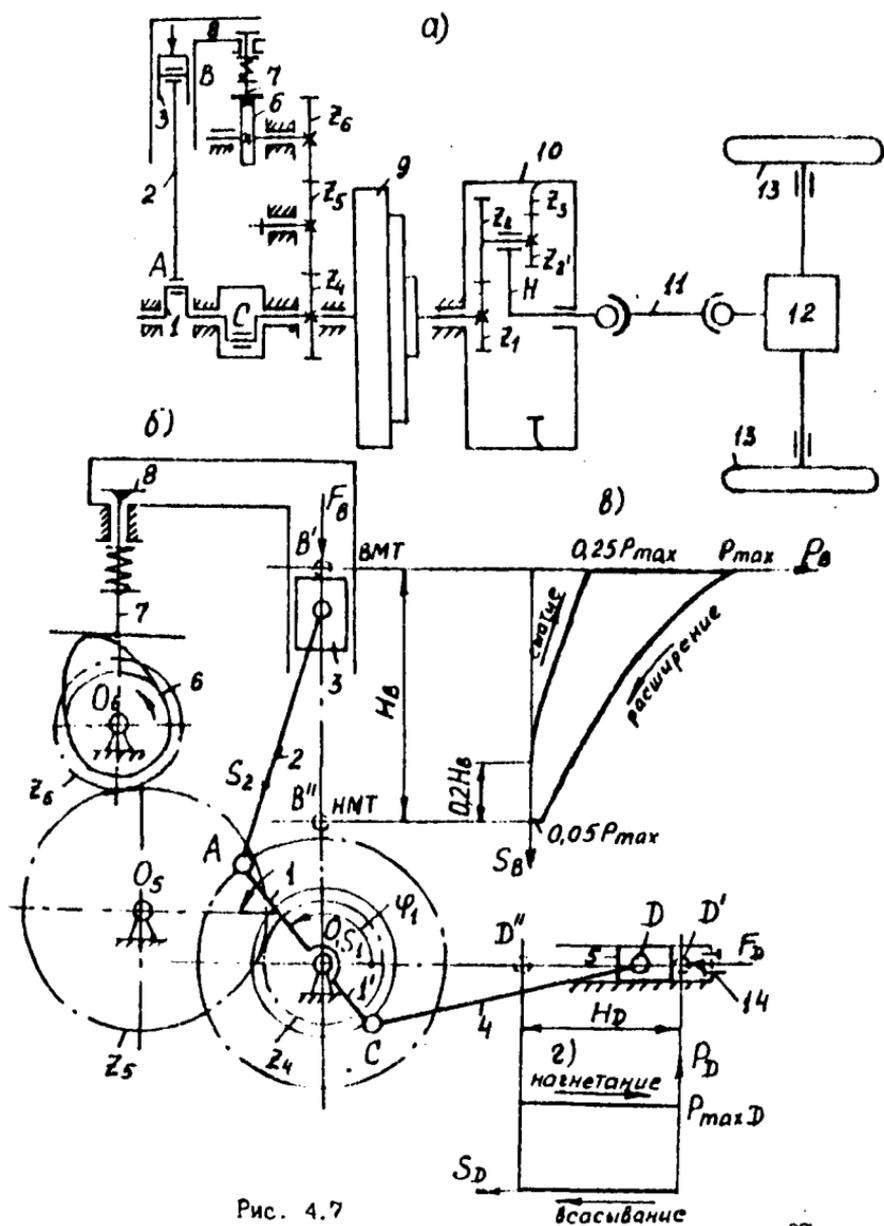


Таблица 4.7

23

П а р а м е т р	В а р и а н т									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход поршня 3 $H_B$ , м	0,100	0,105	0,110	0,115	0,120	0,118	0,112	0,103	0,104	0,102
Отношение длин $\lambda = l_{OA}/l_{AB}$	0,32	0,30	0,28	0,25	0,30	0,30	0,29	0,27	0,28	0,24
Диаметр поршня 3 $d_3$ , м	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,125	0,135	0,145	0,14	0,13
Максимальное давление $P_{max}$ , МПа	5,6	5,2	5,0	4,8	4,6	4,5	4,7	4,4	4,7	5,1
Коэффициент неравномерности вращения коленвала 1 $\delta$	0,008	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013	0,012	0,011	0,010	0,009
Приведенный к коленвалу 1 момент инерции трансмиссии $J_{пр}^T$ , кг·м <sup>2</sup>	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25	0,24	0,23	0,21	0,20
Частота вращения кривошипа (коленвала 1) $n_1$ , об/мин	2500	2200	2000	1800	1900	2100	2300	2400	2150	2250
Угловая координата для силового расчета $\varphi_1$ , град	120	150	180	210	240	60	30	330	0	300
Числа зубьев колес $z_4; z_5$	12; 25	13; 26	14; 27	15; 23	11; 21	12; 20	13; 22	14; 25	15; 26	14; 22
Модуль зубчатых колес $m$ , мм	5	6,5	4,5	5,5	6	5,5	6	5	4	6
Передаточное отношение планетарной ступени $u_{1H}$	5	6	7	8	9	8,5	7,5	6,5	5,5	4,5
Ход толкателя 7 $h$ , м	0,010	0,008	0,009	0,011	0,012	0,11	0,010	0,009	0,008	0,007
Углы поворота кулачка 6 $\beta$ , ( $\varphi_y = \varphi_B$ )/ $\varphi_d$ .с.	45/10	50/8	48/6	46/12	42/10	40/12	53/11	55/10	52/12	44/7

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Основными узлами автомобиля являются: двигатель внутреннего сгорания (ДВС), трансмиссия, ходовая часть, рама, кузов, пневмосистема тормозов и сцепления, рулевое управление. Передача движения от коленвала 1 ДВС (рис. 4.8а) на ведущие колеса 13 осуществляется через муфту сцепления 9 с маховиком, коробку передач 10, карданную передачу 11, редуктор с дифференциалом заднего моста 12.

Кривошипно-ползунный механизм 1, 2, 3 ДВС (рис. 4.8б) преобразует возвратно-поступательное движение поршня 3 через шатун 2 во вращательное движение кривошипа (коленвала) 1. Питание пневмосистемы автомобиля производится поршневым компрессором 14. Кривошипно-ползунный механизм 1', 4, 5 компрессора имеет кривошип ОС, закрепленный на коленвале 1 ДВС. Изменение давления  $P_A$  на поршне 3 двухтактного ДВС показано на индикаторной диаграмме рис. 4.8в, а изменение давления  $P_D$  на поршне 5 компрессора показано на рис. 4.8г.

Кулачковый механизм газораспределения ДВС состоит из кулачка 6, приводимого через зубчатую передачу  $Z_4, Z_5$  (рис. 4.8б) от коленвала, и роликового поступательного толкателя 7 выпускного клапана 8. Закон изменения аналога ускорения толкателя 7 на удалении и возвращении — треугольный. Планетарная ступень коробки передач (рис. 4.8а) включает центральные колеса  $Z_1$  и  $Z_3$ , сателлит  $Z_2$  и водило Н. Зубчатое зацепление рассчитано для цилиндрической главной передачи  $Z_4, Z_5$ .

При расчетах принять:  $H_D = 0,8 H_0$ ;  $H_0 = 2l_{OA}$ ;  $H_D = 2l_{OC}$ ;  
 $l_{AB} = l_{OA} / \sin \nu_{max}$ ;  $l_{CD} = 4l_{OC}$ ;  $l_{AS_2} = 0,4l_{AB}$ ;  $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$ .

Массы звеньев:  $m_2 = q l_{AB}$ ;  $m_3 = 0,8 m_2$ ;  $m_5 = 2 m_3$ ;

$m_4 = 0$ ;  $m_1 = 8 m_2$ ;  $m_7 = 0,1 m_2$ , где  $q = 10 \text{ кг/м}$ .

Осевые моменты инерции звеньев:

$J_{S_2} = 0,15 m_2 l_{AB}^2$ ;  $J_{S_4} = 0$ ;  $J_{S_1} = J_{O_1} = 0,45 m_1 l_{OC}^2$ .

Приведенный к валу 1 момент инерции трансмиссии  $J_{np}^T = 10 J_{O_1}$ .

Давление и диаметр поршня 5  $P_{maxD} = 0,6 P_{maxB}$ ;  $d_5 = 0,65 d_3$ .

Модуль колес планетарной передачи  $m_n = 0,5 m$ .

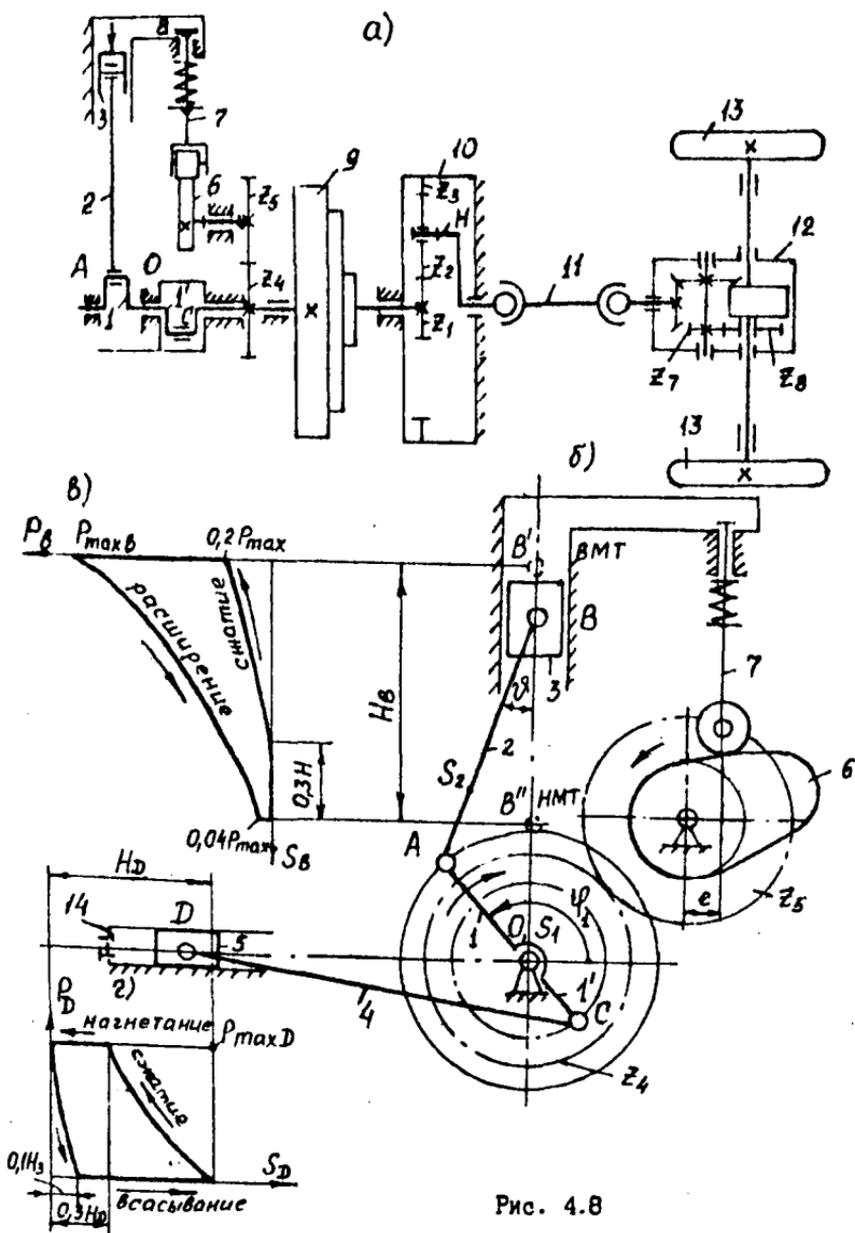


Таблица 4.8

П а р а м е т р	В а р и а н т									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход поршня $3 H_B$ , м	0,125	0,130	0,135	0,140	0,145	0,150	0,142	0,138	0,132	0,128
Максимальный угол давления между звеньями 2 и 3 $\vartheta_{max}$ , град	17	16	15	14	13	12	12,5	13,5	14,5	15,5
Отношение хода поршня к его диаметру $H_B/d_3$	1,0	1,1	1,15	1,2	1,22	1,23	1,15	1,21	1,05	1,08
Максимальное давление $P_{max}$ , МПа	4,9	5,3	5,5	5,8	6,0	6,2	6,4	6,3	6,1	5,9
Коэффициент неравномерности вращения коленвала 1 $\delta$	0,016	0,017	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011	0,012	0,013	0,014
Угловая скорость звена 1 $\omega_1$ , рад/с	200	210	220	230	240	210	180	150	120	190
Угловая координата для силового расчета $\varphi_1$ , град	60	30	330	0	300	240	210	180	150	120
Модуль колес $Z_4, Z_5$ мм	8	7	6	9	8	7	6	8	7	6
Передаточное отношение планетарной передачи $U_{1H}$	3,5	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,5	4,3	4,1	3,9
Числа зубьев колес $Z_4; Z_5$	12:30	13:32	14:34	15:40	11:28	12:31	13:33	14:35	15:37	14:39
Ход толкателя 7 $h$ , м	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011	0,016	0,017	0,015	0,014	0,013
Предельно допустим. угол давления кулачкового механизма $\vartheta_{доп}$ , град	20	21	22	23	24	25	24	23	22	21
Углы поворота кулачка $6(\varphi_4 - \varphi_6)/\varphi_2$	50/5	55/6	58/7	60/8	65/5	62/8	64/10	56/8	53/9	52/6

## Проект 9

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Основными узлами трактора являются: двигатель внутреннего сгорания (ДВС), трансмиссия, ходовая часть. Передача движения от коленвала 1 ДВС (рис. 4.9а) на ведущие колеса 14 осуществляется через муфту сцепления 9 с маховиком, коробку передач 11, дифференциал заднего моста 12, бортовой редуктор 13.

Двойной кривошипно-ползунный механизм 1, 2, 3, 4, 5 ДВС (рис. 4.9б) преобразует возвратно-поступательное движение поршней 3 и 5 через шатуны 2 и 4 во вращательное движение кривошипа (коленвала) 1. Изменение давлений  $P_B$  и  $P_C$  на поршнях 3 и 5 двухтактного ДВС показано на индикаторной диаграмме рис. 4.9в.

От коленвала 1 через зубчатую передачу  $Z_6, Z_7$  осуществляется привод топливного насоса. Ведущий кулачок 6 насоса сообщает возвратно-вращательное движение роликовому коромыслу 7, от которого получает движение нагнетающий плунжер. Закон изменения аналога ускорения коромысла 7 на удалении и возвращении – равномерно убывающий.

Бортовой редуктор (рис. 4.9г) состоит из двух ступеней. Первая ступень является планетарной передачей с центральными колесами  $Z_1$  и  $Z_3$ , сателлитами  $Z_2$  и водилом Н, а вторая ступень – цилиндрическая передача колес  $Z_4, Z_5$ .

При расчетах принять:  $H_B = 2l_{OA} = H_D$ ;

$$l_{AB} = l_{AC} = l_{OA}/\lambda; \quad l_{AS_2} = 0,3l_{AB}.$$

Массы звеньев:  $m_2 = q \cdot l_{AB}$ ;  $m_3 = m_5 = 1,2m_2$ ;

$$m_4 = 0; \quad m_1 = 8m_2, \quad \text{где } q = 8 \text{ кг/м}.$$

Осевые моменты инерции звеньев:

$$J_{S_2} = 0,15m_2 \cdot l_{AB}^2;$$

$$J_{S_4} \approx 0; \quad J_{S_1} = J_{O1} = 0,37m_1 \cdot l_{AC}^2.$$

Приведенный к валу 1 момент инерции трансмиссии  $J_{пр} = 12J_{O1}$ .

Допустимый угол давления в кулачковом механизме  $\nu_{доп} = 40^\circ$ .

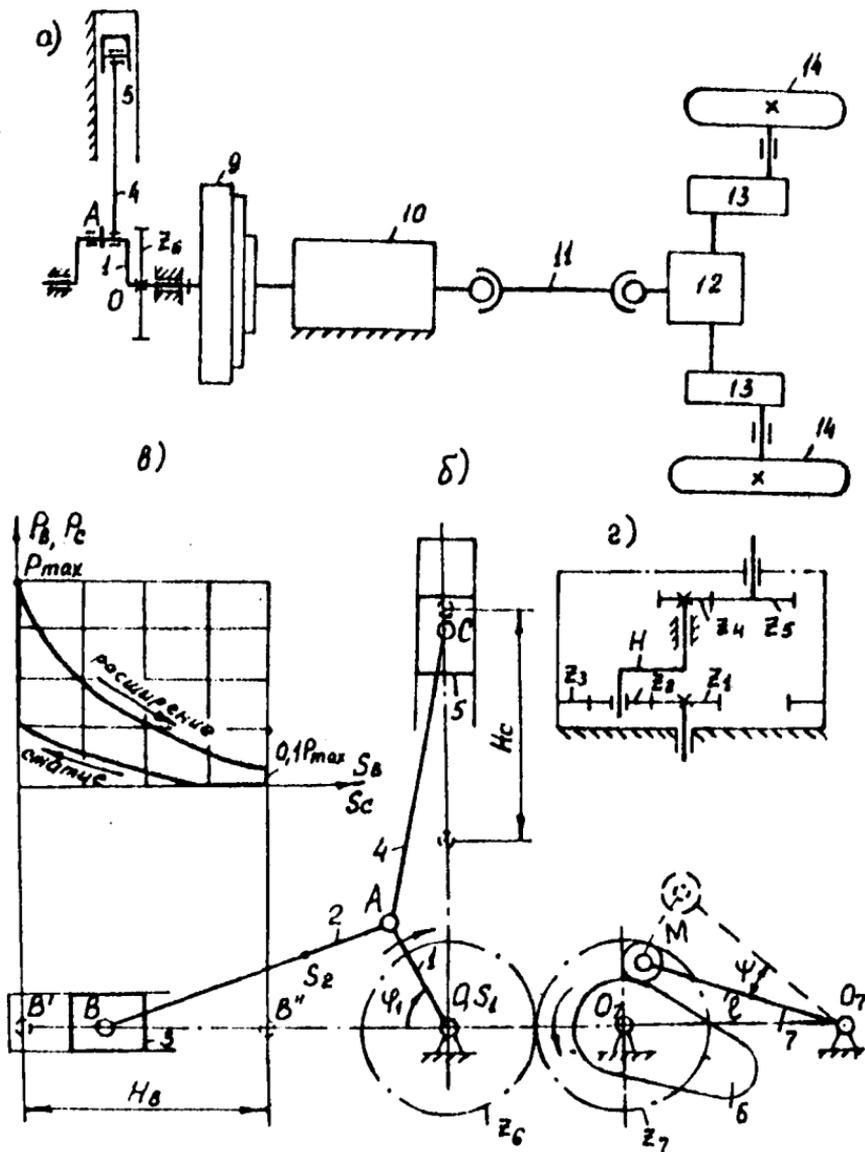


FIG. 4.9

Таблица 4.9

34

П а р а м е т р	В а р и а н т									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход поршней 3 и 5 $H_B = H_C$ , м	0,120	0,124	0,128	0,132	0,136	0,135	0,133	0,130	0,127	0,125
Отношение длин $\lambda = \frac{L_{oa}}{L_{*0}}$	0,25	0,24	0,23	0,22	0,21	0,2	0,205	0,215	0,225	0,235
Диаметры поршней $d_3 = d_5$ , м	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,145	0,135	0,125	0,115	0,105
Максимальное давление на поршнях $P_{maxB} = P_{maxC}$ , МПа	6,2	6,0	5,8	5,6	5,4	5,2	5,3	5,5	5,7	5,9
Частота вращения коленвала 1 $n_1$ , об/мин	1400	1500	1600	1700	1800	1850	1750	1650	1550	1450
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа 1. $\delta$	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014	0,0135	0,0125	0,011	0,010	0,0102
Угловая координата для силового расчета $\varphi_1$ , град	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
Числа зубьев колес $Z_4; Z_5$	10:28	11:29	12:30	13:31	14:32	15:33	14:30	13:28	12:27	11:26
Модуль колес $Z_4, Z_5$ , $m$ , мм	4	5	6	7	8	7,5	6,5	5,5	4,5	4
Передаточное отношение планетарной ступени $u_{1H}$	5,2	5,0	4,8	4,6	4,4	4,5	4,3	4,2	4,0	3,8
Угол качания коромысла $\psi$ , град	12	13	14	15	16	17	18	19,8	20	21
Длина коромысла $l_{0PM}$ , м	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,155	0,135	0,125	0,145	0,15
Фазовые углы поворота кулачка $\varphi_y = \varphi_B, \varphi_{g.c.} = 0$ , град	100	95	90	85	80	83	88	93	98	102

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ АВТОБУСА

Автобус (рис. 4.10а) приводится в движение двухцилиндровым двухтактным двигателем 1 через коробку перемены передач 2 и трансмиссию 3.

Шестизвенный рычажный механизм двигателя преобразует возвратно-поступательное движение поршней 3, 5 во вращательное движение кривошипа 1. Передача движения от поршней к кривошипу осуществляется через шатуны 2 и 4. В конце такта расширения открываются выпускные клапаны и продувочные окна и продукты горения удаляются из цилиндра. Продувка цилиндров начинается после поворота кривошипа от НМТ на  $60^\circ$ . После продувки начинается второй такт – сжатие воздуха.

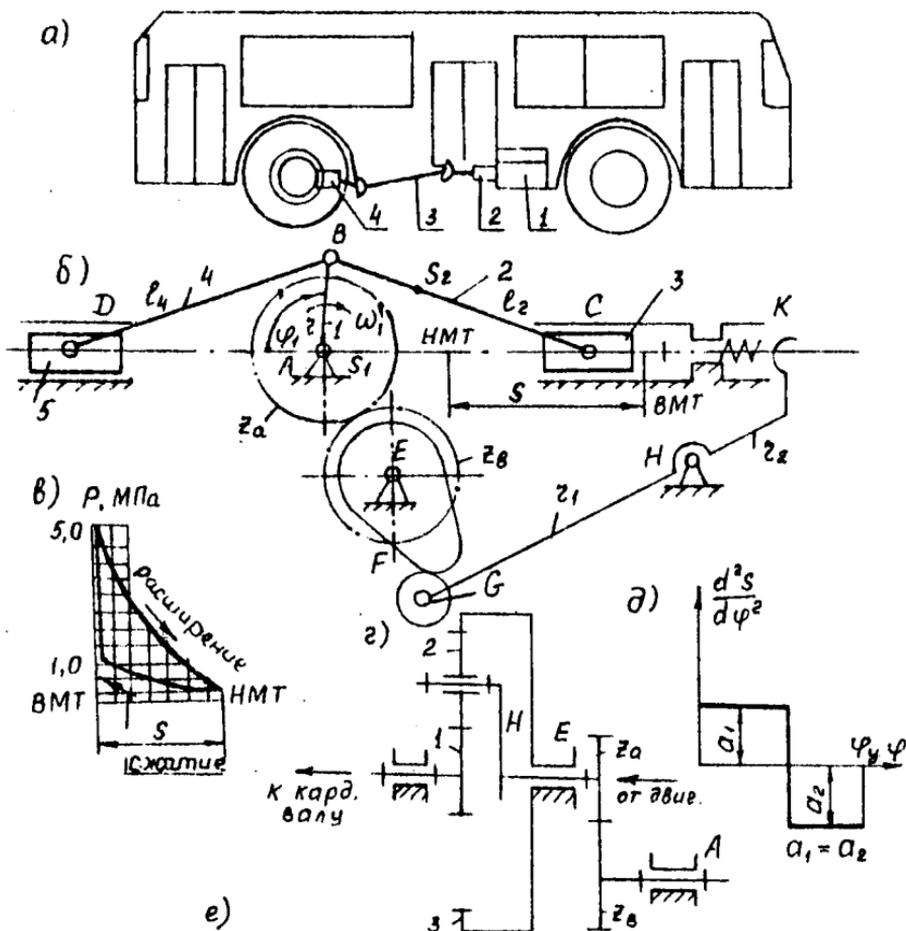
Выпускные клапаны открываются толкателями кулачковых механизмов (рис. 4.10б) в указанные на циклограмме (рис. 4.10р) моменты времени. Кулачки и кривошип вращаются с одинаковой угловой скоростью. Закон движения толкателя показан на рис. 4.10д.

Движение от кривошипа 1 передается на ведущие колеса автобуса через коробку передач и редуктор 4 заднего моста. Коробка передач состоит из ступени внешнего зацепления  $Z_a, Z_b$  и планетарной передачи  $Z_1 - H$  (рис. 4.10г).

Исходные данные для проектирования приведены в табл. 4.10.

В расчетах принять:

1. Масса шатуна 2  $m_2 = \rho l_2$ ,  $m_4 = 0$ , где  $\rho = 10 \text{ кг/м}$ .
2. Массы поршней  $m_3 = m_5 = 0,4 m_2$ , масса кривошипа  $m_1 = 5 m_2$ .
3. Центр масс шатуна 2 находится в точке  $S_2$ :  $l_{S_2} = 0,35 l_{AC}$ .
4. Моменты инерции звеньев: шатуна 2  $J_{S_2} = 0,17 m_2 l_{AC}^2$ , кривошипа 1  $J_{S_1} = 0,33 m_1 l_{AB}^2$ .
5. Максимальный угол давления в кулачковом механизме  $\nu_{max} = 45^\circ$ .
6. Момент инерции коромысла относительно его оси вращения  $H$   
 $J_T = 0,33 m_K \cdot l_{GH}^2$ .
7. Расчетный модуль зубчатых колес принять  $m = 2 \text{ мм}$ .
8. Число сателлитов не менее 3.



Угол поворота кривошипа	0°	180°	180°	360°
Левый цилиндр	Расширение	Сжатие		
Правый цилиндр	Сжатие	Расширение		
Левый клапан		~180°	Открыт	300°
Правый клапан	Открыт	120°		

Рис. 4.10

Таблица 4.10

П а р а м е т р	В а р и а н т									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход поршня 3 и 5 $S$ . м	0,2	0,195	0,19	0,17	0,16	0,18	0,2	0,165	0,2	0,185
Отношение длин $\lambda = L_{AB}/l_{osc}$	1/4, 0	1/3, 9	1/3, 8	1/3, 7	1/3, 6	1/3, 5	1/3, 4	1/4, 0	1/3, 3	1/3, 2
Диаметр цилиндров $d$ . м	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,16	0,15	0,14	0,15	0,16
Частота вращения криво- шипа 1 $n_1 = n_k$ . об/мин	3600	3700	4200	4100	3,800	3900	4000	3500	3100	3400
Козф. неравномерности вращения кривошипа $\delta$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,06
Угловая коорд. силового расчета $\varphi$ . град	30	60	120	150	210	240		300	330	60
Частота вращения кардан- ного вала $n_p$ . об/мин	600	700	800	700	600	700	800	500	550	600
Число зубьев колес $z_a; z_b$	12:24	12:27	10:20	13:20	8:18	14:22	11:22	12:18	13:26	10:17
Приведенный к водилу мо- мент инерции трансмиссии $J_H$ . кгм	0,203	0,195	0,2	0,167	0,158	0,198	0,141	0,23	0,135	0,146
Угол качания коромысла $\varphi$ . град	20	22	18	20	24	18	22	24	20	18
Отношение $a_1/a_2$	1,0	1,5	1,7	2,0	1,3	1,4	1,55	2,2	1,9	1,8
Длина коромысла $l_{GH}$ . м	0,105	0,125	0,135	0,145	0,155	0,140	0,130	0,120	0,110	0,115
Масса коромысла $m_k$ . кг	1,0	1,5	1,3	1,6	1,7	0,8	0,9	0,6	1,2	1,1

## Литература

1. Анципорович П. П., Акулич В. К., Дворянчикова А. Б. Методическое пособие по курсовому проектированию по дисциплине "Теория механизмов и машин" для студентов инженерно-технических специальностей. - Мн.: БГПА, 1994. - 86 с.
2. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин /Под общ. ред. Г. Н. Девояно. - Мн.: Выш. шк., 1986. - 285 с.
3. Методические указания по выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов-заочников машиностроительных специальностей /П. П. Анципорович, Э. И. Астахов, Е. А. Вставский и др. - Мн.: БПИ, 1990. - 63 с.
4. Методические указания к курсовому проекту по курсу "Теория механизмов и машин" для студентов-заочников спец. 0519. В 2 ч. Ч. I /В. П. Бадеев, Н. А. Долбин, Е. С. Ковальчук, В. И. Немцова. - Мн.: БТИ, 1990. - 58 с.
5. Методические указания к курсовому проектированию по курсу "Теория механизмов и машин" для студентов инженерно-технических специальностей /В. К. Акулич, П. П. Анципорович, Э. И. Астахов и др. - Мн.: БПИ, 1981. - 64 с.
6. Теория механизмов и машин: Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей вузов. /Н. И. Левитский, Л. П. Солдаткин, В. Д. Плахтин, Ю. Я. Гуревич. - М.: Высш. шк., 1989. - 127 с.
7. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. - М.: Высш. шк., 1986. - 295 с.
8. Юдин В. А. Проектирование кинематических схем механизмов. Краткое руководство к проектированию по курсу теории механизмов и машин. - М.: Искусство, 1963. - 216 с.

## Содержание

1. Задачи курсового проектирования.....	3
2. Объем и содержание курсового проекта.....	3
3. Методические указания по оформлению курсового проекта....	6
4. Задания на курсовое проектирование.....	8
Проект 1. Проектирование и исследование механизмов дизель-воздуходувной установки.....	8
Проект 2. Проектирование и исследование механизмов мотосаеи.....	11
Проект 3. Проектирование и исследование механизмов дизель-генераторной установки.....	14
Проект 4. Проектирование и исследование механизмов криогенного поршневого детандера.....	17
Проект 5. Проектирование и исследование механизмов самоходного шасси.....	20
Проект 6. Проектирование и исследование механизмов автомобиля-рефрижератора.....	23
Проект 7. Проектирование и исследование механизмов автосамосвала.....	26
Проект 8. Проектирование и исследование механизмов грузового автомобиля.....	29
Проект 9. Проектирование и исследование механизмов колесного трактора.....	32
Проект 10. Проектирование и исследование механизмов автобуса.....	35
Л и т е р а т у р а.....	38

**Учебное издание**

## **ЗАДАНИЯ**

**по курсовому проектированию по теории механизмов  
и машин для студентов-заочников автотракторных  
специальностей**

**Составители: АСТАХОВ Эдуард Иванович  
ЗИНКЕВИЧ Вадим Иванович  
КУДИН Валентин Валентинович**

---

**Редактор Т. Н. Микулик**

**Подписано в печать 12.02.99.**

**Формат 60x84 1/16. Бумага тип. №2. Офсет. печать.**

**Усл. печ. л. 2,3. Уч.-изд. л. 1,8. Тираж 200. Зак. 107.**

---

**Издатель и полиграфическое исполнение:**

**Белорусская государственная политехническая академия.**

**Лицензия ЛВ №155 от 30.01.98. 220027, Минск, пр. Ф.Скорины, 65.**