

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ЗАДАНИЯ
к курсовому проекту по дисциплине
«Теория механизмов и машин»
для студентов автомобильного, механического факультетов
и факультета заочного обучения

Составители: Перегон В.А.

Кафедра деталей машин и ТММ

Харьков ХНАДУ 2004

Общие положения

Цель курсового проектирования – закрепление знаний по основным разделам курса ТММ и приобретение начальных навыков выполнения технических проектных работ в области создания новых машин и механизмов.

Курс ТММ изучается на 5-м семестре. Прежде чем начать выполнение курсового проекта, студент должен усвоить теоретический материал тех разделов курса, на основе которых базируются ниже перечисленные этапы курсового проектирования:

1. Метрический синтез главного рычажного механизма проектируемой машины.
2. Динамическое проектирование механизмов машины по заданному коэффициенту неравномерности хода главного вала машины.
3. Определение сил давления в кинематических парах рычажного механизма с учетом ускоренного движения звеньев.
4. Проектирование планетарного зубчатого механизма по заданной схеме и передаточному отношению с учетом условий соосности, соседства и центросимметричной сборки с минимальными габаритами.
5. Проектирование кулачкового механизма, обеспечивающего заданный закон движения выходного звена с учетом условий действия сил.
6. Проектирование эвольвентного зубчатого зацепления со смещением.

Требования к оформлению курсового проекта и его защите

Проект выполняется в объеме 4-х листов формата А1 графической части и расчетно-пояснительной записки на 20...25 страницах формата А4 с соблюдением всех требований ЕСКД.

Графические построения к каждому этапу проекта выполняются карандашом (или в AutoCAD) с сохранением всех вспомогательных линий построения, с обозначением всех величин, векторов, с проставлением принятых масштабов. Каждый лист проекта должен иметь соответствующую основную надпись (угловой штамп). (См. образцы оформления листов 1, 2, 3, 4 в ПРИЛОЖЕНИИ).

Расчетно-пояснительная записка пишется чернилами черного, синего или фиолетового цвета (или набирается в любом текстовом редакторе, например, в Word, на компьютере) на одной стороне листа писчей бумаги формата А4 с рамкой и соответствующей основной надписью. Допускается не повторять однотипные основные надписи на третьей и последующих страницах, сохранив лишь в нижнем правом углу каждой такой страницы ее номер.

Записка должна иметь: титульный лист; индивидуальное задание на курсовое проектирование, выданное кафедрой (ксерокопию); оглавление (содержание) с указанием страниц; краткие пояснения к решениям и расчетам; список использованной литературы; приложения (сводные таблицы расчетных величин).

Примечание: Листы графической части проекта, выполненные в AutoCAD могут быть распечатаны на лазерном принтере в формате А4 или А3. В этом случае графическая часть проекта подшивается в ПРИЛОЖЕНИИ расчетно-пояснительной записки.

Записка сшивается в переплете из ватмана формата А3, на лицевой стороне которого выполняется в стандартной рамке (или наклеивается) титульный лист.

Все необходимые для расчета уравнения и формулы обязательно пишутся вначале в общем виде, а затем в них подставляются числовые значения известных величин (без изменения последовательности величин в формуле или уравнении) и в конце приводится конечный результат расчета с указанием его размерности. Промежуточные результаты расчетов при этом исключаются.

Для повторяющихся однотипных вычислений записывается только первая строка расчетов (например, для одного положения механизма из 12...13-ти), а результаты остальных однотипных расчетов представляются в табличной форме (в основном тексте записки или в приложениях).

Выполненный самостоятельно в полном соответствии с заданием кафедры курсовой проект в оформленном виде регистрируется студентом в деканате, затем проверяется и рецензируется преподавателем кафедры и после необходимых исправлений и дополнений допускается к защите перед комиссией в составе 2-3 преподавателей. На защите студент должен показать знание теории и общих методов исследования (анализа) и проектирования (синтеза) механизмов. Качество курсового проекта и результаты его защиты оцениваются дифференцированно. При неудовлетворительной оценке защиты студенту выдается новое задание на повторное курсовое проектирование.

Методические указания к выполнению курсового проекта

І. Динамический синтез рычажного механизма по коэффициенту неравномерности хода машины (ПРИЛОЖЕНИЕ - лист 1)

1.1. В левой половине листа построить планы механизма и планы скоростей (обычные или повернутые на 90^0) для 12...13 положений, соответствующих 12-ти равностоящим положениям входного звена (кривошипа OA) и концу рабочего хода машины. За начальное (нулевое) положение принимается мертвое положение механизма, соответствующее началу рабочего хода машины.

Для выполнения построения планов положений механизма необходимо выбрать масштабный коэффициент длин, определяемый по формуле $\mu_l = l_{OA} / OA$ (м/мм), где l_{OA} – действительная длина кривошипа в м; OA – отрезок, изображающий кривошип на чертеже, в мм.

При построении планов скоростей длину отрезка, изображающего скорость точки A входного звена, рекомендуется принимать равной от 50 до 70 мм.

Масштабный коэффициент скоростей вычисляется по формуле

$$\mu_V = V_A / \rho_{Va} \left(\frac{m/c}{mm} \right),$$

где V_A – скорость точки A в м/с ;

ρ_{Va} – отрезок, изображающий эту скорость на чертеже, в мм.

1.2. Выполнить приведение масс. За звено приведения принять входное звено (кривошип OA) рычажного механизма, считая

$$J_{np}^{\Sigma} = J_{np}^I + J_{np}^{II},$$

где J_{np}^{Σ} – суммарный приведенный момент инерции механизма,

$J_{np}^I = const$ – приведенный момент инерции звеньев I–й группы (в I–ю группу включаются звенья, установленные на главном валу механизма, а также звенья, связанные с главным валом постоянным передаточным отношением, то есть такие звенья, как валы и зубчатые колеса редуктора, муфты, ротор электродвигателя, маховик и т. п.);

$J_{np}^{II} = var$ – приведенный момент инерции звеньев II–й группы (во II–ю группу включаются шатуны, ползуны, коромысла, кулисы и другие звенья рычажного механизма).

Для каждого положения механизма приведенный момент инерции звеньев II–й группы механизма находится по формуле

$$J_{np}^{II} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{V_{Si}}{\omega_1} \right)^2 + J_{Si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right],$$

где m_i – масса i -го звена;

J_{Si} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс S_i звена;

ω_i – угловая скорость i -го звена;

ω_1 – угловая скорость 1-го звена (кривошипа);

V_{Si} – скорость центра масс i -го звена.

Отношения скоростей определяются из планов скоростей, например:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \left(\frac{ab}{p_V a} \right) \frac{l_{OA}}{l_{AB}}; \quad \frac{V_{S2}}{\omega_1} = \left(\frac{p_V s_2}{p_V a} \right) \cdot l_{OA}.$$

При построении графика приведенного момента инерции звеньев II -й группы от угла поворота кривошипа $J_{np}^{II} = f(\varphi)$ ось ординат рекомендуется направлять горизонтально, т. е. строить этот график повернутым на 90^0 (см. приложение - лист 1).

1.3. Выполнить приведение сил. Для технологических машин график приведенного момента сил сопротивления построить по заданной диаграмме сил производственного сопротивления с учетом сил тяжести звеньев, а приведенный момент движущих сил считать постоянным. Приведенный момент сил сопротивления определяется методом Жуковского. С этой целью указанный момент представляется в виде пары сил с плечом равным l_{OA} :

$$M_{np}^c = P_{np} \cdot l_{OA},$$

где P_{np} – составляющая пары сил, которую можно называть приведенной силой.

Приведенная сила, приложенная в точке A перпендикулярно кривошипу, находится из условия равенства момента приведенной силы сопротивления относительно полюса рычага Жуковского сумме моментов силы сопротивления и сил тяжести звеньев относительно того же полюса.

При построении графика $M_{np}^o = f(\varphi)$ приведенный момент сил сопротивления считается положительным, если его направление совпадает с направлением вращения кривошипа, и отрицательным – при несовпадении указанных направлений.

Приведенный момент движущих сил M_{np}^o (который в первом приближении, с целью упрощения решения задачи, принимается постоянным), находится из условия равенства работы этого момента работе приведенного момента сил сопротивления за один цикл движения (например, за один оборот кривошипа – в заданиях 1 - 8):

$$M_{np}^o \cdot 2\pi = \int_0^{2\pi} M_{np}^c \cdot d\varphi,$$

т. е. из условия равенства площадей, изображающих эти работы. Для четырехтактных ДВС один цикл движения совершается за два оборота (в заданиях 9 и 10).

График приведенного движущего момента для двигателей внутреннего сгорания строится по заданной индикаторной диаграмме с учетом сил тяжести звеньев, а приведенный момент сил сопротивления в этом случае считается постоянным и определяется из условия равенства работ сил движущих и сил сопротивления за цикл.

1.4. Определить работу приведенных моментов сил движущих и сил сопротивления за цикл. Для построения графика изменения кинетической энергии $\Delta E = \Delta A = f(\varphi)$ поступают следующим образом. Находят изменение кинетической энергии на отдельных участках; оно равняется разности работ приведенных моментов движущих сил и сил сопротивления на каждом участке, т. е. равно разности площадей графиков этих моментов, умноженной на произведение масштабных коэффициентов μ_M и μ_φ . Откладывая полученное изменение кинетической энергии в конце участка $i - k$ в масштабе μ_T , получаем ординату искомого графика.

Указанное построение может быть выполнено также графическим интегрированием методом секущих.

1.5. Построить диаграмму «энергия–масса» путем графического исключения параметра φ (угла поворота кривошипа) из графиков изменения кинетической энергии механизма ΔE и приведенного момента инерции J_{II}^{np} .

1.6. Для определения момента инерции маховика J_M по заданному коэффициенту неравномерности вращения кривошипа δ следует провести касательные к графику «энергия–масса» под углами ψ_{max} и ψ_{min} с осью абсцисс (осью приведенного момента инерции), тангенсы которых определяются по формулам

$$tg \psi_{max} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{cp}^2 (1 + \delta), \quad tg \psi_{min} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{cp}^2 (1 - \delta),$$

где ω_{cp} – средняя угловая скорость кривошипа.

Искомый момент инерции маховика находится из выражения

$$J_M = J_{np}^I - J_{np}^1, \quad J_{np}^I = \frac{kl \cdot \mu_E}{\omega_{cp}^2 \delta},$$

где kl – отрезок в мм, отсекаемый проведенными касательными на оси ординат диаграммы «энергия–масса»;

J_{np}^I - приведенный к кривошипу момент инерции звеньев I-й группы;

J_{np}^1 - приведенный к кривошипу момент инерции главного вала 1 механизма, редуктора и ротора электродвигателя.

II. Динамический анализ рычажного механизма (приложение - лист 2)

2.1. Определить угловую скорость звена приведения ω_I во всех j -х положениях механизма по формуле:

$$\omega_{1j} = \sqrt{\frac{2 \cdot (E_0 + \Delta A_j)}{J_{np}^I + J_{npj}^{II}}},$$

где E_0 – кинетическая энергия механизма в начальном положении (положение “0”);

ΔA_j - избыточная работа внешних сил в j -м положении механизма;

J_{npj}^{II} - приведенный к кривошипу момент инерции звеньев II-й группы в j -м положении механизма,

j – порядковый номер положения механизма.

Примечание: По согласованию с руководителем курсового проектирования при динамическом анализе механизма можно принять

$$\omega_1 = \omega_{cp} = const.$$

2.2. Определить угловое ускорение звена приведения ε_1 в положении механизма, соответствующем заданному углу φ_1 , по уравнению движения в дифференциальной форме

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{np}^d - M_{np}^c - 0,5\omega_1^2 \cdot (dJ_{np}^{II} / d\varphi)}{J_{np}^I + J_{np}^{II}}.$$

2.3. В верхней левой части листа вычертить в масштабе схему механизма для заданного положения входного звена, а также построить план скоростей и план ускорений.

2.4. По ускорениям центров масс W_{Si} и угловым ускорениям звеньев ε_i определить их инерционные нагрузки: главные векторы сил инерции, приложенные в центрах масс звеньев S_i , $\overline{P}_{ui} = -m_i \overline{W}_{Si}$ и главные моменты сил инерции $\overline{M}_{ui} = -J_{Si} \overline{\varepsilon}_i$. Здесь m_i – масса i -го звена; J_{Si} – центральный момент инерции i -го звена.

2.5. К звеньям структурных групп Ассур, изображенным в масштабе схемы механизма μ_l , приложить силы тяжести, силы и моменты сил инерции, силу сопротивления и искомые силы реакций в кинематических парах.

2.6. Силовой расчет следует выполнять в обратном порядке по отношению к наслоению групп Ассур. Начинать расчет надо с самой дальней структурной группы и заканчивать – входным звеном.

Для определения сил реакций в кинематических парах следует рассмотреть условное равновесие согласно принципу Даламбера систем сил и моментов сил, действующих на структурные группы. Для этого для каждой группы необходимо составить уравнения моментов сил и построить планы сил. При построении планов сил векторы сил одного звена группы рекомендуется складывать последовательно, а затем переходить к сложению сил второго звена.

2.7. Сделать проверку точности выполненного кинетостатического анализа рычажного механизма по лишнему уравнению равновесия звена приведения (кривошипа OA) $\Sigma M_0 = 0$:

$$M_{np}^d \pm M_{ul} \pm R_{2-1} \cdot h = \Delta M (\rightarrow 0),$$

где $M_{ил} = J_I^{np} \cdot \varepsilon_1$ – момент сил инерции звеньев I-й группы;
 R_{2-1} – сила реакции в точке A (2-го звена на 1-е);
 h – плечо действия R_{2-1} относительно точки O ;
 ΔM – абсолютная ошибка уравнения равновесия.

При этом относительная погрешность $\Delta M \%$ может быть оценена в $\%$ по формуле:

$$\Delta M \% = \frac{2 \cdot \Delta M}{|M^+| + |M^-|} \cdot 100\% \leq 10\% ,$$

где $|M^+|$ – модуль (абсолютная величина) суммы положительных членов левой части уравнения равновесия $\sum M_0 = 0$;

$|M^-|$ – модуль суммы отрицательных членов левой части уравнения равновесия.

10% - допустимая в курсовом проекте относительная величина погрешности силового анализа.

III. Синтез кулачкового и планетарного механизмов (приложение - лист 3)

3.1. Синтез кулачкового механизма

3.1.1. Для построения графика первой производной от перемещения выходного звена по углу поворота кулачка и графика перемещения выходного звена необходимо выполнить двукратное интегрирование второй производной от перемещения выходного звена по углу поворота кулачка ([5], с. 110).

Графики следует строить по 8-16 точкам в каждой фазе движения. Рекомендуется использовать известные методы построения кривых (синусоиды, параболы и др.)

3.1.2. Для кулачковых механизмов с роликовым выходным звеном минимальный радиус кулачка и другие основные размеры (для некоторых схем) определяются по допускаемому углу давления $\vartheta_{дон}$ или минимальному углу передачи $\mu_{мин} = 90^\circ - \vartheta_{дон}$ путем графического определения области возможного расположения центра вращения кулачка на фазовом портрете механизма $S = f(dS / d\varphi)$.

При этом следует иметь в виду, что для кулачковых механизмов с коромыслом величина $dS / d\varphi = l \cdot (d\psi / d\varphi)$, где l – длина коромысла, откладывается на фазе удаления к центру вращения коромысла, если коромысло и кулачок вращаются в одну сторону, и - от центра вращения коромысла, если коромысло и кулачок вращаются в разные стороны.

Для кулачковых механизмов с роликовым толкателем при вращении кулачка по направлению часовой стрелки величина $dS / d\varphi$ на фазе удаления откладывается вправо.

Для механизмов с тарельчатым толкателем минимальный радиус кулачка выбирается из условия выпуклости профиля кулачка:

$$r_{\min} > -(d^2 S / d\varphi^2) - S.$$

3.1.3. Для кулачковых механизмов с роликовым выходным звеном способом обращения движения строится центровой профиль кулачка, а затем определяется допускаемая величина радиуса ролика r_p из условий:

$$r_p \leq 0,8\rho_{\min} \quad \text{и} \quad r_p = (0,25 \div 0,4)r_0,$$

где ρ_{\min} – минимальный радиус кривизны для выпуклых участков центрального профиля кулачка;

r_0 – минимальный радиус центрального профиля кулачка.

Минимальный радиус кривизны определяется приближенно как радиус окружности, проходящей через три точки, которые выбираются на участке центрального профиля, где можно ожидать получения минимального значения радиуса кривизны.

После определения радиуса ролика строится рабочий профиль кулачка как огибающая семейства окружностей радиуса r_p , центры которых расположены на центровом профиле.

Для кулачковых механизмов с плоским тарельчатым толкателем профиль кулачка строится как огибающая последовательных положений тарелки толкателя относительно кулачка. Точки касания профиля кулачка с тарелкой толкателя должны находиться на расстоянии $dS / d\varphi$ от прямой, проходящей через центр кулачка параллельно направлению движения толкателя.

3.2. Синтез планетарного зубчатого редуктора

3.2.1. Передаточное число трансмиссии машины определяется через частоты вращения электродвигателя и входного звена рычажного механизма

$$u_{mp} = n_{\text{дв}} / n_1.$$

В заданиях 8, 9 и 10 основная трансмиссия машины состоит только из планетарного зубчатого редуктора, поэтому здесь $u_{ред} = u_{mp}$.

В остальных заданиях трансмиссия включает в свой состав кроме планетарного редуктора дополнительную пару зубчатых колес $a - b$.

Поэтому здесь $u_{mp} = u_{ред} \cdot u_{ab}$, где $u_{ab} = \frac{z_b}{z_a}$ и $u_{ред} = \frac{u_{mp}}{u_{ab}}$.

При использовании двухступенчатого планетарного редуктора следует принять ступени одинаковыми.

3.2.2. Подбор чисел зубьев и числа сателлитов однорядного планетарного механизма проводится в такой последовательности: а) из условия соосности $z_3 = z_1 + 2z_2$ и формулы для передаточного отношения $u_{1h} = 1 + z_3 / z_1$ выразить

отношение z_2 / z_1 и установить, какое из колес 1 или 2 меньше; задаться значением числа зубьев меньшего колеса ($z_{min} \geq 17$) и определить числа зубьев сопряженного колеса и колеса 3; б) из условия сборки $k = (z_1 + z_2) / q$ определить ряд возможных значений для числа сателлитов k (q – целое число); в) по условию соседства

$$k \leq 180^\circ / \arcsin[(z_2 + 2) / (z_1 + z_2)]$$

определить предельно допустимое значение числа сателлитов.

IV. Построение картины эвольвентного зацепления (приложение - лист 4)

Для геометрического синтеза эвольвентного зацепления следует взять в соответствии с заданием колеса a и b . Для упрощения вида расчетных формул меньшему колесу a ниже присвоен индекс 1, а большему колесу b - индекс 2.

Заметим, что во всех заданиях $z_a = z_1 < 17$, а $z_b = z_2$ может быть как меньше 17, так и равно или больше 17. Это обстоятельство следует учесть при выборе коэффициентов смещения для изготовления колес.

4.1. Расчетные формулы для внешнего эвольвентного зацепления

Окружной шаг по делительной окружности $p = \pi m$.

Угловые шаги $\tau_1 = 2\pi / z_1$ и $\tau_2 = 2\pi / z_2$.

Радиусы делительных окружностей $r_1 = 0,5mz_1$ и $r_2 = 0,5mz_2$.

Радиусы основных окружностей $r_{b1} = 0,5mz_1 \cos \alpha$ и $r_{b2} = 0,5mz_2 \cos \alpha$,

где $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля зуба исходного контура.

Относительные смещения инструментальной рейки из условия отсутствия подреза при нарезании колес

$$x_{1,2} = (17 - z_{1,2}) / 17 \text{ (при } z_{1,2} < 17), \text{ а если } z_2 > 17, \text{ тогда } x_2 = 0.$$

Толщины зубьев по делительным окружностям

$$s_1 = m(\pi / 2 + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha) \text{ и } s_2 = m(\pi / 2 + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha).$$

Инволюта угла зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2[(x_1 + x_2) / (z_1 + z_2)] \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Угол зацепления α_w определяется по таблице инволют. С достаточной точностью α_w можно найти по аппроксимационной формуле

$$\alpha_w = 76,8 \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w)^{0,32}.$$

Радиусы начальных окружностей

$$r_{w1} = 0,5mz_1 \cos \alpha / \cos \alpha_w \text{ и } r_{w2} = 0,5mz_2 \cos \alpha / \cos \alpha_w.$$

Межосевое расстояние $a_w = 0,5m(z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$.

Радиусы окружностей впадин

$$r_{f1} = 0,5m(z_1 - 2,5 + 2x_1) \text{ и } r_{f2} = 0,5m(z_2 - 2,5 + 2x_2).$$

Радиусы окружностей вершин

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - 0,25m \text{ и } r_{a2} = a_w - r_{f1} - 0,25m.$$

Если межосевое расстояние a_w задано, тогда сначала определяется угол зацепления

$$\alpha_w = \arccos[mz_{\Sigma} \cos \alpha / 2a_w]$$

и суммарный коэффициент смещения

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = [(inv \alpha_w - inv \alpha) \cdot (z_1 + z_2) / 2tg \alpha],$$

а затем по приведенным выше формулам ведется расчет остальных параметров зацепления.

4.2. При построении картины зацепления оставлять на чертеже все вспомогательные построения. Неэвольвентная часть зуба (от основной окружности до окружности впадин) может быть выполнена упрощенно в виде сопряжения радиальных прямых линий, служащих продолжением эвольвент внутри основной окружности, и окружности впадин дугами сорягающих окружностей радиуса $r \geq 0,4m$.

Дугу зацепления определить по начальной окружности одного из колес. Для этого следует показать пунктиром профиль зуба в начале и в конце зацепления.

4.3. Коэффициент перекрытия рассчитать по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = [(tg \alpha_{a1} - tg \alpha_w) / \tau_1] + [(tg \alpha_{a2} - tg \alpha_w) / \tau_2],$$

$$\text{где } \alpha_{a1} = \arccos(r_{b1} / r_{a1}), \quad \alpha_{a2} = \arccos(r_{b2} / r_{a2}).$$

Примечание: Таблицы инволют приведены в учебных пособиях: 1. Артоболовский И. И., Эдельштейн Б. В. Сборник задач по теории механизмов и машин. М. 1973. 2. Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин. М. 1972. 3. Гречко Л.П. Рычажные механизмы, передачи и зацепления. ХГАДТУ. 2000.

Литература

Основная

1. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1989.
2. Теория механизмов и механика машин. /Под редакцией К. В. Фролова М.: Высшая школа, 1998.
3. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1975.

Дополнительная

4. Гречко Л. П. Рычажные механизмы, передачи и зацепления Изд. ХГАДТУ, 2000.
5. Гречко Л. П. Синтез механизмов и динамика машин. Изд. ХГАДТУ, 1999.
6. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Теория механизмов и машин». Изд. ХГАДТУ, 1999, 2000. (С образцом выполнения курсового проекта по ТММ).
7. Методические указания к курсовому проекту по ТММ (раздел «Синтез планетарных механизмов»). Изд. ХГАДТУ, 1999.
8. Методические указания к курсовому проекту по ТММ (раздел «Синтез и кинематический анализ рычажных механизмов»). Изд. ХГАДТУ, 2000.
9. Методические указания к курсовому проекту по ТММ (раздел «КПД планетарных передач»). Изд. ХГАДТУ, 2001.

Задания на курсовой проект

Каждому студенту для разработки предлагается одна из 10-ти тем заданий, каждая из которых содержит 10-ть вариантов заданных исходных численных величин.

Тему и вариант задания назначает преподаватель, закрепленный за группой, согласно с распоряжением заведующего кафедрой. При этом может быть использован условный шифр студента (последние две цифры номера его студбилета и зачетной книжки). Предпоследней цифрой шифра кодируется номер темы задания, а последней – номер варианта заданных численных значений исходных величин.

ЗАДАНИЕ 1. Механизм вытяжного пресса (исходные данные в табл. П1 и на рис.1)

В составе основного механизма пресса две группы Ассура II-го класса 2-го порядка (1-го и 2-го видов). Привод пресса осуществляется от электродвигателя через двухступенчатый планетарный механизм Джемса (с одновенцовым сателлитом) и открытую зубчатую передачу с колесами a и b . Сила полезного сопротивления (усилие вытяжки) P_F , действующая на ползун 5 при прямом ходе, изменяется по закону, представленному на рис. 1, б.

Процесс вытяжки начинается с момента достижения значения $S_F = 0,6H_F$ и заканчивается в конце хода ползуна 5. Усилие вытяжки достигает максимального значения при $S_F = 0,7H_F$. Именно для этого положения необходимо провести силовой анализ рычажного механизма.

Выталкивание готовой детали осуществляется с помощью коромыслового кулачкового механизма (рис. 1, в). График изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма показан на рис. 6, д.

ЗАДАНИЕ 2. Механизмы гайковырубного автомата (исходные данные в табл. П2 и на рис.2)

Основным рычажным механизмом гайковырубного автомата является кривошипно-коленный пресс (рис. 2, а), в состав которого входят две группы Ассура II класса 2-го порядка: 1-го вида (звенья 2 и 3) и 2-го вида (звенья 4 и 5).

Особенностью рычажного механизма является то, что за один цикл работы (за один оборот кривошипа 1) он совершает два рабочих хода пуансона (ползуна 5).

Первый рабочий ход H_1 пуансона совершается за время поворота кривошипа с положения 0 до положения m . При дальнейшем повороте кривошипа с положения m до положения k пуансон отходит от левого крайнего положения на расстояние H_2 .

В положении механизма k точка B занимает крайнее верхнее положение B_k . С этого момента начинается второй рабочий ход H_2 пуансона, завершаемый в то вре-

мя, когда точка A занимает положение A_u . При дальнейшем повороте кривошипа от положения u до положения 0 пуансон возвращается в свое исходное положение.

За время первого рабочего хода H_1 пуансон совершает технологическую операцию в 2 этапа. Первый этап операции осуществляется в пределах $S_D = (0,2...0,5)H_1$ с достижением пика нагрузки, равного $0,3P_{Dmax}$ (рис. 2, б). Второй этап осуществляется в конце рабочего хода H_1 . Пик нагрузки P_{Dmax} достигается при положении пуансона $S_D = 0,95H_1$. Силовой расчет механизма следует выполнить именно в этом положении.

За время второго рабочего хода H_2 совершается операция по выталкиванию заготовки гайки из матрицы в бункер-накопитель. При этом полезное сопротивление преодолевается на второй половине хода H_2 с постоянной величиной $P_D = 0,2P_{Dmax}$.

Привод гайковырубного автомата осуществляется от электродвигателя через планетарный редуктор с зубчатыми колесами 1, 2, 2', 3 и водилом h и через простую зубчатую передачу с колесами a и b (рис.2, в).

Подача заготовки производится кулачковым механизмом с роликовым поступательно движущимся толкателем (рис. 2, з). Кулачок необходимо профилировать по заданным: ходу толкателя h , фазовым углам поворота кулачка $\varphi_n = \varphi_0$ и φ_{BB} , допускаемому углу давления $\vartheta_{доп}$.

ЗАДАНИЕ 3. Механизм поперечно-строгального станка (исходные данные в табл. ПЗ и на рис. 3)

Привод станка осуществляется от электродвигателя через двухступенчатый планетарный механизм и открытую зубчатую передачу с колесами a и b (рис. 3, в).

Рычажный механизм станка обеспечивает возвратно-поступательное движение суппорта. При повороте кривошипа из положения A' в положение A'' (по часовой стрелке) суппорт совершает прямой (рабочий ход), а при повороте из положения A'' в положение A' суппорт возвращается в исходное положение. Средняя скорость суппорта при холостом ходе выше скорости прямого хода (в соответствии с заданным коэффициентом K_V).

В составе рычажного механизма две группы Ассура. Первая группа Ассура – группа II-го класса 2-го порядка 3-го вида (звенья 2 и 3), а вторая – 2-го вида (звенья 4 и 5).

С целью уменьшения максимальных значений угла давления для пары звеньев 4 и 5, необходимо при синтезе рычажного механизма координату направляющей ползуна 5 h_5 определить по формуле: $h_5 = 0,25 \cdot H \cdot (1/\sin \theta/2 + 1/\operatorname{tg} \theta/2)$, где $\theta = 180^\circ \cdot (K_V - 1)/(K_V + 1)$. Величину h_5 можно определить и графически, как это показано на рисунке 5, е.

При движении ползуна 5 (суппорта) вправо происходит строгание. Для обеспечения нормальных условий процесса резания начало и окончание резания должно происходить при определенной скорости резца $V_{рез} \geq V_{min}$. Это обеспечивается за счет того, что резец до начала резания и после окончания резания делает пере-

бег, длина которого устанавливается обычно в долях от полного хода резца H . В данном задании длина перебега равна $0,05 H$.

Подача стола осуществляется с помощью коромыслового кулачкового механизма за время двойного перебега (при завершении обратного и начале прямого хода). Схема кулачкового механизма показана на рис. 3, з. Ускорение толкателя изменяется по синусоидальному закону, график которого приведен на рис. 3, д.

ЗАДАНИЕ 4. Механизм долбежного станка (исходные данные в табл. П4 и на рис.4)

Основной рычажный механизм долбежного станка – это кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой. В составе механизма две группы Ассура 2-го класса 2-го порядка. Первая группа Ассура в составе звеньев 2 и 3 со средней поступательной парой – это группа 3-го вида, а вторая группа со звеньями 4 и 5 – это группа Ассура 2-го вида.

Исходный механизм (кривошип 1 и стойка 0) с первой группой Ассура (2-3) образуют механизм с вращающейся кулисой.

При движении ползуна 5 (суппорта) вниз происходит долбление. Для обеспечения нормальных условий процесса резания начало и окончание резания должно происходить при определенной скорости резца $V_{рез} \geq V_{min}$. Это обеспечивается за счет того, что резец до начала резания и после окончания резания делает перебег, длина которого устанавливается обычно в долях от полного хода резца H . В данном задании длина перебега равна $0,05 H$.

Синтез рычажного механизма условно можно разделить на 2 этапа.

На первом этапе выполняется синтез механизма, образованного ползуном 5, шатуном 4 и рычагом BC звена 3 (кривошипно-ползунная часть механизма), а на втором – выполняется синтез кривошипно-кулисной части механизма, содержащего кривошип 1, кулисный камень 2 и кулису 3.

Вначале надо провести вертикальный луч uu (отстоящий от направляющей ползуна 5 на расстоянии a) и отложить на нем отрезок $D'D''$ (мм), изображающий в масштабе μ_l ход ползуна H (м).

$$\text{Масштаб построения равен } \mu_l = \frac{H}{D'D''} \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right].$$

От точек D' и D'' откладываются вверх отрезки $C'D'$ и $C''D'' = CD = \frac{l_{CD}}{\mu_l}$.

Точки C' и C'' есть крайние положения точки C рычага BC . Посередине отрезка $C'C''$ находим точку B – центр вращения кулисы 3, т. е. длину рычага $l_{BC} = 0,5H$ (м).

Далее выполняется синтез кривошипно-кулисной части механизма. Из формулы $K_V = \frac{180 + \theta}{180 - \theta}$ находится $\theta = 180^\circ \frac{K_V - 1}{K_V + 1}$ (град).

Из треугольника OBA'' (см. рис. 4, а) межцентровое расстояние l_{OB} равно

$$l_{OB} = l_{OA} \cdot \sin \frac{\theta}{2}.$$

От точки B перпендикулярно лучу ou следует отложить отрезок $OB = l_{OB}/\mu_l$ (мм). Далее надо провести окружность с центром в точке O радиусом $OA = l_{OA}/\mu_l$ (мм). На пересечениях луча ou и окружности радиуса OA находим крайние положения точки A кривошипа - A' и A'' . Это положения кривошипа, при которых суппорт (ползун 5) занимает, соответственно, крайнее верхнее и крайнее нижнее положения.

Примечание: Величину l_{OB} и положение точки O – центра вращения кривошипа можно найти и графически. Для этого достаточно построить треугольник OBA'' (положение точки B найдено) по известной гипотенузе $OA'' = \frac{l_{OA}}{\mu_l}$ (мм) и углу $\angle OA''B = \theta/2$.

ЗАДАНИЕ 5. Механизмы качающегося конвейера (исходные данные в табл. П5 и на рис. 5)

Качающийся конвейер предназначен для перемещения сыпучего материала в горизонтальном направлении (слева направо).

В качестве привода конвейера использован электродвигатель (на схеме не показан) с частотой вращения $n_{об}$ и трансмиссия, состоящая из планетарного редуктора с зубчатыми колесами 1, 2, 2', 3 и водилом h и простой зубчатой пары с колесами a и b .

Подача материала на жёлоб-ползун из бункера (на схеме не показан) осуществляется во время совместного движения жёлоба и материала кулачковым механизмом подачи, состоящим из кулачка и роликотвального коромыслового толкателя (рис.5, в). Закон изменения углового ускорения толкателя представлен на рис. 5, г.

Рычажный механизм (рис. 5, а) конвейера состоит из исходного механизма I-го класса (кривошип 1 и стойка O) и двух группы Ассур II-го класса 2-го порядка: 1-го вида (звенья 2 и 3) и 2-го вида (звенья 4 и 5).

Транспортировка (перемещение в требуемом направлении) груза при возвратно-поступательном движении желоба происходит благодаря тому, что при прямом ходе груз, в основном, движется совместно с жёлобом, а при обратном ходе груз и жёлоб движутся, в основном, раздельно.

В идеальном случае при прямом ходе груз должен двигаться на всем пути вместе с грузом, а при обратном ходе – раздельно. В действительности и при прямом, и при обратном ходах есть фазы совместного и раздельного движения груза и жёлоба.

В задании условно указано хоть и разные, но постоянные величины сил сопротивления при движении жёлоба в обоих направлениях.

Силы сопротивления движению жёлоба зависят от того, скользит ли перемещаемый материал по жёлобу или движется вместе с ним. Жёлоб при движении увлекает за счет сил трения насыпанный на него материал. Движение материала со-

вместно с жёлобом возможно при величине силы трения, превышающей силу инерции материала. Если же сила инерции оказывается больше силы трения, то имеет место относительное движение материала и жёлоба. В этот период между жёлобом и материалом существует сила трения, за счет которой обеспечивается движение материала с постоянным ускорением по жёлобу до момента выравнивания их скоростей. Когда скорости материала и жёлоба сравняются по величине и направлению, материал с жёлобом будут перемещаться опять вместе с одинаковой скоростью при условии, если $a_{жс} \leq a_{кр} = a \cdot g$. В этом случае масса материала будет двигаться совместно с массой жёлоба, а сила сопротивления будет зависеть только от силы трения жёлоба по направляющей.

С целью упрощения расчетов, в данном задании рекомендуется принять допущение, что при прямом движении жёлоба груз движется вместе с жёлобом (нет относительного движения), а при обратном ходе жёлоб и груз имеют разные скорости, т. е. движутся отдельно, что обеспечивает транспортировку груза слева направо.

Примечание: При раздельном движении жёлоба и груза последний движется с постоянным ускорением, т. к. на него действует постоянная сила трения со стороны жёлоба. Из этого допущения следует, что при прямом ходе на жёлоб действует сила сопротивления (сила трения) только со стороны направляющей (P_{c1}), а при обратном ходе – со стороны направляющей и со стороны груза (P_{c2}), т. е. при обратном ходе сила сопротивления больше, чем при прямом ($P_{c2} > P_{c1}$). Это обстоятельство следует учесть при приведении сил.

При приведении масс также следует учитывать принятое допущение, т. е. при прямом ходе необходимо учесть в качестве массы ползуна 5 сумму масс жёлоба и груза, т. к. они движутся совместно, а при обратном ходе в массу ползуна 5 включают только массу жёлоба, а масса груза не учитывается, т. к. она движется в этом случае самостоятельно и не влияет на общую инертность механизма.

ЗАДАНИЕ 6. Механизмы воздушного компрессора (исходные данные в табл. П6 и на рис.6)

Основной рычажный механизм поршневого воздушного двухступенчатого компрессора представляет собой рядный центральный (без эксцентриситета) кривошипно-ползунный механизм, включающий в свой состав две группы ассура II-го класса 2-го порядка 2-го вида (шатунно-поршневые группы 2-3 и 4-5) и исходный механизм I-го класса – кривошип 1 и стойка 0 (коленчатый вал и блок цилиндров).

На индикаторных диаграммах (зависимостях давления воздуха в цилиндрах от перемещения поршней S) двух ступеней компрессора стрелками обозначено направление движения поршня.

В I-й ступени на фазах движения поршня 2 и 3 выполняется полезная (отрицательная по знаку) работа (по преодолению силы сопротивления воздуха при его сжатии и выталкивании), на фазе 4 – остаток сжатого воздуха в цилиндре возвращает часть запасенной потенциальной энергии в виде положительной работы, а на фазе 1 – при нулевом давлении впускаемого воздуха в цилиндр работа не выполняется вообще.

Во II-й ступени на фазах 2, 3 и 4 происходят те же явления, только при более высоком давлении воздуха в цилиндрах, а на фазе 1 – воздух после сжатия в I-й ступени поступает в цилиндр II-й ступени под давлением p_{1max} и при этом выполняется значительная положительная работа.

Индикаторные диаграммы (рис. 6, б и в) следует построить по данным таблиц на листе 1 проекта рядом с кинематической схемой рычажного механизма или на миллиметровке в расчетно-пояснительной записке.

На схеме кулачкового нецентрального механизма задания (рис. 6, е) представлен один из кулачков с роликовым возвратно-поступательно движущимся толкателем. Кулачок необходимо спроектировать по заданным: графику аналога ускорения $\frac{d^2S}{d\varphi}$ толкателя (рис. 6, д), отношению ускорений a_1/a_2 , фазовым углам поворота кулачка $\varphi_{\Pi} = \varphi_0$ и $\varphi_{ВВ} = 0$, ходу толкателя h , эксцентриситету e , допускаемому углу давления $\vartheta_{дон}$.

Кулачковый механизм приводится в движение с помощью простой зубчатой передачи с колесами a и b .

Привод компрессора от электродвигателя производится посредством планетарной передачи Джемса с зубчатыми колесами 1, 2, 2', 3 и водилом h (рис. 6, з).

ЗАДАНИЕ 7. Механизм привода глубинного насоса (исходные данные в табл. П7 и на рис. 7)

Основной рычажный механизм глубинного насоса представляет собой кривошипно-коромысловый механизм, включающий в свой состав три группы Ассура II-го класса 2-го порядка: 1-го вида (звенья 2 и 3); 1-го вида (звенья 4 и 5); 2-го вида (звенья 6 и 7). Передача движения на выходное звено (штангу 7) механизма осуществляется двумя шатунами (4 и 6) с использованием шарнира D , траектория движения которого (т. н. шатунная кривая) близка к вертикальной прямой. Это обеспечивает отсутствие перекоса (т. е. поперечных вредных нагрузок) штанги 7.

С противоположной стороны от шарнира D на шатуне 4 в точке F устанавливается массивный противовес, предназначенный для уравнивания большой массы штанги и массы поднимаемого столба жидкости (воды или нефти). Массы звеньев 2, 3, 4, 5 и 6 значительно меньше указанных выше масс противовеса, штанги и столба поднимаемой жидкости, поэтому при расчетах закона движения главного вала машины и момента инерции маховика ими можно пренебречь.

Привод глубинного насоса от электродвигателя осуществляется последовательно через двухрядный планетарный зубчатый механизм Джемса 3 зубчатыми колесами 1, 2, 3, 1', 2', 3' и водилами h и h' , а также через простую зубчатую передачу с колесами a и b .

Кулачковый механизм машины (рис. 7, в) предназначен для привода вспомогательного плунжерного насоса (последний в задании не показан), обслуживающий систему смазки шарниров глубинного насоса. Кулачок необходимо спроектировать по заданным: графику аналога углового ускорения $d^2\psi/d\varphi^2$ коромыслового

толкателя, угловому ходу толкателя ψ_{\max} , длине коромысла l , фазовым углам поворота кулачка $\varphi_n = \varphi_0$ и $\varphi_{\text{ВВ}}$, допускаемому углу давления $\vartheta_{\text{доп}}$.

ЗАДАНИЕ 8. Механизмы дизель-воздушной установки (исходные данные в табл. П 8 и на рис. 8)

Основной рычажный механизм V-образной дизель-воздушной установки (рис. 8, а) представляет собой центральный (без эксцентриситета) кривошипно-ползунный механизм, включающий в свой состав две группы Ассура II-го класса 2-го порядка 2-го вида (шатунно-поршневые группы) и исходный механизм I-го класса – кривошип 1 и стойка 0 (коленчатый вал и блок цилиндров).

Дизель имеет двухтактный цикл работы. На индикаторной диаграмме (зависимости давления газов p в цилиндрах от перемещения поршней S) стрелками показано направление перемещения поршня на различных тактах рабочего цикла (рис. 8, б). При движении поршня от ВМТ к НМТ выполняется положительная работа, а в обратном направлении – отрицательная.

Индикаторную диаграмму следует построить по данным таблицы на листе №1 проекта рядом с кинематической схемой рычажного механизма или на миллиметровке в расчетно-пояснительной записке, согласовав размер диаграммы по оси S с ходом поршня H . Размер диаграммы по оси давления p можно выбрать произвольно.

Управление клапанами системы газораспределения дизеля осуществляется кулачковым механизмом (рис. 8, д). На схеме центрального (без эксцентриситета) кулачкового механизма задания представлен один из кулачков с роликовым возвратно-поступательно движущимся толкателем. Кулачок необходимо спроектировать по заданным: графику изменения аналога ускорения $d^2S/d\varphi^2$ толкателя (рис. 8, е), отношению ускорений $a_1/a_2 = 1$, фазовым углом поворота кулачка φ_n , φ_0 и $\varphi_{\text{ВВ}} = 0$, ходу толкателя h , допускаемому углу давления $\vartheta_{\text{доп}}$.

Привод дизеля от электрического стартера во время заводки осуществляется через зубчатые колеса a и b .

Привод воздухоудвки от дизеля производится посредством планетарной передачи Джемса с зубчатыми колесами 1, 2, 2', 3 и водилом h (рис. 8, в).

ЗАДАНИЕ 9. Механизмы четырехтактного ДВС (исходные данные в табл. П 9 и на рис. 9)

Основной рычажный механизм оппозитного поршневого ДВС (рис. 9, а) представляет собой центральный (без эксцентриситета) кривошипно-ползунный механизм, включающий в свой состав две группы Ассура II-го класса 2-го порядка

2-го вида (шатунно-поршневые группы 2-3 и 4-5) и исходный механизм I-го класса – кривошип 1 и стойка 0 (коленчатый вал и блок цилиндров).

ДВС имеет 4-х тактный цикл работы. На индикаторной дитаграмме (зависимости давления газов p в цилиндрах от перемещения поршней S) стрелками показано направление перемещения поршня на различных тактах рабочего цикла рис. 9, б). На такте расширения 3 выполняется положительная работа (направления силы давления газов и перемещения поршня совпадают). На остальных трех тактах выполняется отрицательная работа.

Индикаторную диаграмму следует построить по данным таблицы на листе №1 проекта рядом с кинематической схемой рычажного механизма или на миллиметровке в расчетно-пояснительной записке, согласовав размер диаграммы по оси S с ходом поршня H . Размер диаграммы по оси p можно выбрать произвольно.

Управление клапанами системы газораспределения ДВС осуществляется кулачковым механизмом (рис. 9, з). На схеме кулачкового механизма задания представлен один из кулачков с тарельчатым возвратно-поступательно движущимся толкателем. Кулачок необходимо спроектировать по заданным: графику изменения аналога ускорения $d^2S/d\varphi^2$ толкателя (рис. 9, д), отношению ускорений $a_1/a_2=1$, фазовым углам поворота кулачка $\varphi_{\text{п}} = \varphi_0$ и $\varphi_{\text{ВВ}} = 0$, ходу толкателя h .

Трансмиссия машины включает в свой состав планетарную ступень привода компрессора (на схеме не показан) с зубчатыми колесами 1, 2, 3 и водилом h , а также простую ступень привода кулачкового вала с колесами a и b (рис. 9, в).

ЗАДАНИЕ 10. Механизмы трактора (исходные данные в табл. П10 и на рис. 10)

Основной рычажный механизм силовой установки (рядного поршневого двигателя внутреннего сгорания – ДВС) трактора (рис. 10, а) представляет собой центральный (без эксцентриситета) кривошипно-ползунный механизм, включающий в свой состав две группы Ассур II-го класса 2-го порядка 2-го вида (шатунно-поршневые группы 2-3 и 4-5) и исходный механизм I-го класса – кривошип 1 и стойка 0 (коленчатый вал и блок цилиндров).

ДВС имеет 4-х тактный цикл работы. На индикаторной диаграмме (зависимости давления газов p в цилиндрах от перемещения поршней S) стрелками показано направление перемещения поршня на различных тактах рабочего цикла (рис. 10, б). На такте расширения 3 выполняется положительная работа (направления силы давления газов и перемещения поршня совпадают). На остальных трех тактах выполняется отрицательная работа.

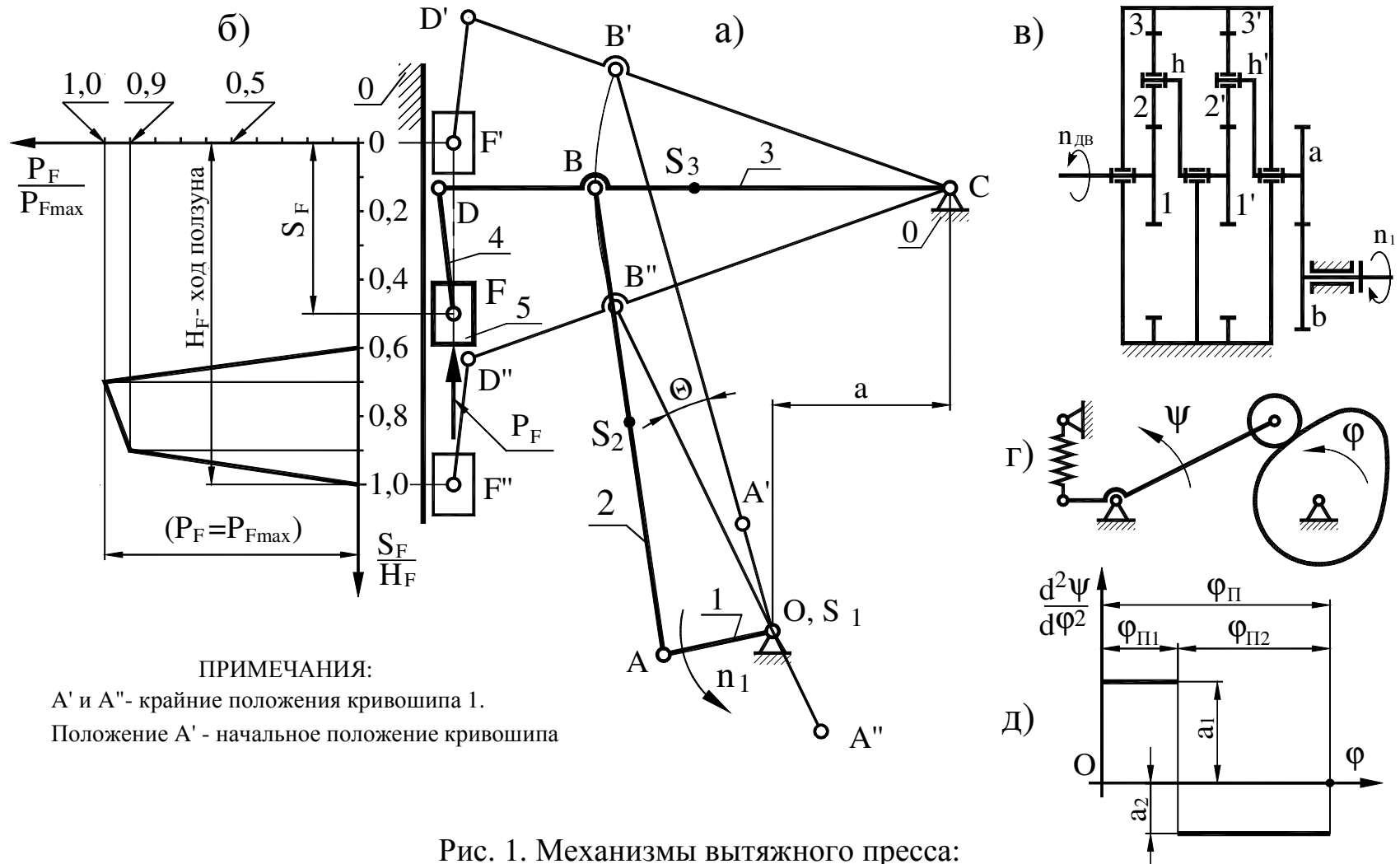
Индикаторную диаграмму следует построить по данным таблицы на листе №1 проекта рядом с кинематической схемой рычажного механизма или на миллиметровке в расчетно-пояснительной записке, согласовав размер диаграммы по оси S с ходом поршня H . Размер диаграммы по оси p можно выбрать произвольно.

Управление клапанами системы газораспределения ДВС осуществляется кулачковым механизмом (рис. 10, *з*). На схеме кулачкового механизма задания представлен один из кулачков с роликовым возвратно-поступательно движущимся толкателем. Кулачок необходимо спрофилировать по заданным: графику изменения аналога ускорения $d^2S/d\varphi^2$ толкателя (рис. 10, *д*), отношению ускорений a_1/a_2 , фазовым углам поворота кулачка $\varphi_{\text{п}} = \varphi_0$ и $\varphi_{\text{вв}}$, ходу толкателя h , допускаемому углу давления $\vartheta_{\text{доп}}$.

Трансмиссия трактора включает в свой состав планетарную ступень привода движителя с зубчатыми колесами 1, 2, 3 и водилом h , а также простую ступень привода кулачкового вала с колесами a и b (рис. 10, *в*).

Задание 1

Механизмы вытяжного пресса (исходные данные в табл. П1)



ПРИМЕЧАНИЯ:

A' и A'' - крайние положения кривошипа 1.

Положение A' - начальное положение кривошипа

Рис. 1. Механизмы вытяжного пресса:

а) - рычажный механизм; б) - график изменения усилия вытяжки; в) - схема планетарной и простой ступеней редуктора; г) - схема кулачкового механизма; д) - график изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица П1 (к заданию №1 “Вытяжной пресс”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений				
				А	Б	В	Г	Д
1	Ход ползуна 5	H	м	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42
2	Коэффициент изменения скорости ползуна	K_V		1,12	1,14	1,16	1,18	1,20
3	Длина рычага ВС	l_{BC}	м	0,32	0,35	0,36	0,38	0,4
4	Координата центра кривошипа	a	м	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22
5	Частота вращения электродвигателя	$n_{ДВ}$	об/мин	970	970	970	970	970
6	Частота вращения кривошипа 1 и кулачка	$n_1 = n_k$	об/мин	35	36	38	40	42
7	Массы звеньев рычажного	$m_2 = m_3$	кг	14	15	16	17	18
8		m_5	кг	42	44	46	48	50
9	Приведенный к звену 1 момент инерции кривошипа, редуктора и двигателя	$J_{S_1}^{np}$	кг·м ²	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4
10	Максимальное усилие вытяжки	$P_{F_{max}}$	кН	45	50	55	60	65
11	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа 1	δ	-	1/11	1/12	1/14	1/16	1/18
12	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3
13	Числа зубьев простой передачи	z_a	-	9	10	11	12	13
14		z_a	-	13	14	15	16	17
15	Модуль зубчатых колес z_a, z_b	m	мм	6	6	3,5	3,5	3,5
16	Длина коромысла кулачкового механизма	l	м	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24
17	Угловой ход коромысла	Ψ_{max}	град	25	24	23	22	20
18	Отношение величин ускорений коромысла	a_1/a_2	-	1,75	1,8	1,5	1,5	1,6
19	Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_{II} = \varphi_0$	град	60	70	60	70	78
20		$\varphi_{В.В.}$	град	20	10	0	20	10
21	Допускаемый угол давления	$\vartheta_{доп}$	град	42	40	38	42	40

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 3 определить по формуле: $J_{S_i} = m_i \cdot l_i^2 / 9$

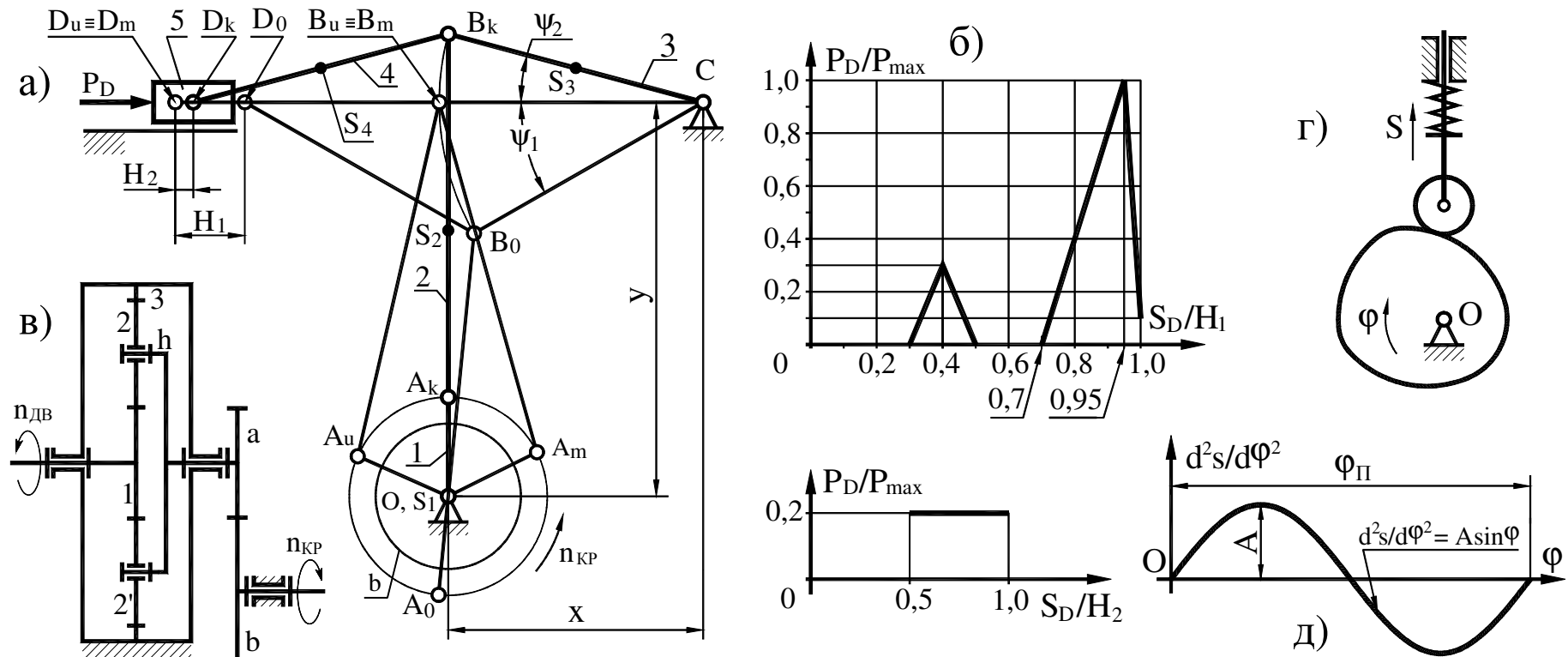
Таблица П1 (продолжение)

№ п/п	Обозначение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	H	0,3	0,26	0,28	0,27	0,25	0,3	0,22	0,3	0,35	0,24
2	K_V	1,25	1,1	1,22	1,12	1,23	1,14	1,24	1,16	1,21	1,18
3	l_{BC}	0,28	0,26	0,27	0,28	0,24	0,3	0,21	0,29	0,33	0,25
4	a	0,16	0,13	0,14	0,14	0,13	0,15	0,11	0,15	0,17	0,12
5	n	940	960	960	960	1440	1440	1420	1440	940	1440
6	$n_{ДВ} = n$	9	11	8	12	8	13	7	13	11	10
7	$m_2 = m_3$	12	10	11	10	10	14	9	12	14	11
8	m_5	30	32	35	37	40	42	35	40	30	37
9	$J_{S_1}^{np}$	2,0	2,4	2,6	2,5	2,2	2,0	2,2	2,2	2,4	2,0
10	$P_{F_{\max}}$	36	40	38	42	40	37	32	39	45	35
11	δ	1/9	1/10	1/12	1/10	1/9	1/8	1/9	1/10	1/12	1/8
12	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
13	z_a	10	9	10	10	11	12	11	10	13	13
14	z_a	16	17	15	17	16	19	18	16	18	20
15	m	5	5	5	5	5	4	5	5	4	4
16	l	0,16	0,17	0,18	0,14	0,16	0,17	0,18	0,19	0,15	0,16
17	Ψ_{\max}	25	22	20	25	27	18	20	22	24	20
18	a_1/a_2	1,75	1,6	1,8	1,4	1,5	1,4	1,5	1,8	1,6	1,5
19	$\varphi_{II} = \varphi_0$	60	65	70	60	60	72	70	56	78	65
20	$\varphi_{B.V.}$	10	10	10	15	10	10	10	10	15	10
21	$\vartheta_{ДОП}$	40	45	45	40	40	45	40	45	40	45

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 3 определить по формуле: $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 10$

Задание 2

Механизмы гайковырубного автомата (исходные данные в табл. П2)



ПРИМЕЧАНИЯ:

A_u и A_m - положения кривошипа, при которых ползун 5 занимает крайнее левое положение. A_k и A_0 - положения кривошипа, при которых коромысло 3 занимает, соответственно, крайние верхнее и нижнее положения, причем положение A_0 принимается за начальное. Ход ползуна H_1 соответствует углу ψ_1 , а ход H_2 - углу ψ_2 поворота рычага 3

Рис. 2. Механизмы гайковырубного автомата:

а) - рычажный механизм перемещения ползуна б) - график силы сопротивления; в) - схема планетарной и простой ступеней редуктора; г) - схема кулачкового механизма; д) - график изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма

Таблица П2 (к заданию №2 “Гайковырубной автомат”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений				
				А	Б	В	Г	Д
1	Ход ползуна 5	H_1	м	0,056	0,062	0,066	0,068	0,074
2		H_2	м	0,022	0,025	0,026	0,027	0,028
3	Размеры звеньев рычажного механизма $l_{AS2} = 0,5l_{AB}; l_{BS3} = 0,5l_{BC}; l_{BS4} = 0,5l_{BD}$	$l_{BC} = l_{BD}$	м	0,25	0,27	0,28	0,29	0,30
4	Координаты центра кривошипа 0	a	м	0,24	0,26	0,27	0,28	0,29
		b	м	0,45	0,48	0,50	0,52	0,54
5	Частота вращения электродвигателя	$n_{ДВ}$	об/мин	1440	1440	1440	1440	1440
6	Частота вращения кривошипа 1 и кулачка	$n_1 = n_к$	об/мин	118	125	130	138	145
7	Массы звеньев рычажного механизма	m_2	кг	11	12	13	14	15
		$m_3 = m_4$	кг	14	16	18	20	22
		m_5	кг	62	66	70	74	78
8	Приведенный к звену 1 момент инерции кривошипа, редуктора и двигателя	$J_{S_1}^{np}$	кг·м ²	7,2	7,6	8,0	8,4	8,8
9	Максимальная сила сопротивления	P_{Dmax}	кН	65	70	75	80	85
10	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа 1	δ	-	1/12	1/14	1/16	1/18	1/20
11	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3
12	Числа зубьев колес простой передачи	z_a	-	9	10	11	12	13
		z_b	-	16	17	18	19	20
13	Модуль зубчатых колес	m	мм	5	5	5	5	5
14	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,014	0,015	0,016	0,018	0,020
15	Фазовые углы поворота кулачка ($\varphi_{В.В.} = 20^\circ$)	$\varphi_{П} = \varphi_0$	град	55	60	65	70	78
16	Допускаемый угол давления	$\vartheta_{доп}$	град	30	28	24	25	26

Примечание: Моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формуле. $J_{S_i} = m_i \cdot l_i^2 / 9$

Таблица П2 (продолжение)

№ п/п	Обозна- чение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	H_1	0,051	0,06	0,054	0,07	0,048	0,064	0,077	0,049	0,058	0,075
2	H_2	0,02	0,028	0,023	0,034	0,017	0,03	0,027	0,032	0,025	0,026
3	$l_{BC} = l_{BD}$	0,25	0,29	0,28	0,30	0,22	0,28	0,31	0,26	0,26	0,31
4	a	0,24	0,27	0,27	0,29	0,21	0,27	0,30	0,25	0,25	0,29
	b	0,45	0,43	0,50	0,45	0,40	0,50	0,47	0,45	0,39	0,55
5	$n_{ДВ}$	860	940	960	1440	1460	940	960	1440	1460	860
6	$n_1 = n_k$	95	90	100	120	130	80	85	135	140	90
7	m_2	11	10	12	10	9	12	11	11	9	13
	$m_3 = m_4$	15	17	16	20	13	18	19	16	16	18
	m_5	60	62	56	70	46	65	67	57	58	63
8	$J_{S_1}^{np}$	6,3	8,2	5,2	6,8	7,0	8,7	7,7	6,7	5,2	7,0
9	$P_{Dмакс}$	60	65	70	58	55	52	53	54	60	70
10	δ	1/10	1/9	1/8	1/12	1/15	1/11	1/13	1/10	1/9	1/8
11	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	
12	z_a	8	9	13	12	11	10	12	9	11	10
	z_b	14	14	17	15	17	16	16	13	16	14
13	m	4	5	5	6	6	3,5	3,5	7	3,5	7
14	h	0,015	0,016	0,017	0,018	0,02	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016
15	$\varphi_{\Pi} = \varphi_0$	45	50	55	60	55	50	45	50	55	60
16	$\vartheta_{доп}$	25	26	27	28	30	28	26	30	25	27

Примечание: Моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формуле. $J_{S_i} = m_i \cdot l_i^2 / 10$

Задание 3

Механизмы поперечно-строгального станка (исходные данные в табл. ПЗ)

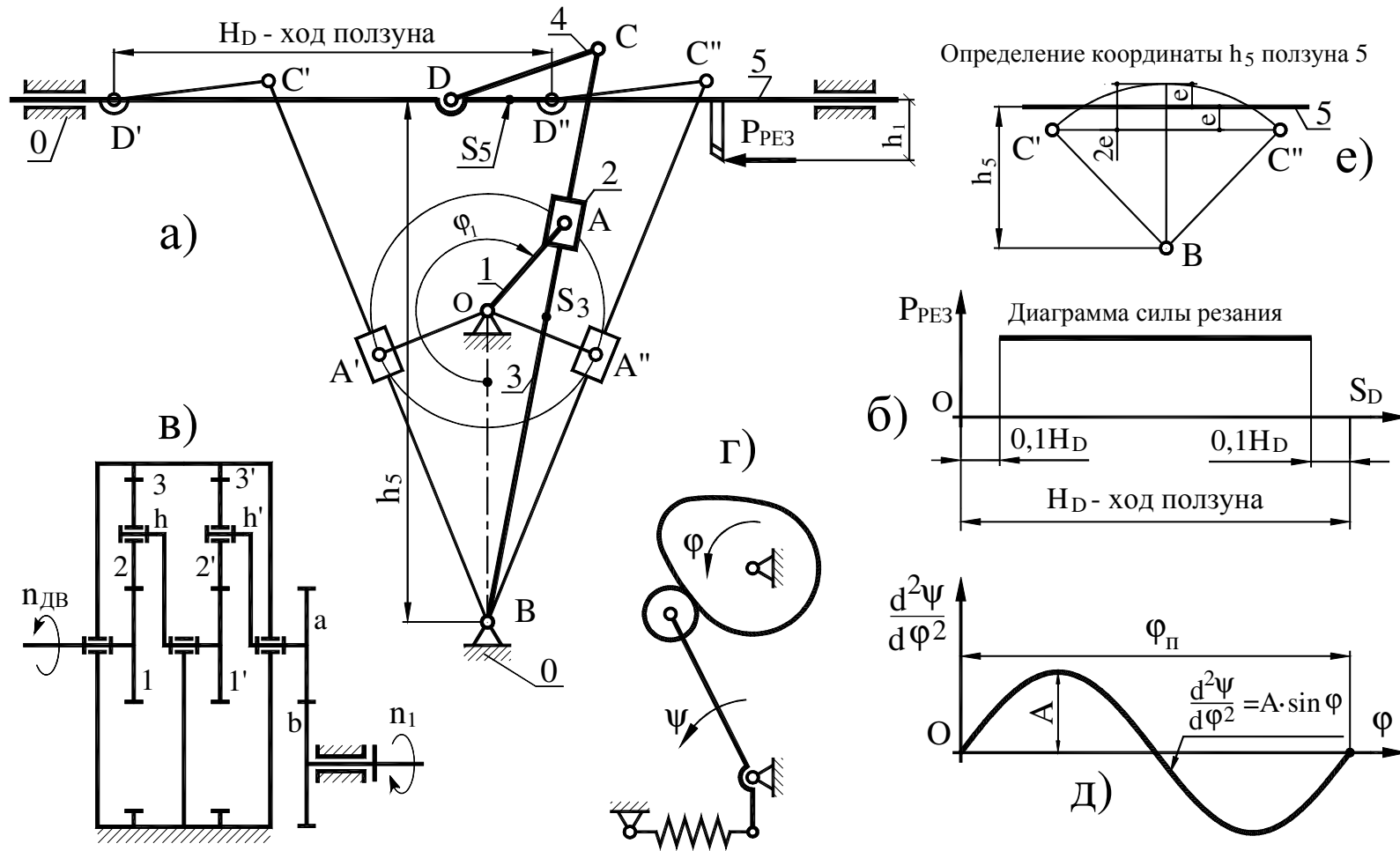


Рис. 3. Механизмы поперечно-строгального станка:

а) - кривошипно-кулисный механизм привода суппорта; б) - диаграмма силы резания; в) - схема планетарной и простой ступеней редуктора; г) - кулачковый механизм подачи стола; д) - график изменения аналога ускорения кулачкового механизма; е) - графический способ определения координаты h_5

Таблица ПЗ (к заданию №3 “Поперечно-строгальный станок”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений				
				А	Б	В	Г	Д
1	Длина кривошипа 1	l_{OA}	м	0,085	0,095	0,105	0,115	0,125
2	Ход ползуна 5	H	м	0,22	0,26	0,36	0,38	0,43
3	Коэффициент изменения скорости ползуна	K_V	-	1,33	1,52	1,58	1,62	1,70
4	Длина шатуна 4	l_{CD}	м	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
5	Вылет резца	h_1	м	0,15	0,15	0,12	0,12	0,12
6	Частота вращения электродвигателя	$n_{ДВ}$	об/мин	1450	1450	1450	1450	1450
7	Частота вращения кривошипа 1 и кулачка	$n_1 = n_k$	об/мин	52	54	56	58	60
8	Массы звеньев рычажного механизма	m_3	кг	15	17	19	21	23
9		m_5	кг	42	44	46	48	50
10	Приведенный к оси кривошипа момент инерции двигателя, редуктора и кривошипа	$J_{S_1}^{np}$	кг·м ²	22	25	28	30	32
11	Сила резания	$P_{рез}$	кН	2,5	2,3	2,0	2,6	2,8
12	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	-	1/30	1/25	1/24	1/22	1/20
13	Положение кривошипа 1 при силовом расчете механизма	φ_1	град	120	150	180	210	240
14	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3
15	Числа зубьев колес простой передачи	z_a	-	9	10	11	12	13
		z_b	-	16	17	18	19	20
16	Модуль зубчатых колес z_a, z_b	m	мм	4	3.5	3.5	2.5	2.5
17	Длина коромысла кулачкового механизма	l	м	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19
18	Угловой ход коромысла	$\Psi_{макс}$	град	20	24	22	21	23
19	Фазовые углы поворота кулачка ($\varphi_{В.В.}=20^0$)	$\varphi_{II} = \varphi_0$	град	60	65	70	65	70
20	Допускаемый угол давления	$\vartheta_{ДОП}$	град	34	38	42	34	38

Примечание: Момент инерции кулисы определить по формуле: $J_{S_3} = m \cdot l_{BC}^2 / 9$. Координату направляющей ползуна 5 h_5 определить по формуле: $h_5 = 0,25 \cdot H \cdot (\frac{1}{\sin \theta/2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \theta/2})$, где $\theta = 180^\circ \cdot (K_V - 1) / (K_V + 1)$ Величину h_5 можно определить и графически, как это показано на рисунке 5, е

Таблица ПЗ (продолжение)

№ п/п	Обозначение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	l_{OA}	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13	0,09	0,1	0,11	0,12
2	H	0,25	0,27	0,3	0,35	0,4	0,42	0,3	0,32	0,34	0,36
3	K_V	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,66	1,4	1,45	1,5	1,55
4	l_{CD}	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
5	h_1	0,13	0,10	0,13	0,11	0,12	0,14	0,15	0,10	0,11	0,12
6	$n_{ДВ}$	1420	1440	950	1430	1410	1250	1100	1440	1350	1410
7	$n_1 = n_k$	71	72	68	74	72	72	70	75	65	82
8	m_3	17	16	18	19	20	19	20	19	18	18
9	m_5	40	35	50	50	50	40	60	50	40	45
10	$J_{S_1}^{np}$	26	22	35	30	36	28	40	30	28	27
11	$P_{рез}$	1,8	2,0	1,6	1,7	1,9	2,2	2,4	2,6	2,0	2,5
12	δ	1/30	1/20	1/25	1/30	1/20	1/25	1/30	1/25	1/20	1/30
13	φ_1	120	150	210	240	210	150	120	150	210	240
14	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
15	z_a	8	9	10	11	12	13	9	10	11	12
	z_b	16	15	12	15	15	15	13	14	17	17
16	m	10	12	8	14	15	16	15	14	12	10
17	l	0,14	0,12	0,15	0,14	0,13	0,12	0,15	0,16	0,14	0,12
18	$\Psi_{макс}$	20	16	15	17	18	15	20	22	25	18
19	$\varphi_{II} = \varphi_0$	65	60	70	50	65	60	65	50	65	60
20	$\vartheta_{ДОП}$	35	30	32	35	30	32	40	36	30	35

Примечание: Момент инерции кулисы определить по формуле: $J_{S_3} = m \cdot l_{BC}^2 / 10$. Координату направляющей ползуна 5 h_5 определить по формуле: $h_5 = 0,25 \cdot H \cdot (\frac{1}{\sin \theta/2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \theta/2})$, где $\theta = 180^\circ \cdot (K_V - 1) / (K_V + 1)$. Величину h_5 можно определить и графически, как это показано на рисунке 5, е

Задание 4

Механизмы долбежного станка (исходные данные в табл. П4)

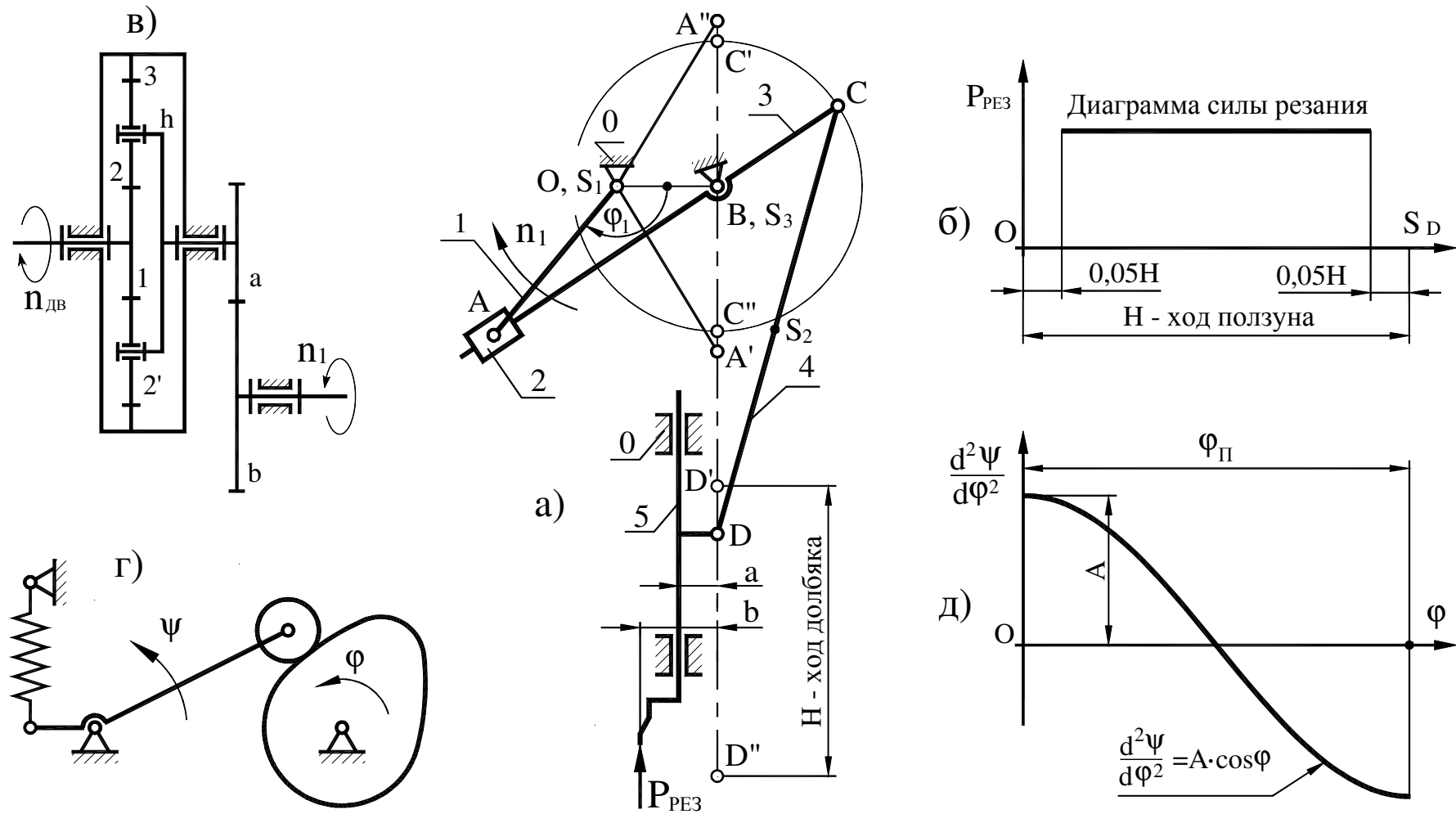


Рис. 4. Механизмы долбежного станка:

а) - рычажный механизм перемещения долбьяка; б) - диаграмма силы резания; в) - схема планетарной и простой ступеней редуктора; г) - кулачковый механизм подачи стола; д) - график изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица П4 (к заданию №4 “Долбежный станок”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений				
				А	Б	В	Г	Д
1	Ход долбяка	H	м	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14
2	Коэффициент изменения скорости долбяка	K_V	-	2,15	1,95	1,85	1,75	1,65
3	Длина шатуна 4 ($l_{CS4} = 0,5l_{CD}$)	l_{CD}	м	0,18	0,20	0,21	0,23	0,25
4	Длина кривошипа 1	l_{OA}	м	0,08	0,085	0,09	0,095	0,10
5	Частота вращения электродвигателя	$n_{ДВ}$	об/мин	1470	1470	1470	1470	1470
6	Частота вращения кривошипа 1 и кулачка	$n_I = n_K$	об/мин	250	240	230	220	210
7	Массы звеньев рычажного механизма	m_3	кг	18	20	22	24	26
8		m_4	кг	4	4	5	5	6
9		m_5	кг	24	28	30	30	32
10	Приведенный к кривошипу момент инерции кривошипа, редуктора и двигателя	$J_{S_1}^{np}$	кг·м ²	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
11	Сила резания	$P_{рез}$	кН	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
12	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	-	1/45	1/42	1/40	1/38	1/35
13	Положение кривошипа при силовом расчете	φ_l	град	90	120	150	180	210
14	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3
15	Числа зубьев колес простой передачи	z_a	-	14	13	12	11	10
16		z_b	-	20	18	16	15	13
17	Модуль зубчатых колес z_a, z_b	m	мм	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0
18	Длина коромысла кулачкового механизма	l	м	0,18	0,20	0,21	0,22	0,23
19	Угловой ход коромысла	Ψ_{\max}	град	26	24	22	23	25
20	Фазовые углы поворота кулачка ($\varphi_{B.B.} = 20^\circ$)	$\varphi_{\Pi} = \varphi_0$	град	50	60	70	50	60
21	Допускаемый угол давления	$\vartheta_{\text{доп}}$	град	38	40	35	40	35

Примечание: Массы и инерции звеньев 3 и 4 определить по формуле: $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 7$.

Длину звена 3 определить по формуле: $l_3 = l_{OA} + l_{OB} + l_{BC} + 0,2 \cdot l_{OA}$

Таблица П4 (продолжение)

№ п/п	Обозна- чение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	H	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24
2	K _V	2,2	2,1	2,0	1,9	1,85	1,8	1,75	1,7	1,65	1,6
3	l _{CD}	0,27	0,28	0,3	0,32	0,33	0,35	0,36	0,38	0,4	0,42
4	l _{OA}	0,11	0,115	0,12	0,125	0,13	0,135	0,14	0,145	0,15	0,155
5	n _{ДВ}	1460	1430	1430	1430	1430	970	1430	1430	950	970
6	n ₁ =n _к	200	170	180	190	160	105	150	120	80	110
7	m ₁	20	20	22	23	24	25	26	27	27	28
8	m ₂	5	5,5	6	6,5	7	7,5	7,5	8,0	8,0	8,5
9	m ₃	30	32	34	35	36	37	38	39	40	42
10	J _{S₁} ^{np}	2,5	2,7	2,9	3,0	3,2	4,0	3,4	3,5	5,0	5,5
11	P _{рез}	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,65	1,7	1,75	1,8	1,85
12	δ	1/40	1/30	1/30	1/35	1/25	1/20	1/25	1/20	1/15	1/20
13	φ ₁	90	120	150	180	210	240	270	240	210	150
14	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
15	z _a	12	11	8	10	9	12	9	10	9	11
16	z _b	17	16	15	14	13	15	11	16	17	14
17	m	5	4	5	4	5	4	5	4	5	4
18	l	0,30	0,25	0,28	0,27	0,26	0,25	0,26	0,27	0,29	0,32
19	Ψ _{макс}	20	18	15	16	18	20	22	25	16	15
20	φ _п = φ ₀	55	60	65	70	65	60	55	60	65	55
21	ϑ _{доп}	35	32	34	33	36	37	40	35	30	38

Примечание: Массы и инерции звеньев 3 и 4 определить по формуле: $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 6$.

Длину звена 3 определить по формуле: $l_3 = l_{OA} + l_{OB} + l_{BC} + 0,2 \cdot l_O$

Задание 5

Механизмы качающегося конвейера (исходные данные в табл. П5)

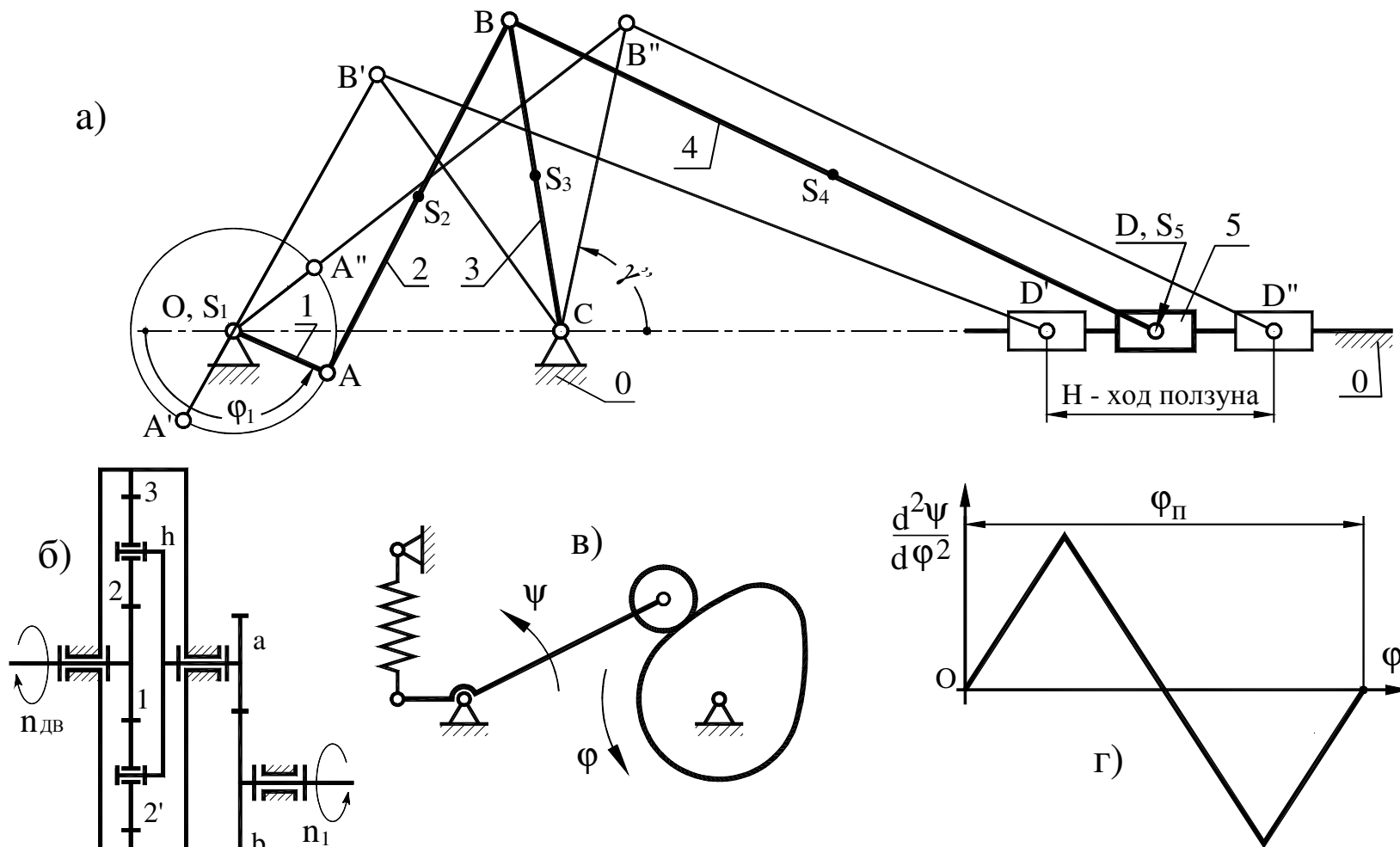


Рис. 5. Механизмы качающегося конвейера:

- а) - рычажный механизм перемещения транспортирующего желоба; б) - схема планетарной и простой ступеней редуктора; в) - кулачковый механизм подачи материала на конвейер; г) - график изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица П5 (к заданию №5 “Качающийся конвейер”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений				
				А	Б	В	Г	Д
1	Ход желоба 5	H	м	0,34	0,35	0,32	0,37	0,38
2	Коэффициент изменения скорости желоба 5	K_V	-	1,30	1,32	1,28	1,26	1,24
3	Координата крайнего положения коромысла	γ'	град	10	12	12	15	15
4	Длина коромысла 3	l_{BC}	м	0,45	0,46	0,47	0,48	0,50
5	Длина шатуна 4	l_{BD}	м	0,75	0,78	0,77	0,78	0,80
6	Частота вращения электродвигателя	$n_{ДВ}$	об/мин	950	950	950	950	950
7	Частота вращения кривошипа и кулачка	$n_1 = n_k$	об/мин	110	105	115	120	125
8	Погонная масса звеньев 2, 3 и 4	q	кг/м	60	62	65	68	70
9	Масса желоба (звено 5)	m_5	кг	300	320	350	380	400
10	Масса перемещаемого материала	m_M	кг	650	700	750	800	850
11	Приведенный к звену 1 момент инерции кривошипа, редуктора и электродвигателя	$J_{S_1}^{np}$	кг·м ²	24	26	28	30	32
12	Сила сопротивления при движении желоба слева направо (прямой ход)	P_{C1}	кН	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4
13	Сила сопротивления при обратном ходе	P_{C2}	кН	4,6	4,7	4,8	4,9	5,0
14	Коэффициент неравномерности движения	δ	-	1/14	1/13	1/12	1/11	1/10
15	Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	30	60	90	120	150
16	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3
17	Число зубьев колес простой передачи	z_a	-	9	10	11	12	13
18		z_b	-	15	16	17	18	20
19	Модули колес зубчатых передач	m	мм	7	7	7	7	7
20	Фазовые углы поворота кулачка ($\varphi_{B,B} = 20^\circ$)	$\varphi_{П} = \varphi_0$	град	60	65	70	75	80
21	Угловой ход коромысла	ψ_{\max}	град	20	25	22	21	23
22	Длина коромысла кулачкового механизма	l	м	0,13	0,14	1,15	0,16	0,17
23	Допускаемый угол давления	$\vartheta_{\text{доп}}$	град	36	38	40	42	44

Примечание: Массы и инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формулам: $m_i = q \cdot l_i$; $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 7$

Таблица П5 (продолжение)

№ п/п	Обозначение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	H	0,20	0,24	0,25	0,30	0,27	0,28	0,32	0,35	0,26	0,23
2	K_V	1,25	1,28	1,35	1,40	1,48	1,30	1,38	1,42	1,36	1,44
3	γ''	5	15	10	15	15	8	12	16	7	10
4	l_{BC}	0,30	0,33	0,35	0,39	0,35	0,40	0,40	0,45	0,38	0,32
5	l_{BD}	0,70	0,75	0,70	0,75	0,80	0,75	0,75	0,80	0,75	0,65
6	$n_{ДВ}$	980	980	975	970	930	970	950	930	950	930
7	$n_l = n_k$	100	95	92	82	60	90	88	70	80	65
8	q	56	60	62	66	63	66	68	75	58	52
9	m_5	300	350	360	430	400	410	460	500	380	330
10	m_M	600	700	750	850	800	830	950	1000	760	650
11	$J_{S_1}^{np}$	8	10	11	16	14	15	18	20	12	9
12	P_{C1}	1,1	1,25	1,3	1,5	1,45	1,5	1,7	1,8	1,35	1,2
13	P_{C2}	2,8	3,1	3,2	3,8	3,6	3,7	4,3	4,5	3,4	3
14	δ	1/20	1/19	1/18	1/14	1/10	1/17	1/15	1/13	1/16	1/12
15	φ_l	30	60	90	120	150	330	210	240	270	300
16	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
17	z_a	12	11	9	11	8	10	9	10	8	9
18	z_b	17	16	13	14	13	15	15	14	11	14
19	m	5	5	5	3,5	5	5	3,5	3,5	3,5	3,5
20	$\varphi_{II} = \varphi_0$	85	60	70	60	80	70	85	65	60	70
21	ψ_{\max}	20	22	24	25	24	22	20	22	25	20
22	l	0,12	0,11	0,10	0,11	0,12	0,11	0,10	0,11	0,12	0,11
23	$\vartheta_{\text{ДОП}}$	40	35	45	35	40	30	35	30	40	35

Примечание: Массы и инерции звеньев 2, 3 и 4 определить по формулам: $m_i = q \cdot l$; $J_{S_i} = m_i \cdot l_i^2 / 6$

Задание 6

Механизмы воздушного компрессора (исходные данные в табл. П6)

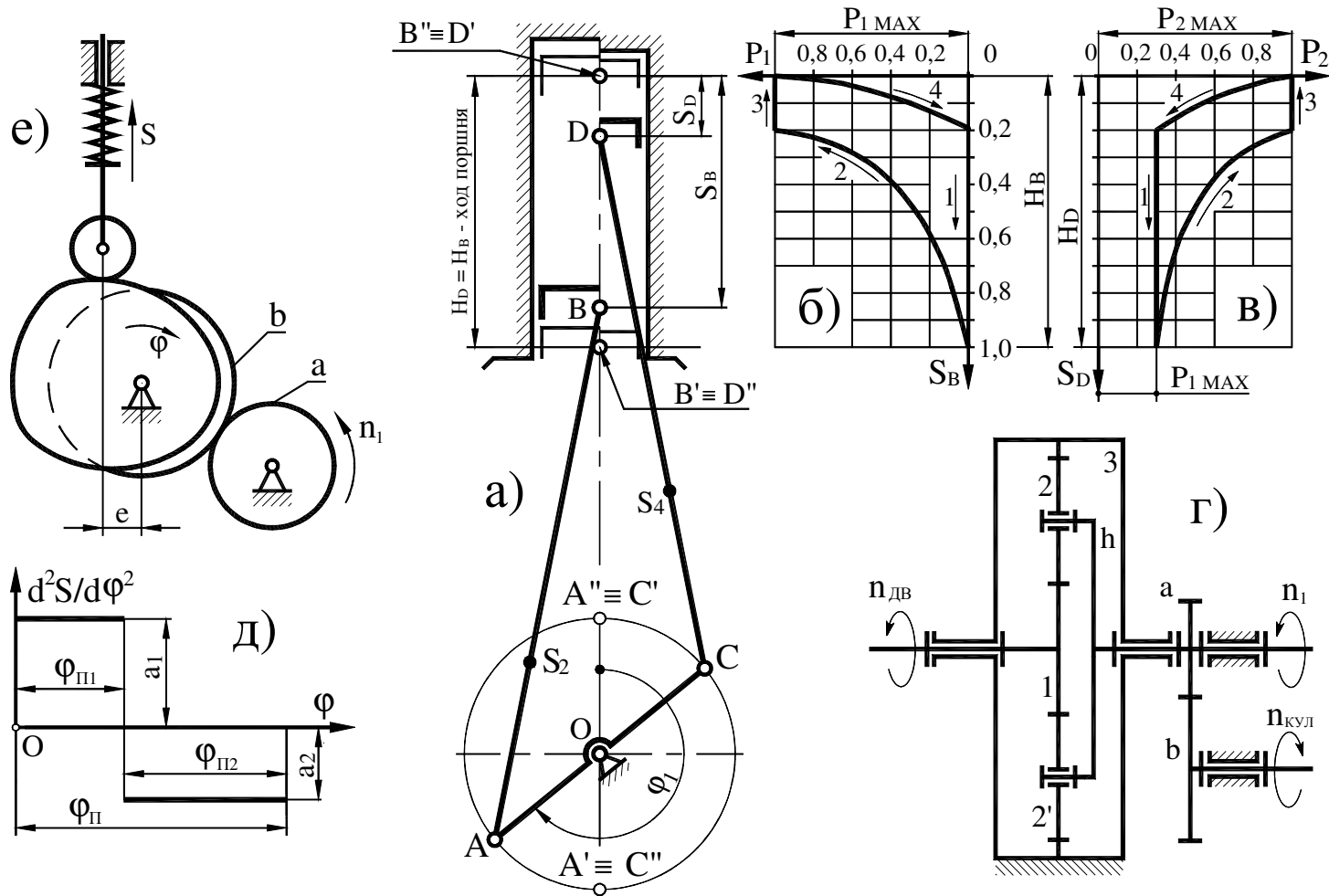


Рис. 6. Механизмы двухступенчатого воздушного компрессора:

- а) - рычажный механизм компрессора; б) - индикаторная диаграмма I ступени компрессора; в) - индикаторная диаграмма II ступени компрессора; г) - схема планетарной и простой ступеней редуктора; д) - график изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма; е) - схема кулачкового механизма с приводом от зубчатых колес

Таблица Пб (к заданию №6 “Двухступенчатый двухцилиндровый воздушный компрессор”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений					
				А	Б	В	Г	Д	
1	Размеры звеньев рычажного механизма	$l_{OA} = l_{OC}$	м	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	
2	$l_{AS2} = l_{CS4} = l_{AB} / 3$	$l_{AB} = l_{CD}$	м	0,28	0,32	0,35	0,40	0,45	
3	Частота вращения электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	2940	2940	2940	2940	2940	
4	Частота вращения коленчатого вала 1	n_1	об/мин	870	850	820	800	760	
5	Массы звеньев рычажного механизма	$m_2 = m_4$	кг	14	15	16	17	18	
6		m_3	кг	35	38	40	42	44	
7		m_5	кг	16	18	20	22	24	
8	Приведенный к звену 1 момент инерции кривошипа, редуктора и электродвигателя	J_{S1}^{np}	кг·м ²	1,2	1,3	1,35	1,4	1,45	
9	Максимальное давление в цилиндрах	I ступени	$p_{1\max}$	МПа	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35
10		II ступени	$P_{2\max}$	МПа	0,94	0,95	0,98	1,05	1,1
11	Диаметры цилиндров	I ступени	d_1	м	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30
12		II ступени	d_2	м	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16
13	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	-	1/75	1/85	1/95	1/75	1/85	
14	Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	30	60	90	120	150	
15	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3	
16	Модули зубчатых колес	m	мм	7	7	7	6	6	
17	Числа зубьев колес привода масляного насоса	z_a	-	10	11	12	13	14	
18		z_b	-	13	14	15	16	17	
19	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,22	0,24	0,20	0,18	0,25	
20	Внеосность толкателя	e	мм	0,005	0,005	0,004	0,004	0,005	
21	Отношение величин ускорений	a_1/a_2	-	2	1,8	1,5	1,6	1,6	
22	Фазовые углы поворота кулачка ($\varphi_{B.B.}=0$)	$\varphi_{п} = \varphi_0$	град	90	80	100	70	80	
23	Допускаемый угол давления	$\vartheta_{доп}$	град	24	23	21	22	25	

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 4 определить по формуле: $J_{si} = m_i \cdot l_i^2 / 9$

Таблица Пб (продолжение)

№ п/п	Обозначение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	$l_{OA} = l_{OC}$	0,14	0,13	0,15	0,12	0,14	0,15	0,14	0,12	0,14	0,13
2	$l_{AB} = l_{CD}$	0,55	0,52	0,62	0,48	0,59	0,60	0,56	0,50	0,60	0,55
3	$n_{дв}$	2990	2950	2940	2930	2920	2910	2950	2940	2930	2900
4	n_1	750	650	655	700	680	600	630	580	600	650
5	$m_2 = m_4$	22	21	25	19	24	24	22	20	24	22
6	m_3	43	50	40	51	42	40	50	44	52	45
7	m_5	26	32	21	36	29	28	35	25	36	30
8	$J_{S_1}^{np}$	1,5	2,3	2,9	3,2	3,5	3,0	2,5	2,8	3,1	3,7
9	$p_{1\max}$	0,24	0,25	0,26	0,27	0,30	0,28	0,25	0,27	0,28	0,30
10	$P_{2\max}$	0,80	0,84	0,87	0,90	1,00	0,94	0,84	0,90	0,94	1,00
11	d_1	0,35	0,37	0,38	0,36	0,31	0,34	0,40	0,38	0,36	0,34
12	d_2	0,20	0,21	0,22	0,20	0,18	0,20	0,23	0,22	0,21	0,18
13	δ	1/80	1/90	1/100	1/90	1/80	1/90	1/100	1/90	1/80	1/100
14	φ_1	30	60	120	150	210	240	300	330	120	30
15	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
16	m	5	5	5	5	5	5	7	7	7	7
17	z_a	9	10	11	12	13	14	10	11	12	13
18	z_b	12	13	14	15	16	17	12	15	16	17
19	h	0,020	0,025	0,018	0,020	0,022	0,025	0,018	0,022	0,020	0,025
20	e	0,005	0,008	0,005	0,006	0,007	0,01	0,06	0,01	0,010	0,012
21	a_1/a_2	2,0	2,2	1,8	1,6	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	1,5
22	$\varphi_{\Gamma} = \varphi_0$	90	112	84	91	105	78	98	75	96	100
23	$\vartheta_{доп}$	20	22	25	24	22	20	22	24	25	20

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 4 определить по формуле: $J_{si} = m_i \cdot l_i^2 / 10$

Задание 7

Механизмы привода глубинного насоса (исходные данные в табл. П7)

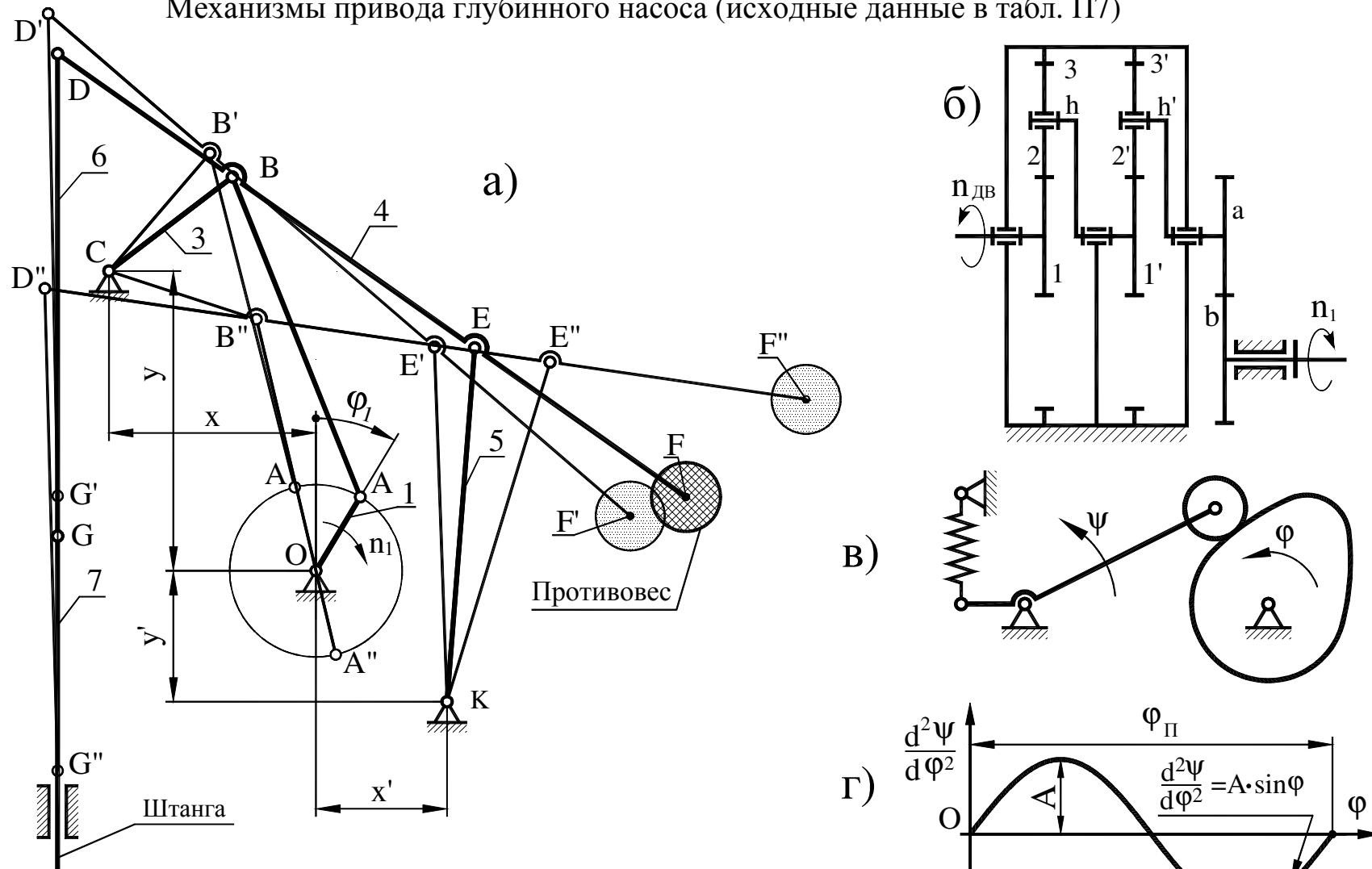


Рис. 7. Механизмы привода глубинного насоса:

- а) - рычажный механизм привода глубинного насоса; б) - схема планетарной и простой ступеней редуктора;
- в) - схема кулачкового механизма; г) - график изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица П7 (к заданию №7 “Глубинный насос”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений				
				А	Б	Д	Г	Д
1	Размеры звеньев рычажного механизма	l_{OA}	м	0,6	0,55	0,45	0,4	0,3
		l_{AB}	м	2,4	2,2	1,8	1,6	1,2
		l_{BC}	м	1,08	0,99	0,81	0,72	0,54
		l_{BD}	м	1,48	1,35	1,107	0,98	0,74
		l_{BE}	м	2,05	1,88	1,54	1,36	1,03
		l_{EK}	м	2,47	2,27	1,85	1,65	1,24
		l_{EF}	м	3,53	3,23	2,65	2,35	1,76
		x	м	1,44	1,32	1,08	0,96	0,72
		y	м	2,09	1,91	1,57	1,39	1,04
		$x_1 = y_1$	м	0,9	0,83	0,68	0,6	0,45
2	Частота вращения электродвигателя	$n_{ДВ}$	об/мин	970	970	1430	1450	1470
3	Частота вращения кривошипа 1	n_1	об/мин	22	28	32	36	42
4	Сила тяжести штанги	$G_{ш}$	кН	16	15	14	12	10
5	Сила тяжести противовеса	G_F	кН	62	60	56	48	45
6	Сила тяжести поднимаемой жидкости	$G_{жс}$	кН	68	65	62	50	48
7	Приведенный к звену 1 момент инерции кривошипа, редуктора и электродвигателя	$J_{S_1}^{np}$	кг·м ²	600	540	520	480	450
8	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	-	1/8	1/9	1/10	1/11	1/12
9	Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	30	60	90	120	150
10	Числа зубьев колес передачи	z_a	-	9	10	11	12	13
11		z_b	-	14	15	16	18	19
12	Модуль зубчатых колес z_a, z_b	m	мм	7	7	7	10	10
13	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3
14	Длина коромысла кулачкового механизма	l	м	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22
15	Угловой ход коромысла	Ψ_{\max}	град	25	25	25	30	20
16	Фазовые углы поворота кулачка ($\varphi_{B.B.} = 20^\circ$)	$\varphi_{\Pi} = \varphi_0$	град	10	10	0	20	20
18	Допускаемый угол давления	$\vartheta_{\text{доп}}$	град	34	36	40	42	44

Таблица П7 (продолжение)

№ п/п	Обозна- чение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	l_{OA}	0,625	0,56	0,50	0,47	0,53	0,58	0,37	0,42	0,31	0,25
	l_{AB}	2,5	2,25	2,0	1,87	2,12	2,33	1,5	1,66	1,25	1,0
	l_{BC}	1,12	1,01	0,9	0,84	0,95	1,05	0,67	0,74	0,56	0,45
	l_{BD}	1,54	1,39	1,23	1,15	1,3	1,44	0,92	1,03	0,77	0,62
	l_{BE}	2,14	1,92	1,71	1,6	1,81	2,0	1,28	1,42	1,07	0,86
	l_{EK}	2,58	2,32	2,06	1,93	2,19	2,4	1,55	1,72	1,29	1,03
	l_{EF}	3,68	3,31	2,94	2,75	3,12	3,43	2,2	2,45	1,84	1,47
	x	1,5	1,35	1,2	1,12	1,27	1,4	0,90	1,0	0,75	0,60
	y	2,18	1,96	1,74	1,63	1,85	2,03	1,3	1,45	1,09	0,87
	$x_I = y_I$	0,94	0,85	0,75	0,70	0,80	0,88	0,56	0,63	0,47	0,38
2	n_{DB}	680	680	920	680	920	680	1420	920	1420	1420
3	n_I	10	12	20	22	18	14	24	22	28	30
4	$G_{ш}$	40	45	25	20	35	30	15	18	17	12
5	G_F	45	50	30	25	40	35	18	20	20	15
6	$G_{жс}$	10	12	10	9	10	8	6	5	6	5
7	$J_{S_1}^{np}$	950	650	370	450	600	700	400	500	350	200
8	δ	1/10	1/12	1/15	1/15	1/10	1/10	1/16	1/15	1/18	1/20
9	φ_I	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300
10	z_a	10	12	9	10	12	9	11	12	10	9
11	z_b	17	16	12	16	18	14	17	20	18	16
12	m	3	5	4	5	6	8	5	3	4	6
13	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	
14	l	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,17
15	$\Psi_{\text{макс}}$	25	22	20	18	15	18	20	22	25	15
16	$\varphi_{\Pi} = \varphi_0$	50	55	60	55	50	55	60	55	50	60
18	$\vartheta_{\text{доп}}$	35	40	45	40	35	40	45	40	35	30

Задание 8

Механизмы дизель-воздушной установки (исходные данные в табл. П8)

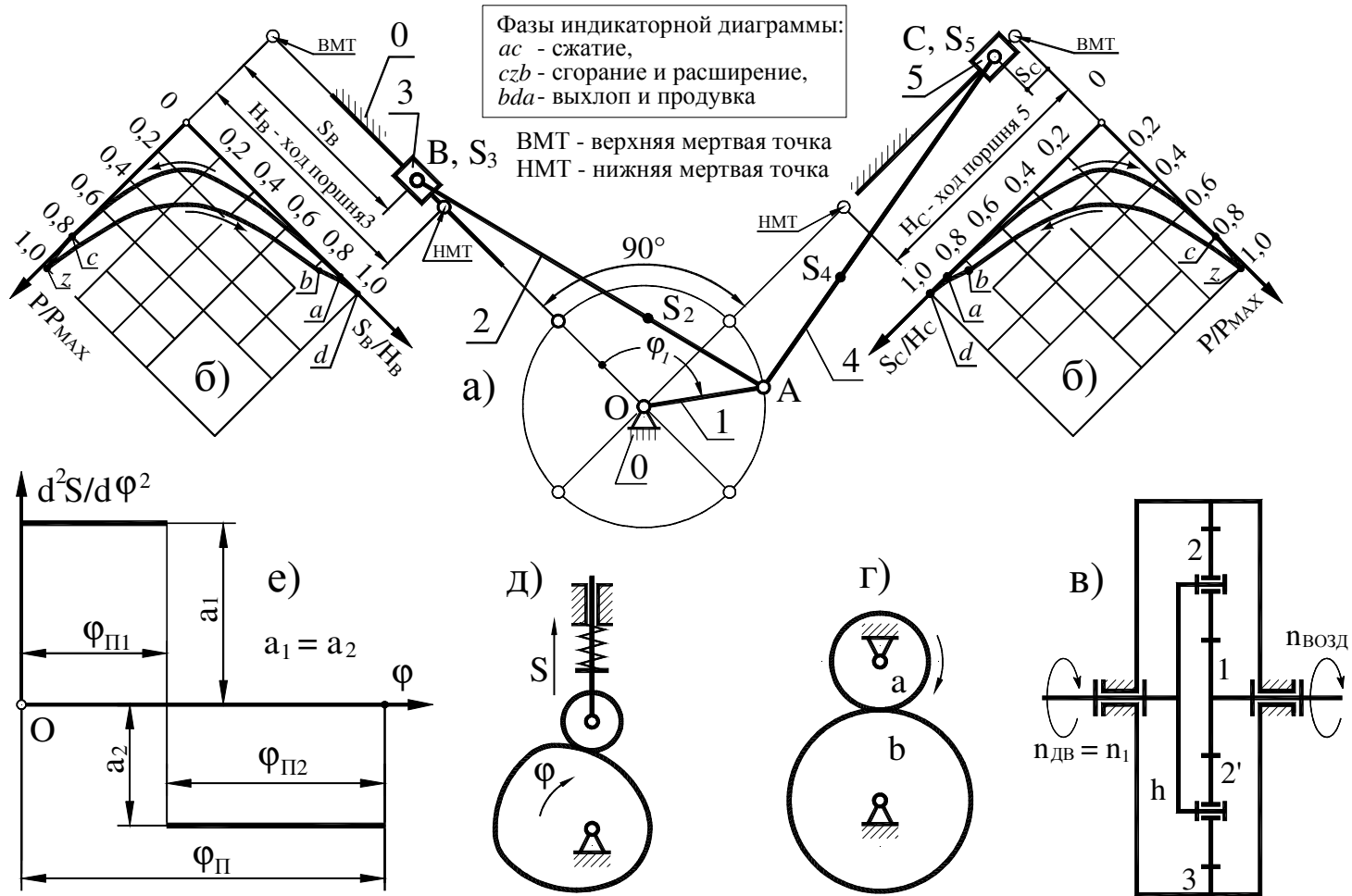


Рис. 8. Механизмы дизель-воздушной установки:

- а) - рычажный механизм двигателя V-образно двухтактного двигателя; б) - индикаторная диаграмма удвухтактного двигателя; в) - схема планетарного механизма привода воздухоудвки; г) - схема зубчатой передачи; д) - схема кулачкового механизма; е) - график изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма

Таблица П8 (к заданию №8 “Дизель – воздуходушная установка”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений				
				А	Б	В	Г	Д
1	Размеры звеньев рычажного механизма	l_{OA}	м	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12
2	$l_{AS2} = l_{AS4} = l_{AB}/3$	$l_{AB}=l_{CD}$	м	0,28	0,32	0,35	0,40	0,45
3	Частота вращения коленчатого вала 1 и кулачка	$n_1=n_k$	об/мин	2700	2600	2500	2400	2300
4	Массы звеньев	$m_2 = m_4$	кг	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
5		$m_3 = m_5$	кг	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8
6	Приведенный к звену 1 момент инерции кривошипа, редуктора и электродвигателя	$J_{S_1}^{np}$	кг·м ²	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
7	Максимальное давление в цилиндрах двигателя	p_{max}	МПа	2,5	2,6	2,65	2,7	2,8
8	Диаметр цилиндров	d	м	0,07	0,075	0,08	0,085	0,09
9	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	-	1/16	1/15	1/14	1/13	1/14
10	Положение кривошипа 1 при силовом расчете механизма	φ_1	град	30	60	90	120	150
11	Число зубьев колес стартерной передачи	z_a	-	9	10	11	12	13
12		z_b	-	14	15	16	17	18
13	Модуль колес стартерной передачи и планетарного механизма	$m = m_1$	мм	4	4	5	5	6
14	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3
15	Передаточное отношение планетарного механизма привода воздуходушки	$u_{H1}^{(3)}$	-	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,2
16	Ход толкателя кулачкового механизма	h	мм	0,01	0,011	0,012	0,01	0,012
17	Фазовые углы поворота кулачка ($\varphi_{B.B.}=10^0$)	$\varphi_{II} = \varphi_0$	град	60	65	75	55	75
18	Допускаемый угол давления	$\vartheta_{доп}$	град	22	24	26	28	30

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 4 определить по формуле: $J_{si} = m_i \cdot l_i^2 / 9$

Таблица П8 (продолжение)

№ п/п	Обозна- чение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	l_{OA}	0,08	0,07	0,09	0,07	0,08	0,07	0,09	0,07	0,08	0,09
2	$l_{AB}=l_{CD}$	0,32	0,30	0,36	0,28	0,33	0,29	0,36	0,31	0,34	0,38
3	$n_1=n_k$	2200	1900	2100	1800	2000	2100	1800	2000	1900	2200
4	$m_2 = m_4$	2,5	2,8	3,0	3,3	3,6	3,3	3,0	2,8	2,6	2,5
5	$m_3 = m_5$	2,7	3,0	3,3	3,6	3,6	3,6	3,3	3,0	2,8	2,7
6	$J_{S_1}^{np}$	2,5	2,6	2,7	3,0	3,2	2,9	2,8	2,6	2,4	4,5
7	p_{\max}	6,0	6,6	6,5	6,4	6,3	6,2	6,1	6,7	6,9	6,8
8	d	0,10	0,12	0,10	0,09	0,11	0,09	0,11	0,10	0,12	0,09
9	δ	1/10	1/11	1/12	1/11	1/10	1/9	1/8	1/9	1/10	1/12
10	φ_l	30	60	120	150	120	60	30	60	120	150
11	z_a	10	10	9	8	8	9	10	10	9	8
12	z_b	12	13	13	14	15	14	14	15	15	16
13	$m = m_1$	2,5	3	3	3	3,5	3	2,5	3	3,5	3
14	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
15	$u_{H1}^{(3)}$	1/3	1/3,5	1/4	1/4,5	1/5	1/4,5	1/4	1/3,5	1/3	1/5
16	h	9	10	11	12	13	12	11	10	9	12
17	$\varphi_{\Pi} = \varphi_0$	75	80	70	70	75	65	70	75	80	65
18	$\vartheta_{\text{доп}}$	24	25	26	28	30	27	26	25	30	28

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 4 определить по формуле: $J_{si} = m_i \cdot l_i^2 / 10$

Задание 9

Механизмы четырехтактного ДВС (исходные данные в табл. П9)

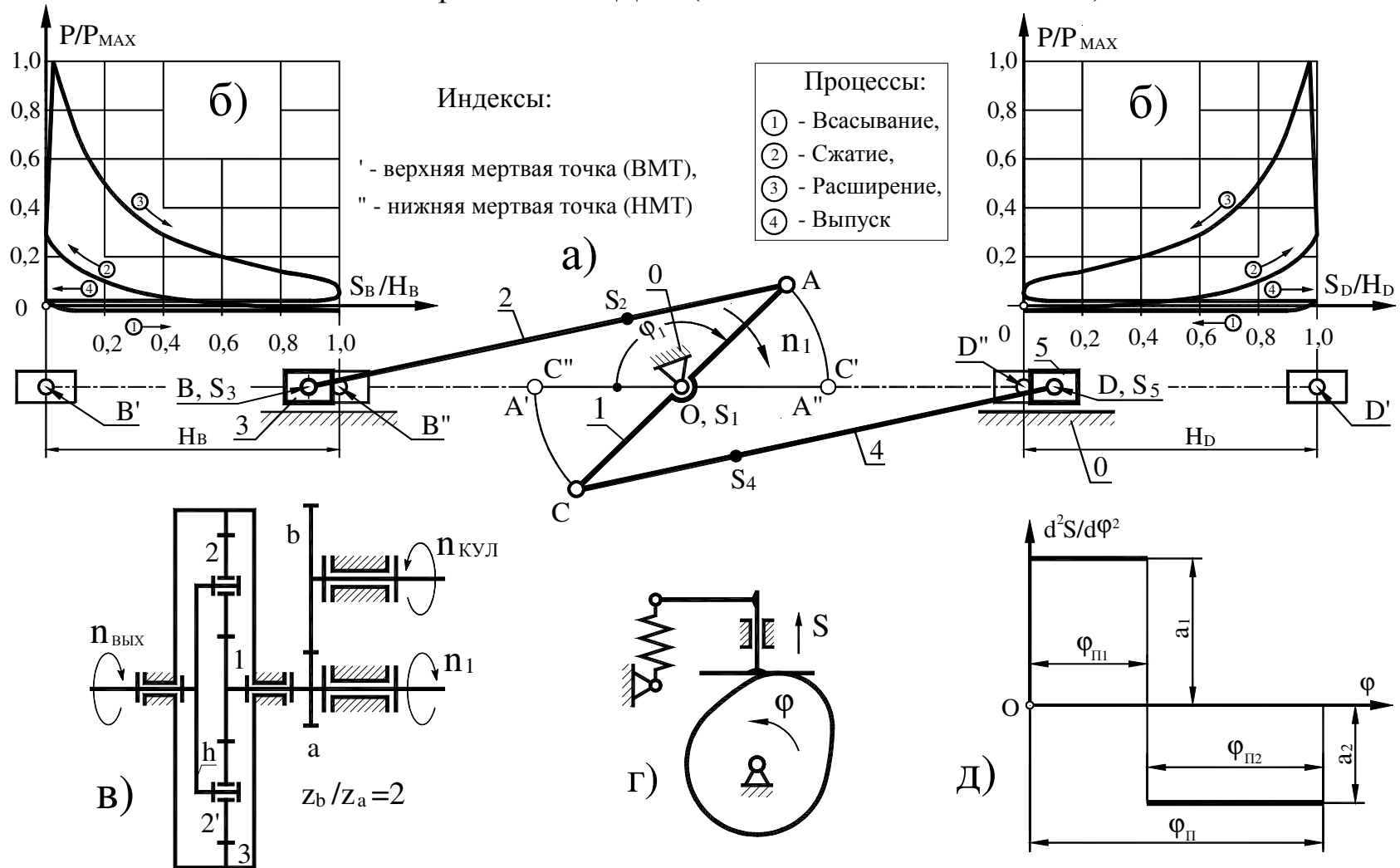


Рис. 9. Механизмы четырехтактного ДВС:

а) - рычажный механизм двигателя; б) - индикаторная диаграмма двигателя; в) - схема планетарной и простой ступеней редуктора; г) - схема кулачкового механизма; д) - график изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма

Таблица П9 (к заданию №9 “Двухцилиндровый четырехтактный двигатель внутреннего сгорания”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений				
				А	Б	В	Г	Д
1	Размеры звеньев рычажного механизма	$l_{OA} = l_{OC}$	м	0,045	0,055	0,050	0,040	0,055
2	$l_{AS2} = l_{CS4} = l_{AB} / 3$	$l_{AB} = l_{CD}$	м	0,165	0,175	0,175	0,17	0,018
3	Частота вращения коленчатого вала и кулачка	$n_1 = 2n_{кул}$	об/мин	5200	5100	4900	5300	5000
4	Массы звеньев	$m_2 = m_4$	кг	0,32	0,33	0,32	0,3	0,35
5		$m_3 = m_5$	кг	0,34	0,35	0,34	0,32	0,36
6	Максимальное давление в цилиндре	p_{max}	МПа	3,4	3,2	3,3	3,5	3,1
7	Диаметр цилиндров	d	м	0,09	0,085	0,08	0,075	0,07
8	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	-	1/45	1/35	1/40	1/50	1/55
9	Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	30	60	90	120	150
10	Передаточное отношение планетарного механизма	$u_{1H}^{(3)}$	-	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4
11	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3
12	Числа зубьев колес передачи ($z_b = 2z_a$)	z_a	-	11	9	10	11	12
13	Модуль колес передачи и планетарного механизма	m	мм	5	6	7	6	3
14	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,008	0,09	0,010	0,011	0,012
15	Фазовые углы поворота кулачка ($\varphi_{B.B.} = 10^\circ$)	$\varphi_{\Pi} = \varphi_0$	град	50	75	60	65	70

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 4 определить по формуле: $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 9$

Таблица П9 (продолжение)

№ п/п	Обозначение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	$l_{OA} = l_{OC}$	0,05	0,06	0,05	0,04	0,05	0,06	0,04	0,05	0,06	0,04
2	$l_{AB} = l_{CD}$	0,19	0,24	0,17	0,16	0,18	0,23	0,15	0,20	0,22	0,17
3	$n_1 = 2n_k$	4600	4700	5200	5100	4800	4900	5000	4500	4100	4400
4	$m_2 = m_4$	0,34	0,31	0,34	0,32	0,32	0,35	0,30	0,36	0,38	0,33
5	$m_3 = m_5$	0,36	0,33	0,34	0,36	0,35	0,42	0,30	0,38	0,40	0,39
6	p_{\max}	2,8	3,0	3,5	3,2	3,1	2,7	2,9	3,4	2,6	3,3
7	d	0,08	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	0,06	0,07	0,08	0,06
8	δ	1/30	1/35	1/40	1/45	1/50	1/55	1/60	1/65	1/70	1/75
9	φ_1	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150
10	$u_{1H}^{(3)}$	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	3,75	4,25	4,75
11	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
12	z_a	8	9	10	11	12	8	9	10	11	12
13	m	3,0	3,5	4,0	4,5	5	6	4,5	5,0	5,5	6
14	h	0,008	0,010	0,007	0,008	0,009	0,007	0,008	0,009	0,010	0,007
15	$\varphi_{\Pi} = \varphi_0$	60	65	50	65	70	55	75	60	75	60

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 4 определить по формуле: $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 10$

Задание 10

Механизмы трактора (исходные данные в табл. П10)

ВМТ - верхняя мертвая точка; НМТ - нижняя мертвая точка

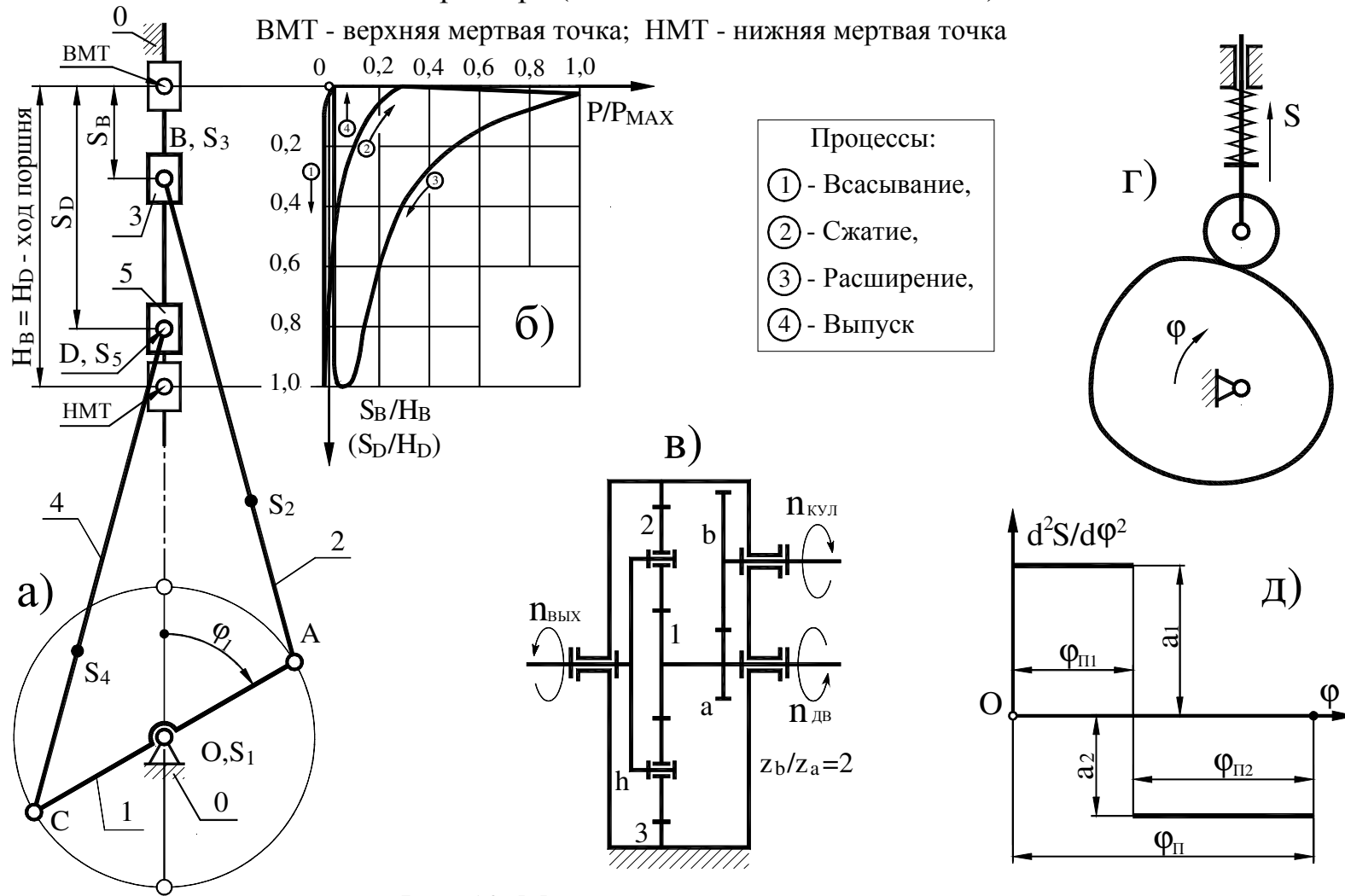


Рис. 10. Механизмы трактора:

а) - схема рычажного механизма; б) - индикаторная диаграмма двигателя; в) - схема планетарной и простой ступеней редуктора; г) - схема кулачкового механизма; д) - график изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма

Таблица П10. (к заданию № 10 “Механизмы двигателя внутреннего сгорания трактора”)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Варианты числовых значений				
				А	Б	В	Г	Д
1	Размеры звеньев рычажного механизма	$l_{OA} = l_{OC}$	м	0,070	0,075	0,08	0,065	0,060
2	$l_{AS2} = l_{CS4} = l_{AB} / 3$	$l_{AB} = l_{CD}$	м	0,26	0,28	0,28	0,27	0,24
3	Частота вращения коленчатого вала и кулачка	$n_1 = 2n_k$	об/мин	2000	1900	1600	1700	1500
4	Массы звеньев	$m_2 = m_4$	кг	3,0	3,2	3,8	3,6	3,4
5		$m_3 = m_5$	кг	4,0	4,4	5,2	4,8	4,6
6	Моменты инерции кривошпа	J_{O1}	кг·м ²	0,9	1,0	1,2	0,8	0,7
7	Максимальное давление в цилиндрах двигателя	p_{\max}	МПа	2,6	2,5	2,4	2,7	2,8
8	Диаметр цилиндров	D	м	0,065	0,068	0,072	0,06	0,056
9	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	-	1/55	1/55	1/45	1/50	1/45
10	Положение кривошпа OA при силовом расчете механизма	φ_1	град	30	60	90	120	150
11	Передаточное отношение планетарной передачи	$u_{1H}^{(3)}$	-	3,6	3,8	4,4	5,5	3,4
12	Число сателлитов планетарного механизма	k	-	3	3	3	3	3
13	Числа зубьев колес простой ступени ($z_2 = 2z_1$)	z_1	-	9	10	11	12	10
14	Модуль колес	m	мм	6	5	4	3,5	7
15	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,011	0,012	0,014	0,015	0,013
16	Отношение ускорений	a_1/a_2	-	1,5	1,6	1,8	1,5	2,0
17	Фазовые углы поворота кулачка	$\varphi_{\Pi} = \varphi_0$	град	50	60	65	70	75
18		$\varphi_{\text{в.в.}}$	град	30	20	20	10	1
19	Допускаемый угол давления	$\vartheta_{\text{доп}}$	град	24	25	26	28	30

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 4 определить по формуле: $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 7$

Таблица П10. (продолжение)

№ п/п	Обозначение	Варианты числовых значений									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	$l_{OA} = l_{OC}$	0,08	0,07	0,06	0,065	0,075	0,08	0,07	0,065	0,06	0,075
2	$l_{AB} = l_{CD}$	0,28	0,27	0,25	0,24	0,27	0,27	0,28	0,26	0,24	0,28
3	$n_1 = 2n_k$	2000	1800	1600	1500	1200	1400	1800	1600	1500	2000
4	$m_2 = m_4$	2,9	3,2	3,6	4,2	4,5	5,0	5,3	5,8	6,2	5,0
5	$m_3 = m_5$	3,0	3,5	3,2	5,0	5,9	5,5	5,4	7,2	8,9	6,0
6	J_{O1}	1,1	1,5	1,4	1,3	1,5	1,7	1,2	1,9	1,8	1,5
7	p_{\max}	2,5	2,6	2,8	2,4	2,7	2,6	2,3	2,5	2,6	2,2
8	D	0,066	0,068	0,060	0,065	0,073	0,062	0,070	0,060	0,062	0,070
9	δ	1/80	1/70	1/60	1/50	1/40	1/45	1/70	1/60	1/50	1/80
10	φ_1	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
11	$u_{1H}^{(3)}$	3,5	3,8	4,2	4,5	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	4,0
12	k	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
13	z_1	8	9	10	11	12	8	9	10	11	12
14	m	5	5	5	5	7	7	7	7	7	7
15	h	0,012	0,016	0,013	0,010	0,014	0,013	0,015	0,017	0,011	0,014
16	a_1/a_2	1,8	1,6	2,0	1,4	1,5	2,0	2,1	1,8	2,2	2,0
17	$\varphi_{II} = \varphi_0$	70	78	78	72	65	72	62	56	64	75
18	$\varphi_{В.В.}$	0	0	0	10	10	10	15	20	15	20
19	$\vartheta_{\text{доп}}$	30	28	30	25	32	30	28	25	30	28

Примечание: Моменты инерции звеньев 2 и 4 определить по формуле: $J_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 6$