

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО МОРСКОГО И РЕЧНОГО ТРАНСПОРТА
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ВОДНЫХ КОММУНИКАЦИЙ»

С. О. Барышников
А. И. Бакасов

Теория механизмов и машин

Проектирование машинного агрегата

Санкт-Петербург
2012

ББК 34.42

Рецензент:

*доцент, кандидат технических наук Санкт-Петербургского
государственного университета водных коммуникаций
А.Н. Иванов*

С. О. Барышников, А. И. Бакасов

Теория механизмов и машин. Проектирование машинного агрегата: методические указания по курсовому проектированию.– СПб.: СПГУВК, 2012. – 45 с.

В методических указаниях по проектированию машинного агрегата изложены вопросы структуры, метрического синтеза, кинематического анализа и динамического синтеза кривошипно-ползунных механизмов. Представлена справочная информация в объеме, используемом при проектировании с учетом новых действующих стандартов.

Предназначается для студентов всех форм обучения специальностей 180101, 180103, 180403, 190602

ББК 34.42

© Санкт-Петербургский государственный
университет водных коммуникаций, 2012

Содержание

1. Задание на курсовое проектирование.....	4
2. Структура механизмов машинного агрегата.....	9
2.1 Структурные формулы механизмов.....\.....	10
2.2 Структурный анализ механизмов машинного агрегата.....	11
2.2.1 Структурный анализ шестизвенного кривошипно-ползунного механизма насоса.....	12
2.2.2 Структурный анализ передаточного механизма.....	14
3. Метрический синтез механизма насоса.....	17
3.1. Основные положения.....	18
3.2. Метрический синтез механизма насоса.....	19
4. Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма.....	20
4.1 Графический метод.....	21
4.2 Аналитический метод.....	26
4.3 Аналоги скоростей	27
4.4. Построение графиков функции перемещения.....	27
и аналога скорости.	
5. Выбор электродвигателя привода и расчет параметров редуктора.....	27
5.1. Определение суммарного приведенного момента сил.....	28
5.2. Рекомендуемая последовательность расчета суммарного приведенного момента сил.....	29
5.3. Выбор электродвигателя привода насоса.....	31
5.4. Расчет передаточного отношения редуктора.....	35
6. Расчет момента инерции маховика.....	35
6.1. Определение наибольшего изменения кинетической энергии.....	36
6.2. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции.....	36
Список используемой литературы.....	40
Приложения.....	41

1. Задание на курсовое проектирование

Темой работы является исследование и проектирование механизмов машинного агрегата двухпоршневого насоса двухстороннего действия.

Машинным агрегатом называют устройство, состоящее из машины – двигателя Д, передаточного механизма ПМ, исполнительного механизма ИМ и системы регулирования СР.

Принципиальная схема машинного агрегата представлена на рис. 1.1 и является общей для всех вариантов заданий.

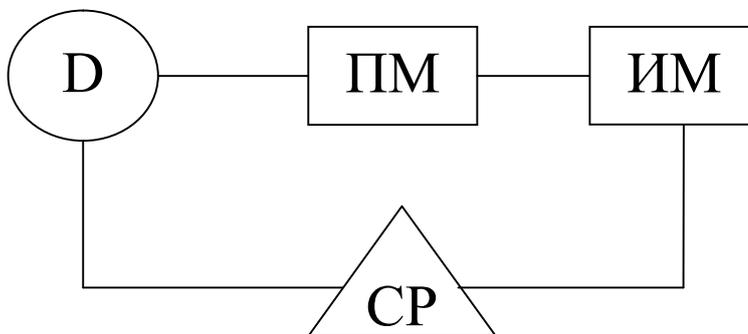


Рис. 1.1 Принципиальная схема машинного агрегата

Варианты компоновки машинного агрегата и таблица исходных данных для проектирования.

Структурная схема машинного агрегата представлена на рис. 1.2 и включает следующие объекты:

- 1- электродвигатель(трехфазный асинхронный единой серии 5А).
- 2- редуктор одноступенчатый цилиндрический;
- 3- двухпоршневой насос двухстороннего действия;
- 4- маховик;
- 5,6- соединительные упругие (эластичные) муфты.

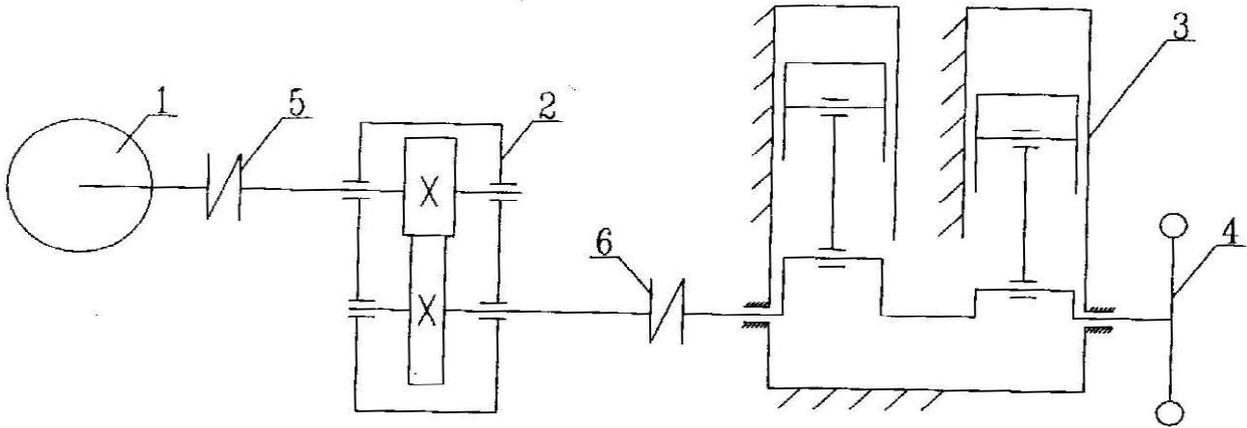


Рис. 1.2. Схема машинного агрегата

На рис.1.3 приводится схема механизма насоса, подлежащая исследованию.

Варианты численных значений исследуемого объекта приводятся в табл. 1.1

таблица 1.1

Варианты исходных данных для проектирования

последняя цифра шифра студента	Q , $м^3/с$	P , МПа	$n_{кр}$, об/мин	$d_{п}$, м	$\lambda = r_{кр}/l_{ш}$	δ
0	0,01	0,3	250	0,15	0,25	0,01
1	0,012	0,2	280	0,15	0,22	0,01
2	0,015	0,4	300	0,12	0,2	0,02
3	0,018	0,25	320	0,15	0,22	0,02
4	0,02	0,3	250	0,15	0,25	0,01
5	0,025	0,18	280	0,12	0,25	0,01
6	0,028	0,15	260	0,15	0,22	0,02
7	0,03	0,2	300	0,15	0,2	0,02
8	0,035	0,18	320	0,12	0,22	0,01
9	0,04	0,1	280	0,15	0,25	0,01

Примечание к табл. 1.1

Q – действительный расход рабочей жидкости или действительная подача (производительность) насоса, $м^3/с$

P_{cp} – среднее постоянное удельное давление на поршень, МПа

$n_{кр}$ – частота вращения кривошипа, об/мин

$d_{\text{п}}$ – диаметр поршня, м

λ - геометрический параметр механизма (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна)

δ - допускаемый коэффициент неравномерности вращения кривошипа.

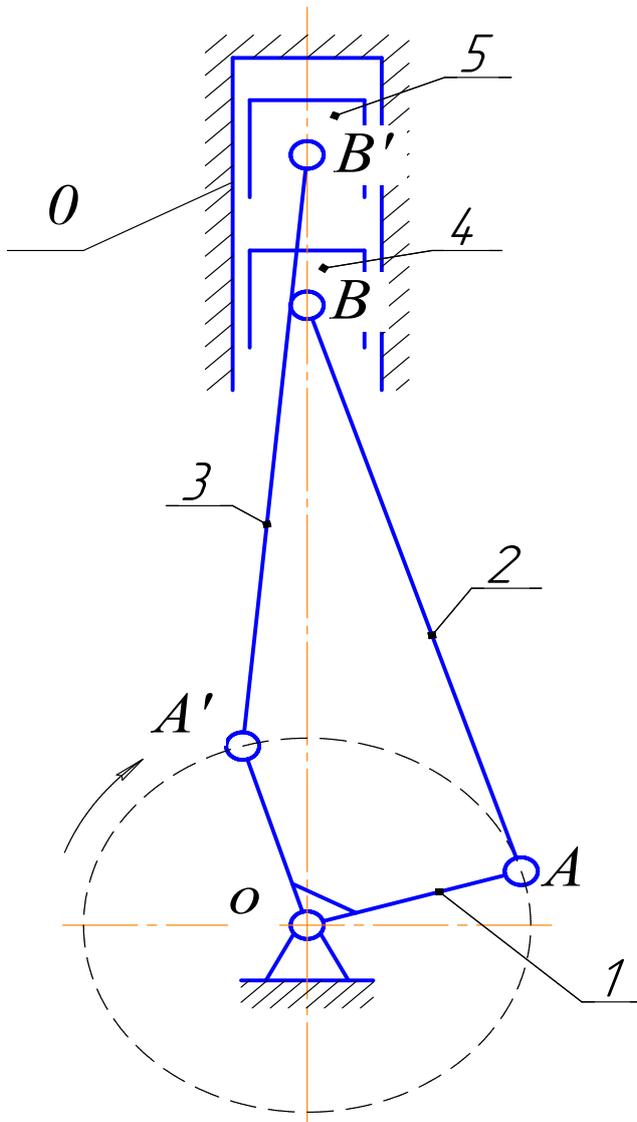


Рис. 1.3 Схема КТМ с кривошипами, расположенными под углом 90°
(0-стойка; 1-кривошип; 2,3-шатуны; 4,5-ползуны)

На рисунках 1.4 и 1.5 представлены два варианта конструкции корпуса редуктора.

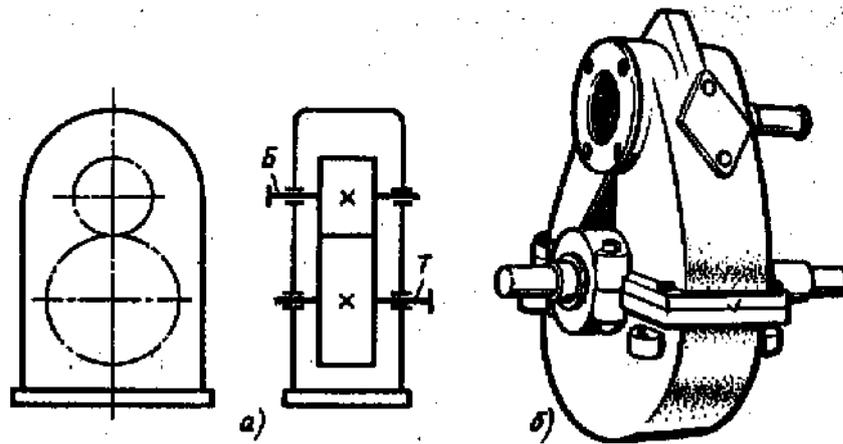


Рис. 1.4 Одноступенчатый вертикальный редуктор с цилиндрическими колесами:

а - кинематическая схема; б – общий вид

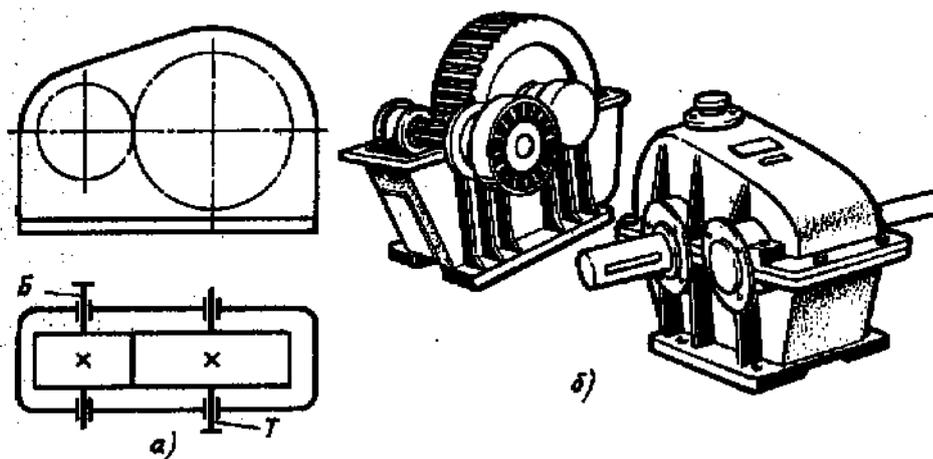


Рис. 1.5 - Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами:

а - кинематическая схема; б – общий вид

В работе после выбора варианта задания необходимо произвести структурный анализ машинного агрегата, метрический синтез КПМ, кинематический и динамический анализы КПМ насоса.

3. Структура механизмов машинного агрегата

Структурой (строением) механизма определяются такие его важнейшие характеристики, как виды осуществляемых движений, способы их преобразования, число степеней свободы. Правильное распределение элементов системы и правильное наложение связей между ними предопределяет надёжную эксплуатацию механизма, машинного агрегата.

Изучение структуры механизмов производят на структурных схемах, элементами которых чаще выступают жесткие звенья, а связями – кинематические пары.

Изображая жесткие звенья на схемах механизмов, отвлекаются от их конструктивных форм и отмечают только их геометрические особенности. Например, шатун V – образного двигателя (рис. 2.1,б) на кинематических и структурных схемах изображается в виде треугольника с вершинами (светлые кружочки), лежащими на осях отверстий (рис. 2.1,а).

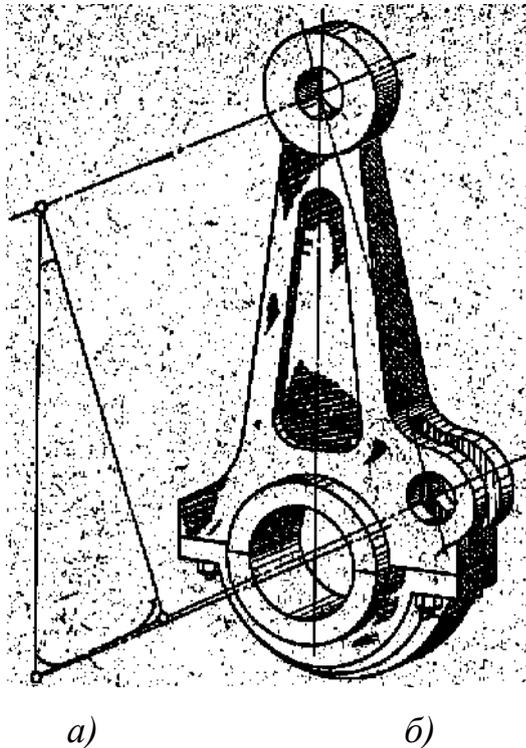


рис. 2.1 Шатун V – образного двигателя
а - кинематическая схема; б – общий вид

На рис. 2.2а приведена конструктивная схема двигателя внутреннего сгорания, дающая некоторое представление о конструктивных формах звеньев механизма двигателя. Шатун 2 является звеном, шарнирно связанным со звеньями 1 и 3, поэтому на схеме (рис. 7,б) изображается отрезком прямой. Аналогично изображается кривошип, шарнирно связанный со звеньями 2 и 4. Поступательно движущийся поршень 3 изображен на схеме прямоугольником, связанным со звеньями 2 и 4.

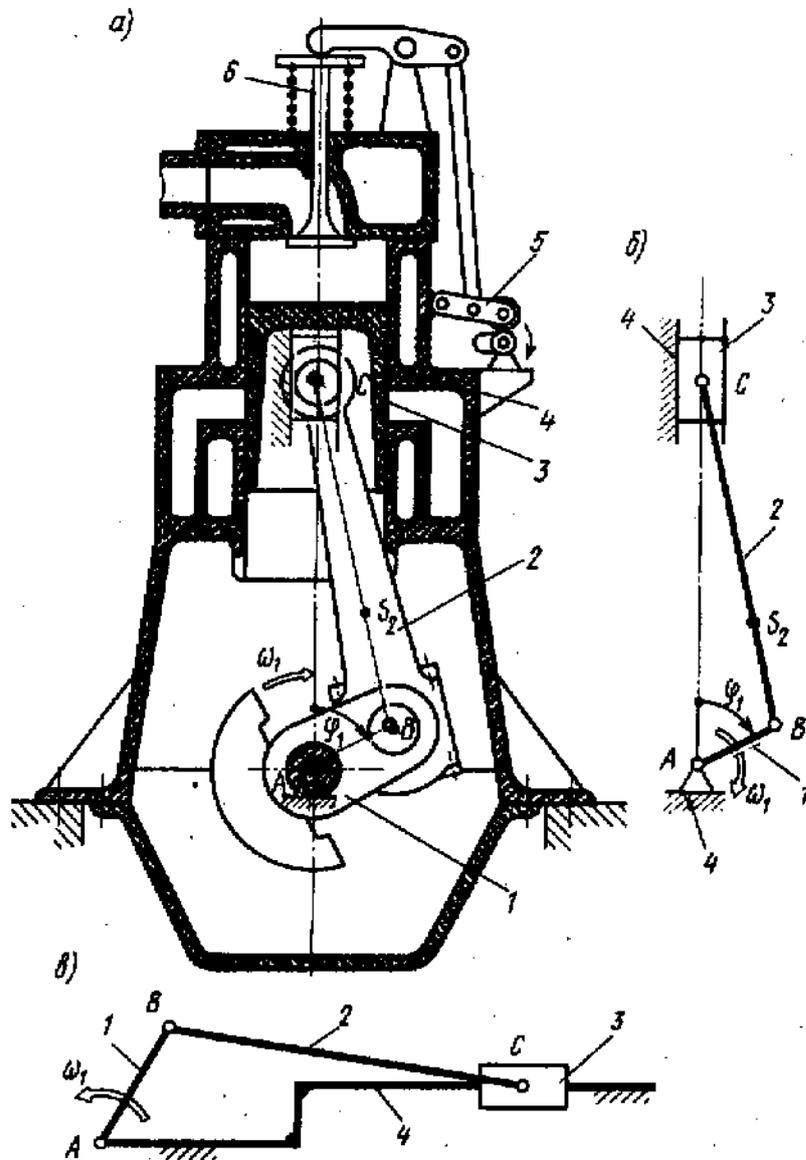


рис. 2.2. Схемы механизмов двигателя внутреннего сгорания
 а- конструктивная; б – структурная; в – схема несоосного
 механизма

В курсовом проекте структурная схема механизмов машинного агрегата задается. Конструктивная же схема не определена.

2.1. Структурные формулы механизмов

Существуют общие закономерности в структуре самых различных механизмов. Эти закономерности носят название структурных формул механизмов.

Для плоских механизмов без избыточных связей ($q = 0$) структурная формула носит имя П.Л. Чебышева и записывается так:

$$W = 3n - (2p_1 + p_2),$$

в настоящее время формула Чебышева записывается с учетом избыточных связей:

$$W = 3n - (2p_1 + p_2 - q),$$

где q – число избыточных связей

или, если известно W , из геометрических изображений, опыта работы, можно найти число избыточных связей

$$q = W - 3n + 2p_1 + p_2, \quad (2.1)$$

где W – число степеней свободы механизма (степень подвижности механизма);

n – число подвижных звеньев;

p_1, p_2 - число кинематических пар, соответственно, одноподвижных и двухподвижных.

Для пространственных механизмов структурная формула носит название формулы Малышева и для известного W записывается следующим образом:

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5, \quad (2.2)$$

где p_3, p_4, p_5 – число кинематических пар, соответственно, трехподвижных, четырехподвижных, пятиподвижных.

или

$$q = W - 6n + \sum_{i=1}^5 (6-i) p_i.$$

2.2. Структурный анализ механизмов машинного агрегата

Структурный анализ производят с точки зрения определения степени подвижности механизмов машинного агрегата.

2.2.1. Структурный анализ шестизвенного кривошипно-ползунного механизма насоса

На рис. 2.3 вращательное движение коленчатого вала 1 под действием момента движущих сил с помощью шатунов 2 и 4 преобразуется в поступательное движение поршней 3 и 5.

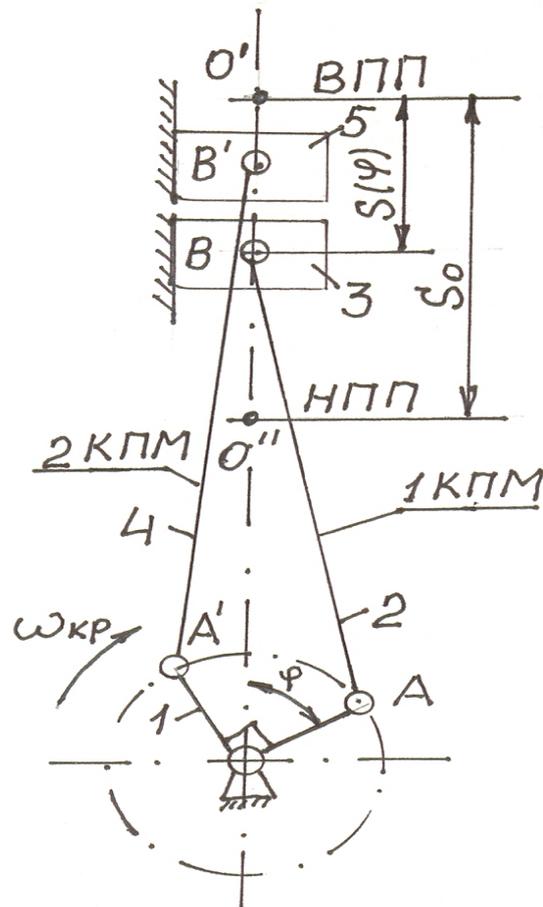


рис. 2.3. Схема кривошипно–ползунного шестизвенного механизма

Для расчета степени подвижности механизма вначале укажем элементы и связи между ними.

Виды звеньев:

1 – кривошип;

2, 4 – шатуны;

3, 5 - ползуны;

6 – стойка;

$n = 5$ - число подвижных звеньев.

Вид кинематических пар: вращательные - (обозначаются буквами латинского алфавита);

O (0-2); A (1-2); A₁ (1-3); B (2-4); B₁ (0-4), низшие (соприкосновение элементов происходит по поверхности)

(3-0); (5- 0) – поступательные пары (обозначаются перечнем звеньев, образующих пару) - одноподвижные, низшие.

Степень подвижности механизма (число обобщенных координат).

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

2.2.2. Структурный анализ передаточного механизма

В качестве передаточного механизма машинного агрегата использован зубчатый механизм одноступенчатого цилиндрического редуктора (пример конструкции подобного редуктора показан на рис.2.4).

Некоторые схемы компоновки зубчатого механизма данного редуктора показаны на рис. 2.5.

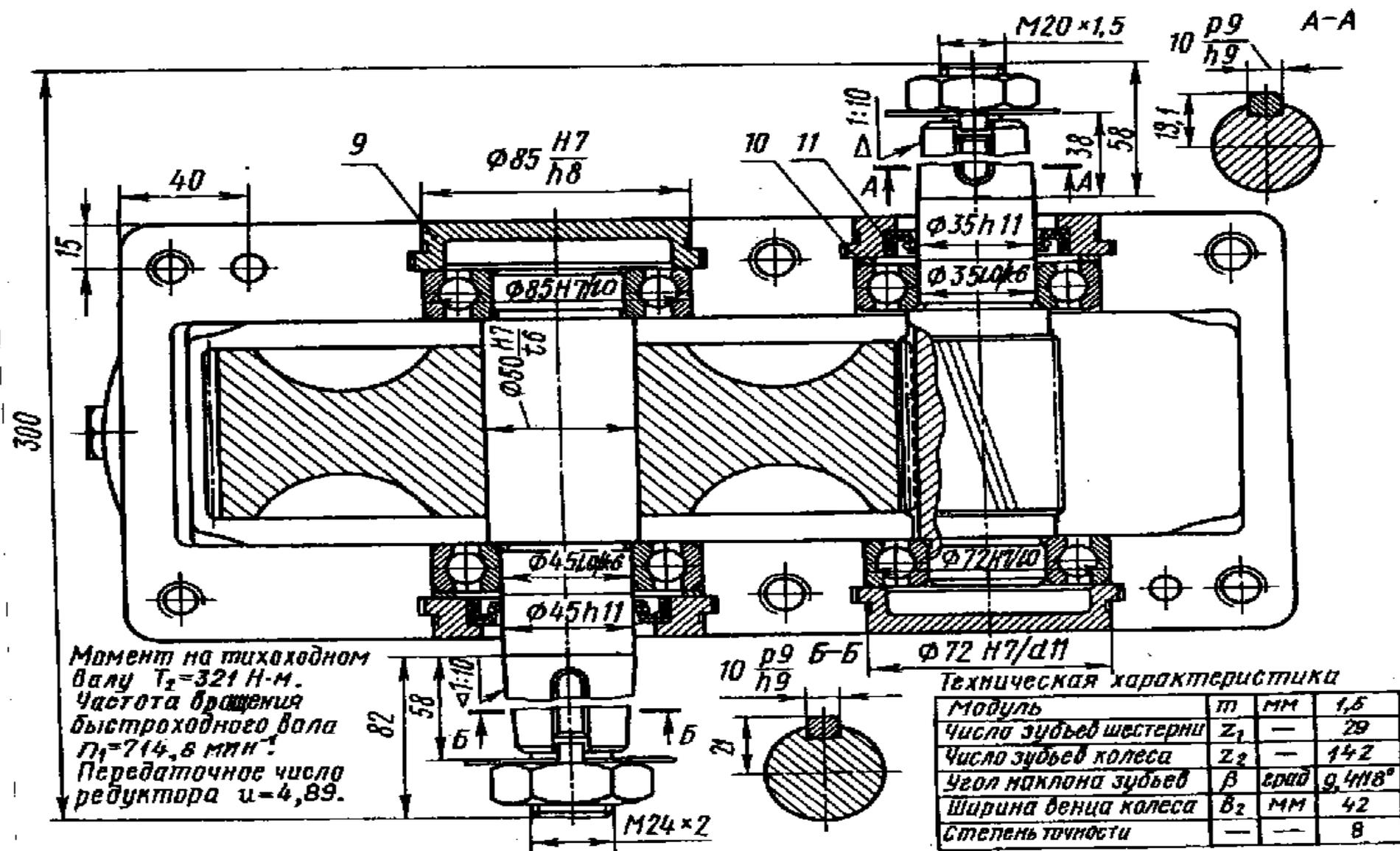


рис. 2.4. Пример конструктивной схемы одноступенчатого редуктора

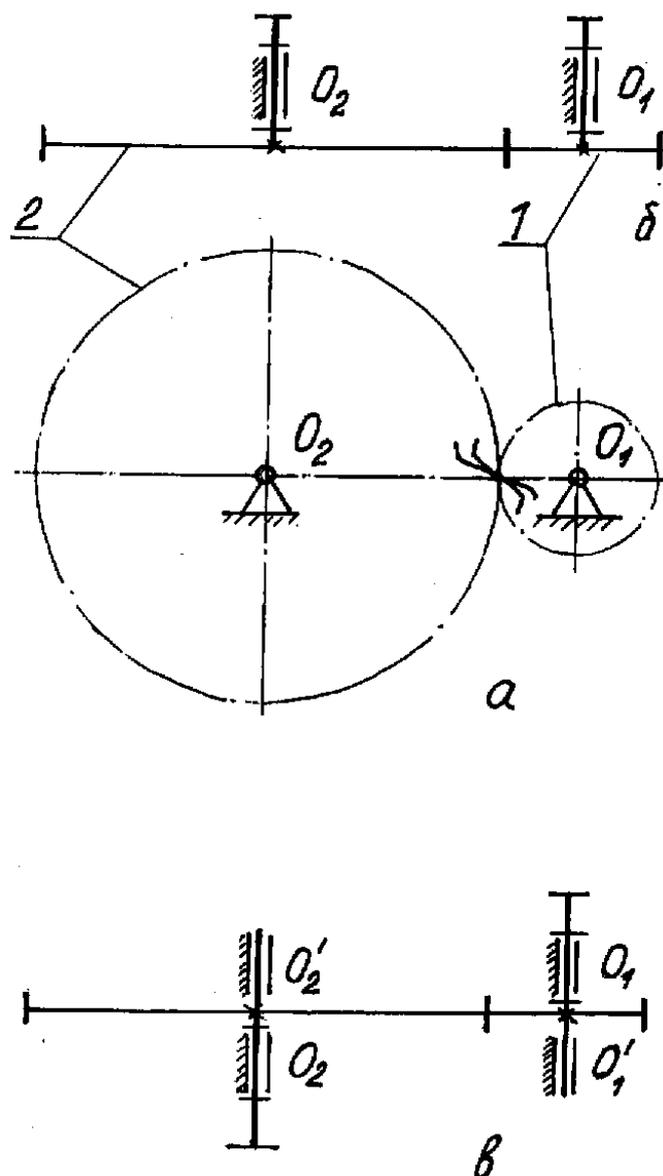


рис. 2.5. Зубчатая рядовая передача

a, б – схема механизма с выходом валов 1 и 2 в одну сторону

a, в – схема механизма редуктора по рис.2.4

Плоская схема передачи, выполненная на рис 2.5а (независимо от конструкции кинематических пар) не имеет избыточных связей.

Действительно, при $W = 1$ по формуле Чебышева

$$q = W - 3n + 2p_1 + p_2 = 1 - 3 \cdot 2 + 2 \cdot 2 + 1 = 0,$$

где $n = 2$; $p_1 = 2$; $p_2 = 1$ – линейный контакт зубьев зубчатых колес 1 и 2.

Если же схему передачи по рис 2.5а считать пространственной, то при линейчатом контакте ($p_4 = 1$) зубчатых колес 1 и 2 (рис 2.5в) по формуле Малышева получим:

$$q = W - 6n + 5p_1 + 2p_4 = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 2 \cdot 1 = 1 \quad (*)$$

т. е. зубчатая передача статически неопределимая и, следовательно, потребуется высокая точность изготовления, в частности для обеспечения параллельности геометрических осей зубчатых колес 1 и 2.

В действительных (реальных) механизмах редукторов (рис. 2.4) для повышения работоспособности механизма вследствие, например, недостаточной жесткости конструкции, добавляют еще два подшипника O_1' и O_2' (Рис 2.5в) т. е. сознательно проектируют и изготавливают механизм с избыточными связями.

Помимо одной избыточной связи ($q = 1$) будет наложено (если считать пары двухподвижными цилиндрическими) еще $4p_2 = 4 \cdot 2 = 8$ добавочных (повторных) связей.

Вследствие этого в валах, подшипниках, элементах зацепления могут появиться недопустимо большие напряжения. При конструировании редукторов избыточные связи следует стремиться устранять или же оставлять минимальное их количество.

Полное устранение может оказаться невыгодным вследствие усложнения конструкции. В частности, используя определенные технологии изготовления можно обеспечить соосность опор O_1 и O_1' ; O_2 и O_2' : например обработкой обеих отверстий опор в одну операцию. Тогда вместо $p_1 = 2$ и $p_2 = 2$ можно положить $p_1 = 2$ и по формуле Малышева получить механизм с одной избыточной связью (формула *), что надежнее.

3. Метрический синтез механизма насоса

Механизмом насоса является шестизвенный кривошипно-ползунный механизм. Поскольку в нем центр вращения кривошипа находится на прямой, по которой перемещается центр шарнира В(В'), то механизм называется соосным.

Целью метрического синтеза является определение длин звеньев механизма насоса: радиуса кривошипа $r_{кр}$ и длины шатуна $l_{ш}$ по заданной подаче насоса и другим исходным параметрам.

3.1. Основные положения

Теоретическая подача Q_T насоса или его расход больше фактической подачи:

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_{об}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\eta_{об}$ – объемный КПД насоса (безразмерный коэффициент подачи насоса), учитывающий утечки и перетечки рабочей жидкости в рабочих камерах

В курсовом проекте рекомендуется принимать $\eta_{об} = 0,8 \dots 0,9$

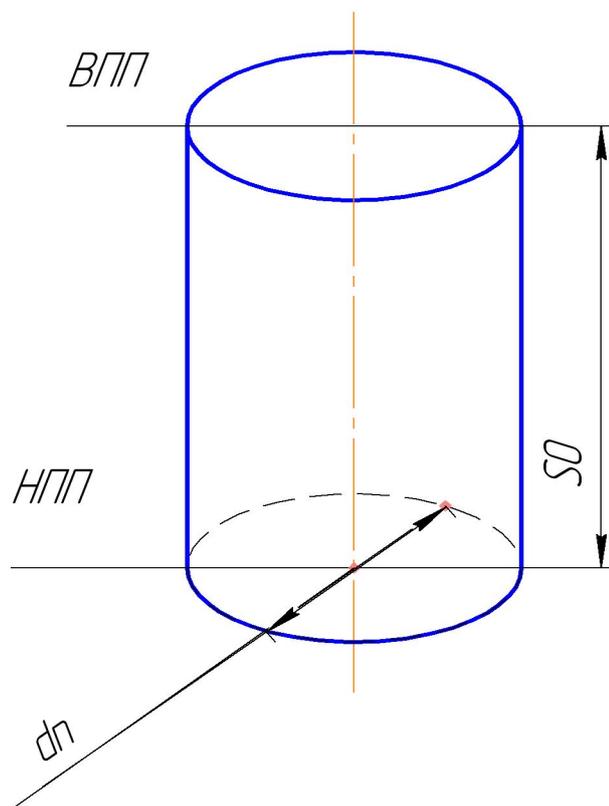


рис. 3.1 Рабочий объем насоса

На рис. 3.1 обозначено:

ВПП – верхнее предельное положение поршня

НПП – нижнее предельное положение поршня

$S_0, м$ – рабочий ход поршня

$d_П, м$ – диаметр поршня

Номинальный рабочий объем одного цилиндра насоса подобного типа:

$$V_o = A \cdot S_o, м^3$$

где $A = \frac{\pi d_П^2}{4}$; – площадь цилиндра, $м^2$

Т. к. насос двухпоршневой двухстороннего действия, то рабочий объем насоса равен:

$$V_o = 2 \cdot \frac{\pi d_П^2}{4} \cdot 2S_o = \pi d_П^2 \cdot S_o. \quad (3.1)$$

Связь между рабочим объемом насоса и его расходом:

$$Q_T = \frac{V_o \cdot n_{кр}}{60}, \quad (3.2)$$

где $n_{кр}$, об/мин - частота вращения кривошипа.

3.2 Метрический синтез механизма насоса

Из равенства (3.2) устанавливается объем насоса

$$V_o = \frac{Q \cdot 60}{n_{кр} \cdot \eta_{об}}.$$

Рабочий ход поршня в метрах находят из равенства (3.1):

$$S_o = \frac{V_o}{\pi d_{II}^2}.$$

При соосной схеме КПМ, ход поршня определен радиусом (длиной) кривошипа:

$$S_o = 2r_{кр},$$

Таким образом искомые величины определяются следующим образом:

Длина кривошипа

$$r_{кр} = \frac{1}{2} S_o,$$

Длина шатуна

$$l_{ш} = \frac{r_{кр}}{\lambda},$$

где величина λ определена заданием на курсовой проект.

Результаты метрического синтеза отражают в графической части курсового проекта. На листе формата А1 изображают схему механизма, задавая положение кривошипа ОА углом $\varphi = 15^\circ$

Найденные длины звеньев $r_{кр}$ и $l_{ш}$ чертят в выбранном масштабе с помощью масштабного коэффициента μ_l

$$\mu_l = \frac{\text{истин. величина}}{\text{граф. отображение (отрезок)}} \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$$

4 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

На этапе кинематического анализа механизма определяются траектории, скорости и ускорения характерных точек и элементов механизма. При этом силы, действующие на механизм, не учитываются. Кинематический анализ может быть выполнен графическим и аналитическим методами.

4.1 Графический метод

Данный метод применяется в случае, когда возникает необходимость определить скорости и ускорения характерных точек механизма и угловых скоростей и ускорений его звеньев в определенный момент времени, соответствующий определенному положению механизма. Для решения этой задачи должны быть заданы кинематическая схема механизма и закон движения начального звена (для механизмов с одной степенью свободы).

График перемещений строится при определенном положении механизма за один цикл его движения. В практической работе план механизма строится для одного положения звеньев и поэтому графики их траекторий не делается.

Построение планов скоростей и ускорений, основывающихся на известных теоремах теоретической механики о скоростях и ускорениях точек твердого тела, рассмотрим на примере центрального кривошипноползунного механизма (КПМ), схема которого в заданном положении и в соответствующем масштабе показана на рис 4.1а.

Кривошип **ОА** вращается с угловой скоростью ω . Скорость точки **А** определяется как

$$V_A = \omega OA$$

и направлена перпендикулярно кривошипу **ОА** в сторону задаваемую направлением вращения.

Для построения плана скоростей из произвольной точки P_V (полюса плана скоростей) в масштабе μ_V проводим вектор V_A (рис 4.1б).

Скорость точки **В**, принадлежащей как и точка **А**, шатуну **АВ** определяется по формуле

$$V_B = V_A + V_{B/A}$$

где относительная скорость ($V_{B/A}$) точки **В** будет перпендикулярна прямой **АВ**. Поэтому из конца вектора V_A (точки **а**) проводим линию перпендикулярную шатуну **АВ**. С другой стороны, абсолютная скорость точки **В** должна быть направлена по вертикали **ОА**. Из полюса проводим линию параллельную линии **ОА** и в точке пересечения этих линий находим

точку \mathbf{v} , являющуюся концом вектора абсолютной скорости точки \mathbf{B} (V_B) в выбранном масштабе плана скоростей. Вектор \mathbf{av} на плане скоростей соответствует относительной скорости точки \mathbf{B} по отношению к точке \mathbf{A} ($V_{A/B}$).

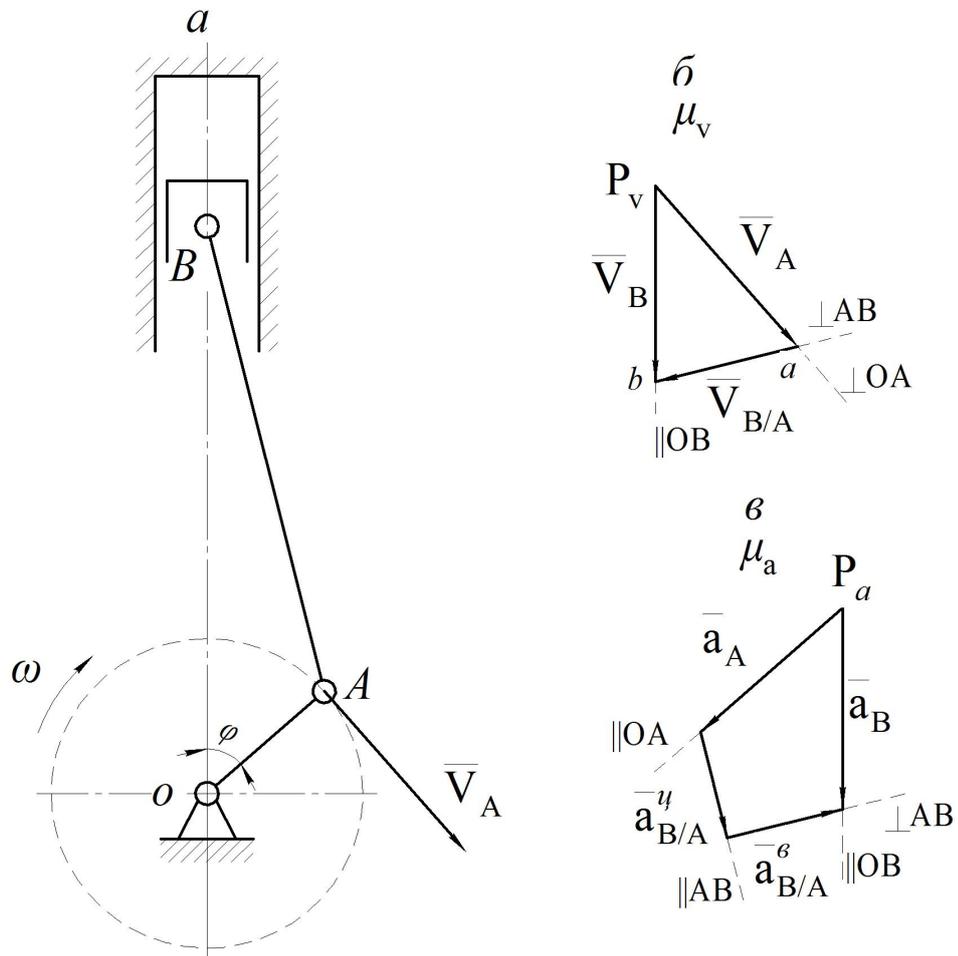


рис. 4.1

Из плана скоростей находим

$$V_B = \mu_v p_v b$$

и

$$V_{A/B} = \mu_v ab.$$

Угловая скорость вращения шатуна \mathbf{AB} определится как:

$$\omega_{AB} = \frac{V_{A/B}}{AB}.$$

Для построения плана ускорений определим ускорения точки \mathbf{A} (конца кривошипа \mathbf{OA} , который вращается с постоянной угловой скоростью.

$$a_A^u = \omega^2 OA.$$

Это ускорение направлено из точки **A** к точке **O**. Выбирая произвольную точку P_a в качестве полюса плана ускорений (рис 4.1в), переносим вектор \vec{a}_A^u в точку полюса, в соответствующем масштабе μ_a . Ускорение точки **B** конца шатуна определится как векторная сумма ускорения точки **A** относительного центростремительного и вращательного ускорений точки **B** по отношению к точке **A**.

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{B.A}^u + \vec{a}_{B.A}^{ep}.$$

Направление центростремительного ускорения точки **B** будет параллельна прямой **AB**, а величина

$$a_{B/A}^u = \omega_{AB}^2 AB$$

Строим на плане ускорений в соответствующем масштабе μ_A ускорение $\vec{a}_{B/A}^u$ из конца вектора \vec{a}_A . Вращательная составляющая ускорения точки **B** не известна по величине и направлена перпендикулярно **AB** поэтому из конца вектора $\vec{a}_{B/A}^u$ на плане ускорений проводим линию перпендикулярную **AB**.

Абсолютное ускорение точки **B** очевидно будет направлено по линии **OB**. Тогда, проводя из точки P_a линию параллельную **OB**, на пересечении этих двух прямых получаем точку **b**, соответствующую концу вектора \vec{a}_B на плане ускорений. Величину ускорения точки **B** получаем из плана ускорений с учетом масштаба

$$a_B = \mu_a P_a b.$$

Найдя аналогично величину вращательного ускорения можно определить угловое ускорение звена **AB**

$$\varepsilon_{AB} = \frac{a_{B/A}^{ep}}{AB}.$$

Графический метод исследования нагляден и универсален, так как позволяет определять скорости и ускорения звеньев механизмов любой структуры, но не обладает достаточной точностью и трудоемок.

4.2 Аналитический метод.

При решении многих практических задач, таких как расчет мощности двигателя, воздействия машины на раму и фундамент, постановка противовесов требуются выражения для перемещения, скорости и ускорения звеньев механизма.

Аналитическое исследование плоских механизмов удобнее всего вести методом векторных контуров, разработанных В.А. Зиновьевым.

В соответствии с этим методом нахождение кинематических характеристик механизма производится в следующем порядке:

1) Чертим в любом промежуточном положении структурную схему механизма.

2) Выбираем систему координат. (начало обычно связывают со стойкой начального звена).

3) Все звенья механизма, включая и стойку, заменяют векторами произвольного направления.

4) Полученные векторы объединяют между собой так, чтобы они образовывали замкнутые контуры. В каждый контур должно входить не более двух неизвестных величин.

5) Составляем векторные уравнения замкнутости полученных контуров в соответствии с выбранным направлением обхода. Спроектировав эти уравнения на оси координат, получим базовые системы уравнений для расчета кинематических характеристик звеньев.

Обозначив, в рассматриваемом КПМ (рис 4.2), звенья механизма векторами **OA**, **AB** и **OB** и задаваясь направлением обхода, составим уравнение замкнутости векторного контура **OAB**.

$$\vec{r} + \vec{l} - \vec{y} = 0$$

Где **r** и **l** радиус кривошипа и длина шатуна соответственно.

Выбрав оси координат **x** и **y**, спроектируем это уравнение:

$$x: r \cdot \sin \varphi - l \cdot \sin \psi = 0$$

$$y: r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \psi - y = 0$$

где неизвестными будут величина **y** и угол ψ .

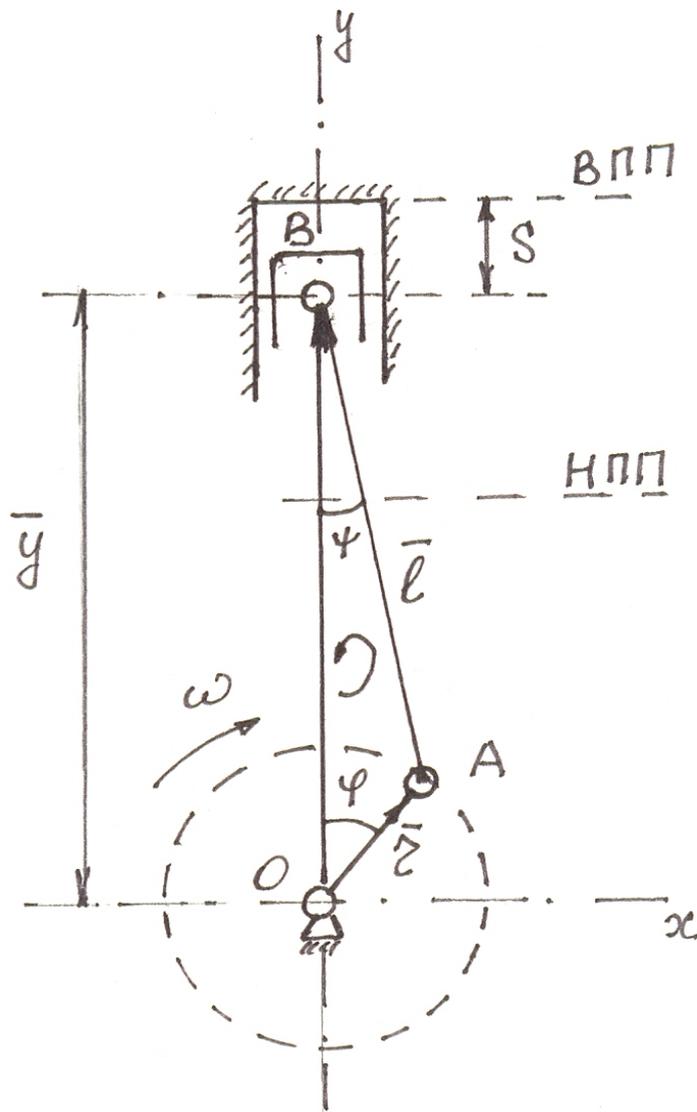


Рис 4.1

Решая эти уравнения получим

$$y = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - (r/l)^2 \sin^2 \varphi}$$

Откуда, учитывая что перемещение ползуна $s = l + r - y$,
После преобразований получим

$$s = r \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \varphi - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}\right)^2 - \sin^2 \varphi}\right) \quad (4.1)$$

Где величина геометрического параметра будет $\lambda = \frac{r}{l}$.

Скорость точки **В** найдем беря производную по времени от выражения для перемещения (4.1).

$$V = r \cdot \left(\text{SIN} \varphi + \frac{\text{SIN} \varphi \cdot \text{COS} \varphi}{\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}\right)^2 - \text{SIN}^2 \varphi}} \right) \cdot \omega \quad (4.2)$$

Аналогичным образом, беря производную от (4.2), можно найти выражение для ускорения точки В. В данном проекте при силовом расчете механизма инерционные силы и моменты не учитываются. Поэтому выражение для ускорения точки В не приводится.

Таким образом, применение аналитических методов анализа (синтеза) плоских механизмов позволяет выводить аналитические зависимости кинематических параметров звеньев и характерных точек механизма.

4.4 Аналог скорости

Как видно из выражения (4.2) кинематические параметры ведомого звена зависят от скорости ведущего. Для удобства анализа работы механизма скорость ведомого звена удобно выражать в функции обобщенных координат ведущего звена, в качестве которых выбираются либо угол поворота φ , либо перемещение S ведущего звена. Такое выражение называется *аналогом скорости*.

Так как аналог скорости зависит только от обобщенных координат и не зависят от времени кинематическое исследование механизма можно вести чисто геометрическим методом.

Для рассмотренного выше примера расчета **КПМ** аналогами скорости я ползуна, как следует из выражений (4.2), очевидно будут:

$$S' = r \cdot \left(\text{SIN} \varphi + \frac{\text{SIN} \varphi \cdot \text{COS} \varphi}{\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}\right)^2 - \text{SIN}^2 \varphi}} \right) \quad (4.3)$$

Чтобы наглядно представить характер изменения функций положения и функций аналога скорости строят их графики.

4.5. Построение графиков функции перемещения, и аналога скорости

Построение графиков функций $S(\varphi), S'(\varphi)$ целесообразно производить на компьютере с помощью программы "EXCEL". Используя эту же программу можно оформить таблицы результатов расчетов этих величин, а также построить соответствующие графики. При этом следует учитывать, что значения углов в тригонометрических функциях следует подставлять в радианах.

Положение звена 3 (Рис.2.3), движущегося прямолинейно-поступательно, определяется положением точки В данного звена. В качестве начала отсчета положений точки В выберем точку О' верхнего предельного положения механизма. Тогда отрезок О'В соответствует координате $S_1(\varphi)$ и определяет положение точки В звена 3.

Условимся координату $S_1(\varphi)$ считать положительной. Расчеты $S_1(\varphi)$ производят за полный оборот кривошипа с интервалом $\varphi = 15^\circ$. Для построения графика функции перемещения для второго ползуна $S_2(\varphi)$, в формуле (4.6) угол φ заменяют на $(\varphi - \frac{\pi}{2})$.

Результаты расчетов по формулам (4.1) и (4.2) сводятся в таблицу.

таблица 4.1

Расчет кинематических параметров ползунов КППМ

φ град	φ рад	S_1 (м)	S_2 (м)	S_1' (м)	S_2' (м)
0					
15					
30					
45					
60					
75					

90					
105					
120					
135					
150					
165					
180					
195					
210					
225					
240					
255					
270					
285					
300					
315					
330					
345					
360					

По данным (таблицы 4.1) с помощью той же программы строим графики соответствующих зависимостей. Примеры этих графиков показаны на рис 4.2, 4.3

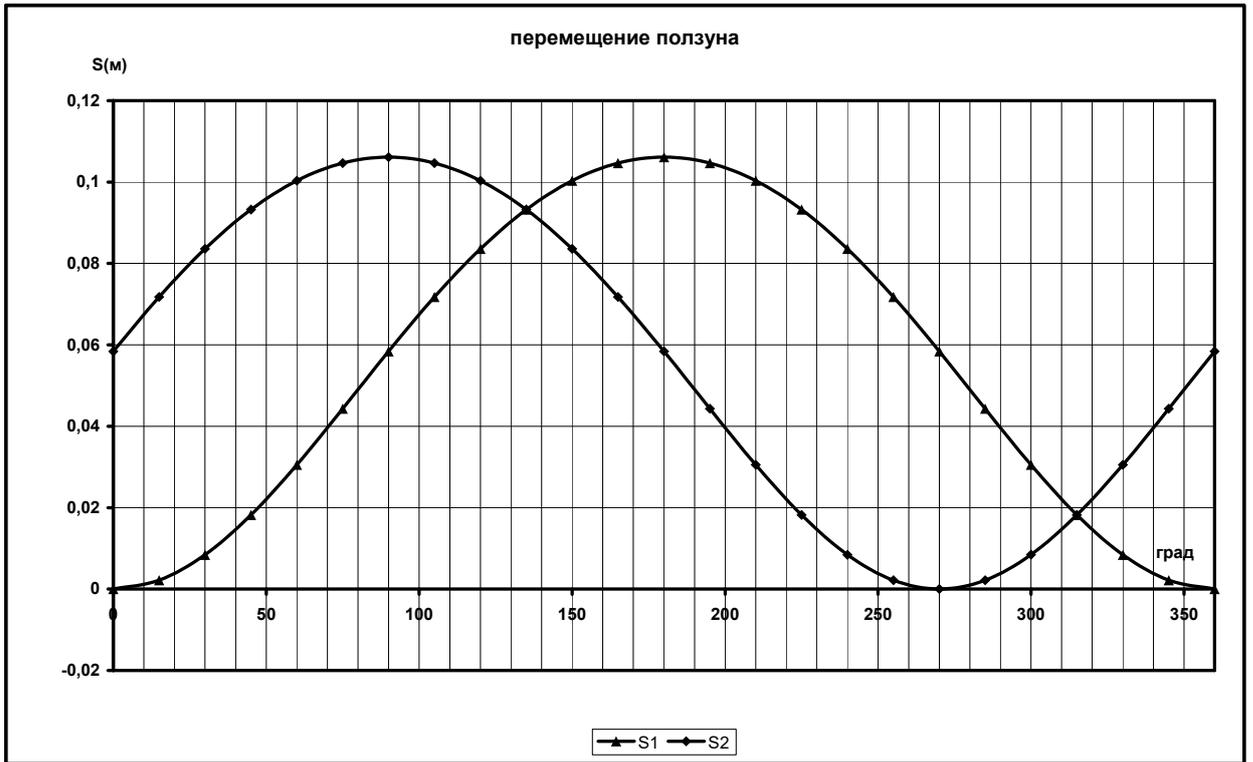


рис 4.2

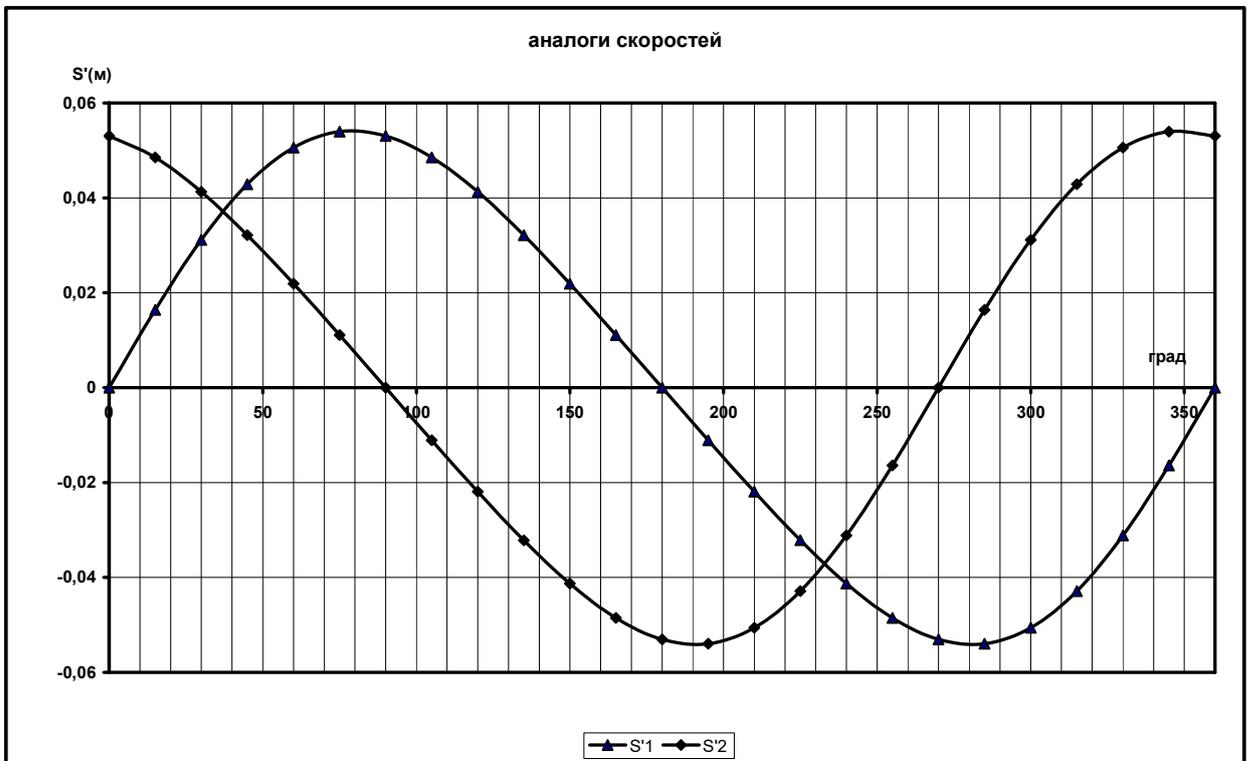


рис 4.3

Для построения графика вычисляются масштабные коэффициенты:
 Масштабный коэффициент для угла поворота равного 2π

$$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{\overline{\varphi}}, \left[\frac{\text{рад}}{\text{мм}} \right],$$

где $\overline{\varphi}$ - отрезок в мм, соответствующий этому углу поворота. (Черта над величиной говорит о чертежном значении этой величины)

Масштабный коэффициент для перемещения ползунов

$$\mu_s = \frac{2r}{\overline{y}_s}, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right],$$

где $2r$ – максимально значение хода поршня

\overline{y}_s - отрезок в мм, соответствующий максимальной величине хода поршня.

Масштабный коэффициент для аналога скорости

$$\mu_{s'} = \frac{S'_{\max}}{\overline{y}'_s}, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right],$$

где S'_{\max} - максимальное значение величины аналога скорости,

\overline{y}'_s - отрезок в мм, соответствующий максимальной величине аналога скорости.

При построении графиков следует проверять согласованность точек графиков: против точки максимума на графике $S(\varphi)$ аналог скорости $S'(\varphi)$ равен 0; против точки перегиба $S(\varphi)$ аналог скорости достигает максимума (минимума).

5. Выбор электродвигателя привода насоса и расчет параметров редуктора

Требуемую мощность двигателя определяют по формуле

$$P'_{эд} = \frac{T_{сп}^{np} \cdot \omega_{кр}}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (5.1)$$

где η – КПД машинного агрегата,

$T_{сп}^{np}$ – суммарный приведенный момент внешних сил, приложенных к звеньям механизма.

5.1 Определение суммарного приведенного момента сил

Приведенный момент сил определяется из равенства мгновенной мощности звена приведения и суммы мгновенных мощностей сил, действующих на поршни механизма.

За звено приведения выбран кривошип насоса, вращающийся относительно неподвижной оси со скоростью $\omega_{кр} = const$.

Пренебрегая силами трения и силами тяжести звеньев, приведенный момент сил T^{np} звена приведения определяется из равенства:

$$T^{np} \omega_{кр} = F_B V_B(\varphi) + F_{B'} V_{B'}(\varphi)$$

или поскольку $\frac{V_B}{\omega_{кр}} = S'_B$ – аналог скорости точки В

$$T^{np} = F_B S'_1 + F_{B'} S'_2 = T_1^{np} + T_2^{np}$$

где S' – аналоги скорости точки В поршня 3 и точки В' поршня 5 заимствуются из результатов кинематического анализа механизма насоса (п.4).

В курсовом проекте задана не сила F_B , а среднее удельное давление на поршень p_{cp} , МПа предполагается постоянной. Поэтому, значение силы при известном диаметре поршня определяется из равенства:

$$F_B = p_{cp} \cdot \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4}$$

В насосе двухстороннего действия оба хода поршня являются рабочими.

Это означает, что при движении поршня вниз в рабочем цилиндре по одну сторону поршня происходит всасывание жидкости, по другую – нагнетание, а при его движении вверх стороны меняются ролями.

Вследствие этого на поршень постоянно действует сила давления жидкости, направленная против его движения, причем поскольку $p_{cp} = const$, то $F_B = const$ в любом положении.

5.2. Рекомендуемая последовательность расчета суммарного приведенного момента сил

Для расчета значений приведенных моментов используются ранее рассчитанные значения величин аналогов скоростей для первого и второго ползунов ($S'_1(\varphi)$ и $S'_2(\varphi)$) (таблица 4.1). При этом значения приведенных моментов для первого и второго ползунов определяются путем умножения постоянной силы давления жидкости на поршень, определенной выше, на абсолютную величину аналога скорости

$$T_1^{пр} = F_B \cdot |S'_1| \quad \text{и} \quad T_2^{пр} = F_B \cdot |S'_2|.$$

Суммарный приведенный момент находится как

$$T^{пр} = T_1^{пр} + T_2^{пр}.$$

Результаты расчетов сводят в таблицу.

таблица 5.1

Приведенные моменты

φ град	T_1^{np} нм	T_2^{np} нм	T^{np} нм	T_{cp}^{np} нм
0				
15				
30				
45				
60				
75				
90				
105				
120				
135				
150				
165				
180				
195				
210				
225				
240				
255				
270				
285				
300				
315				
330				
345				
360				

В эту же таблицу заносят среднее значение суммарного приведенного момента. По результатам расчетов строят графики $T_1^{пр}(\varphi)$, $T_2^{пр}(\varphi)$, $T^{сум}(\varphi)$, $T^{сред}(\varphi)$. Пример построения графиков приведенных моментов показан на рис 5.1.

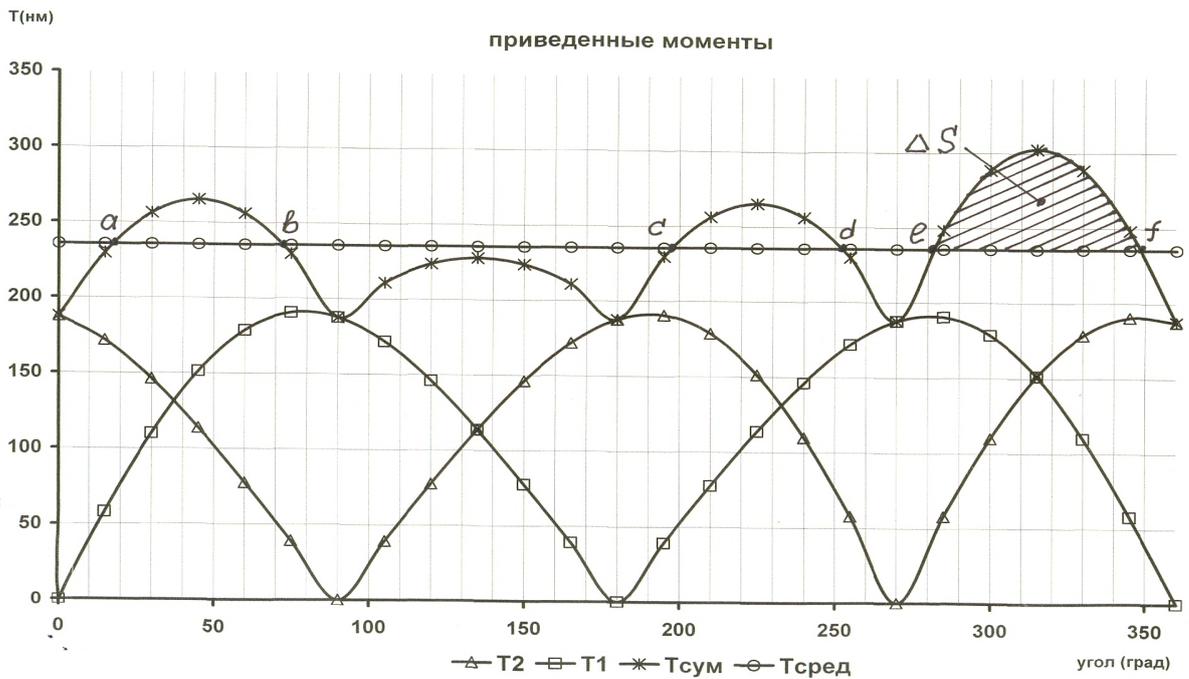


Рис 5.1

Для этого графика определяют масштабный коэффициент

$$\mu_T = \frac{T_{ср}^{пр}}{\bar{y}_{ср}}, \left[\frac{нм}{мм} \right],$$

где $T_{ср}^{пр}$ - среднее значение суммарного приведенного момента,

$\bar{y}_{ср}$ - отрезок в мм, соответствующий этому значению на графике.

5.3. Выбор электродвигателя привода насоса

Для определения потребной мощности электродвигателя по формуле (5.1) кроме рассчитанного выше приведенного момента необходимо рассчитать коэффициент полезного действия машинного агрегата с учетом всех входящих в него механизмов.

КПД машинного агрегата при последовательном соединении его элементов (рис 1.2) определяют по формуле:

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3,$$

где η_1 - 0,98...0,99 – КПД соединительной муфты; (при их отсутствии

$$\eta_1 = 1)$$

η_3 - 0,8...0,9 – КПД двухпоршневого насоса двухстороннего действия;

η_2 - КПД цилиндрического одноступенчатого редуктора определяется по формуле:

$$\eta_2 = 1 - [(\varphi_3 + \varphi_2) + m_n \psi_n],$$

где $(\varphi_3 + \varphi_2) = 0,02...0,05$ – сумма коэффициентов потерь в зубчатой передаче и гидравлических потерь на перемешивание масла в картере редуктора;

$\psi_n = 0,005...0,01$ - коэффициент потерь в одной паре подшипников.

M_n – число пар подшипников ($M_n = 2$ для одноступенчатого редуктора)

По формуле (5,1) определяют требуемую мощность двигателя.

Номинальная мощность электродвигателя должна быть не меньше требуемой:

$$P_{эд} \geq P'_{эд}$$

Его синхронная частота вращения ($n_{синх}$) двигателя должна соответствовать указанной в задании на курсовой проект.

Электродвигатели предлагается выбирать асинхронные с короткозамкнутым ротором единой серии.

Для принятого вида электродвигателей из табл. 5.2 выписывают следующие данные:

- обозначение (тип двигателя)
- номинальную мощность в $kВт$
- частоту вращения ротора при номинальной нагрузке двигателя, в $об/мин$
- диаметр выходного вала d_1 , $мм$
- длину концевой части вала l_1 , $мм$
- динамический момент ротора $J_{рот}$

Габаритный чертеж двигателя см. на рис 5.2.

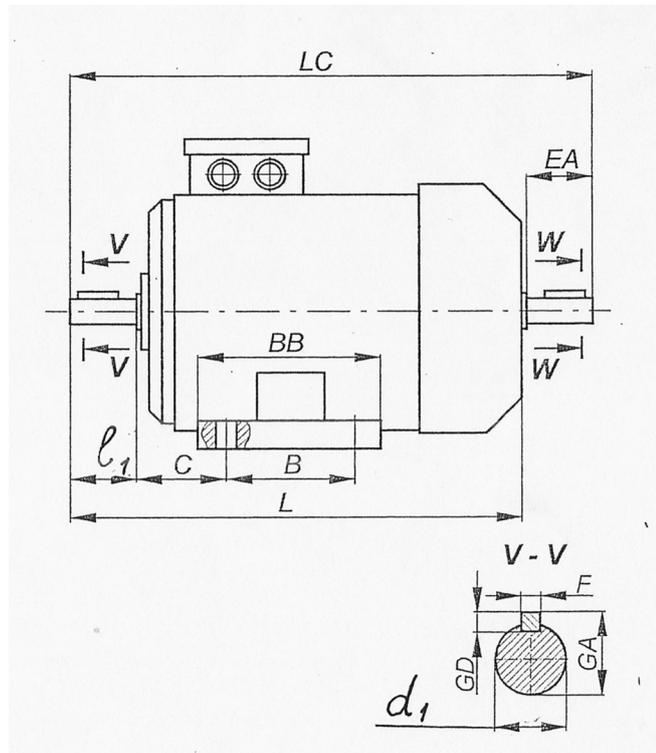


рис. 5.2. Габаритные, установочные и присоединительные двигателя

5.4. Расчет передаточного отношения редуктора

После подбора электродвигателя становится известным общее передаточное отношение привода

$$u = \frac{n_{эд}}{n_{кр}}$$

Так как по заданию редуктор одноступенчатый, то при отсутствии в приводе других передач должно соблюдаться условие:

$$U \leq 8,$$

При несоблюдении данного неравенства габариты и масса проектируемого редуктора окажутся большими, чем двухступенчатого, что недопустимо

Нагрузка редуктора насоса носит переменный характер. Для сглаживания пульсаций нагрузки используется маховик, расчет которого приводится ниже. Поэтому за расчетную величину крутящего момента на входной валу принимается его среднее значение:

$$T_T = T_{cp}^{np}$$

Трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором

Номинальная мощность Рэд. кВт	синхронная частота вращения, об/мин											
	1000						750					
	Тип двигателя	Номинальная частота вращения n , об/мин	Отношения максимального момента к номинальному λ	Динамический момент инерции ротора T_p , кгм ²	Присоединительные размеры		Тип двигателя	Номинальная частота вращения n , об/мин	Отношения максимального момента к номинальному λ	Динамический момент инерции ротора T_p , кгм ²	Присоединительные размеры	
					d_1	l_1					d_1	l_1
3	5A112MA6	950	2,7	0,024	32	80	5A112MB8	710	2,5	0,029	32	80
4	5A112MB6	950	2,7	0,029	32	80	АИРМ132S	710	2,6	0,053	38	80
5,5	АИРМ132S6	960	2,5	0,048	38	80	АИРМ132M8	710	2,6	0,074	38	80
7,5	АИРМ132M6	970	2,8	0,067	38	80	5A160S8	72	2,4	0,11	42;48	110
11	5A160S6	970	2,8	0,11	42; 48	110	5A160M8	720	2,4	0,15	42;48	110
15	5A160M6	975	2,8	0,15	42; 48	110	АИР180M6	725	2,4	0,25	55;48	110
18,5	АИР180M6	975	2,7	0,24	55; 48	110	5A200M8	730	2,8	0,41	60;55	110

6. Расчет момента инерции маховика

Для обеспечения равномерного вращения кривошипа, характеризуемого заданным δ коэффициентом неравномерности движения, на его валу устанавливают маховик 4 (рис 1.2), момент инерции J_M которого определяют по формуле:

$$J_M = \frac{\Delta S \cdot \mu_\varphi \cdot \mu_T}{\omega_{кр}^2 \cdot \delta} - J_o^*, \text{ кгМ}^2 \quad (6.1)$$

где $\Delta S' \cdot \mu_\varphi \cdot \mu_T$ - избыточная работа или наибольшее изменение кинетической энергии при переходе кривошипа из положения, где его скорость вращения минимальна в положение, где его скорость вращения максимальна.

J_o^* - постоянная составляющая приведенного момента инерции, которым располагает машинный агрегат без маховика.

6.1. Определение наибольшего изменения кинетической энергии

Для нахождения максимального значения избыточной работы рассмотрим график приведенных моментов рис 5.1. Избыточная работа будет равна разнице площадей под графиками $T^{np}(\varphi)$ и $T_{ср}^{np} = const$. Как видно из рис 5.1 на различных участках графика оно может быть >0 (где $T_{ср}^{np} > T^{np}$) или <0 . Максимальное значение избыточной работы должно находиться как разность площадей этих графиков ограниченная точками соответствующими минимальному и максимальному значениям угловой скорости вращения ведущего звена. Эти точки, как известно, будут соответствовать точкам пересечения этих кривых (точки а, b,с,d,e,f). Для определения используют график приведенных моментов (рис 5.1). На этом графике находим точки

пересечения кривых, $T^{np}(\varphi)$ и $T_{cp}^{np}(\varphi)$, соответствующие экстремальным значениям угловой скорости кривошипа. Находим максимальное значение площади (ΔS) ограниченной этими кривыми и точками экстремумов, соответствующей максимальной избыточной работе. Эту площадь можно определить путем численного интегрирования средствами EXCEL, используя данные таблицы 5.1 (например по методу трапеций).

6.2. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции

Приведенный момент инерции машинного агрегата определяют из условия равенства кинетической энергии звена приведения (модель агрегата) сумме кинетических энергий всех элементов механизма. Пользуясь этим принципом, определяют приведенный момент инерции машинного агрегата как сумму приведенных моментов инерции всех подвижных звеньев (рис 6.1)

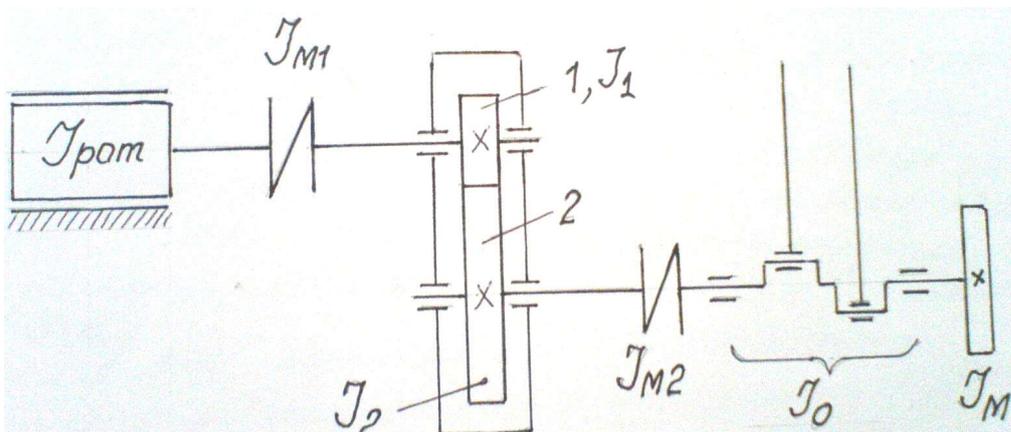


рис.6.1. К расчету момента инерции маховика

$$J_o^* = J_{пот}^{np} + J_{M1}^{np} + J_1^{np} + J_2^{np} + J_{M2}^{np} + J_0^{np}.$$

С учетом схемы машинного агрегата (рис.2) и задания инерционной характеристики упругих муфт маховым моментом mD^2 ,

где m – масса муфт, $\kappaГ$;

D – диаметр инерции, $м$,

которые связаны с моментом инерции муфт соотношением:

$$J = \frac{mD^2}{4}.$$

Находят суммарный приведенный момент инерции машинного агрегата по формуле:

$$J_o^* = J_o + \frac{mD_2^2}{4} + J_2 + \left(\frac{mD_1^2}{4} + J_1 + J_{пот} \right) u^2, \quad (6.2)$$

где J_o - средний приведенный к валу кривошипа момент инерции насоса условно принимаемому постоянным значением, равным $0,1 \dots 0,3 \kappaГм^2$;

$J_{пот}$ - динамический момент инерции ротора;

mD_1^2 ; mD_2^2 - маховые моменты соединительных муфт M_1 и M_2 ;

J_1 ; J_2 - моменты инерции входного и выходного валов редуктора

Поскольку на данном этапе проектирования размеры зубчатых колес и валов не определены, их моменты инерции подбирают приближенно в зависимости от моментов инерции тех элементов, которые устанавливаются на этих валах. При выполнении проекта рекомендовано принимать:

$$\frac{mD_2^2}{4} + J_2 = 2,4 \frac{mD_2^2}{4}$$

$$\frac{mD_1^2}{4} + J_1 = 1,5 \frac{mD_1^2}{4}$$

Тогда формула (6.2) принимает вид:

$$J_o^* \approx J_o + 2,4 \frac{mD_2^2}{2} + (J_{\text{рот}} + 1,5 \frac{mD_1^2}{4}) u^2,$$

где значения $J_{\text{рот}}$ определено ранее при выборе электродвигателя.

Маховые моменты соединительных муфт выбирают из табл. 6.1:

- для муфты M_1 по диаметру d_1 вала электродвигателя;
- для муфты M_2 по диаметру $d_{1T} = 1,25d_1$

таблица 6.1

Маховые моменты упругих муфт

Диаметр вала, мм	25	32	40	50	60	70
d_1, d_{1T}	28	36	45	55		
mD^2	0.025	0.055	0.155	0.254	0.52	0.98

Список литературы

1. К. В. Фролов. Теория механизмов и машин – М: Высшая школа 1987 – 496 с, ил.
2. П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2003 – 447 с, ил
3. Ряховский О. А., Иванов С. О. Справочник по муфтам. – Л: Политехника. 1991 – 384 с, ил
4. Т. П. Миловидова. Детали машин и основы конструирования: методические указания по оформлению курсового проекта. – СПб: СПГУВК, 2004 – 25 с.
5. Т. П. Миловидова Детали машин и основы конструирования. Проектирование машинного агрегата. Часть I - СПб: СПГУВК, 2006 -47с.

Приложения

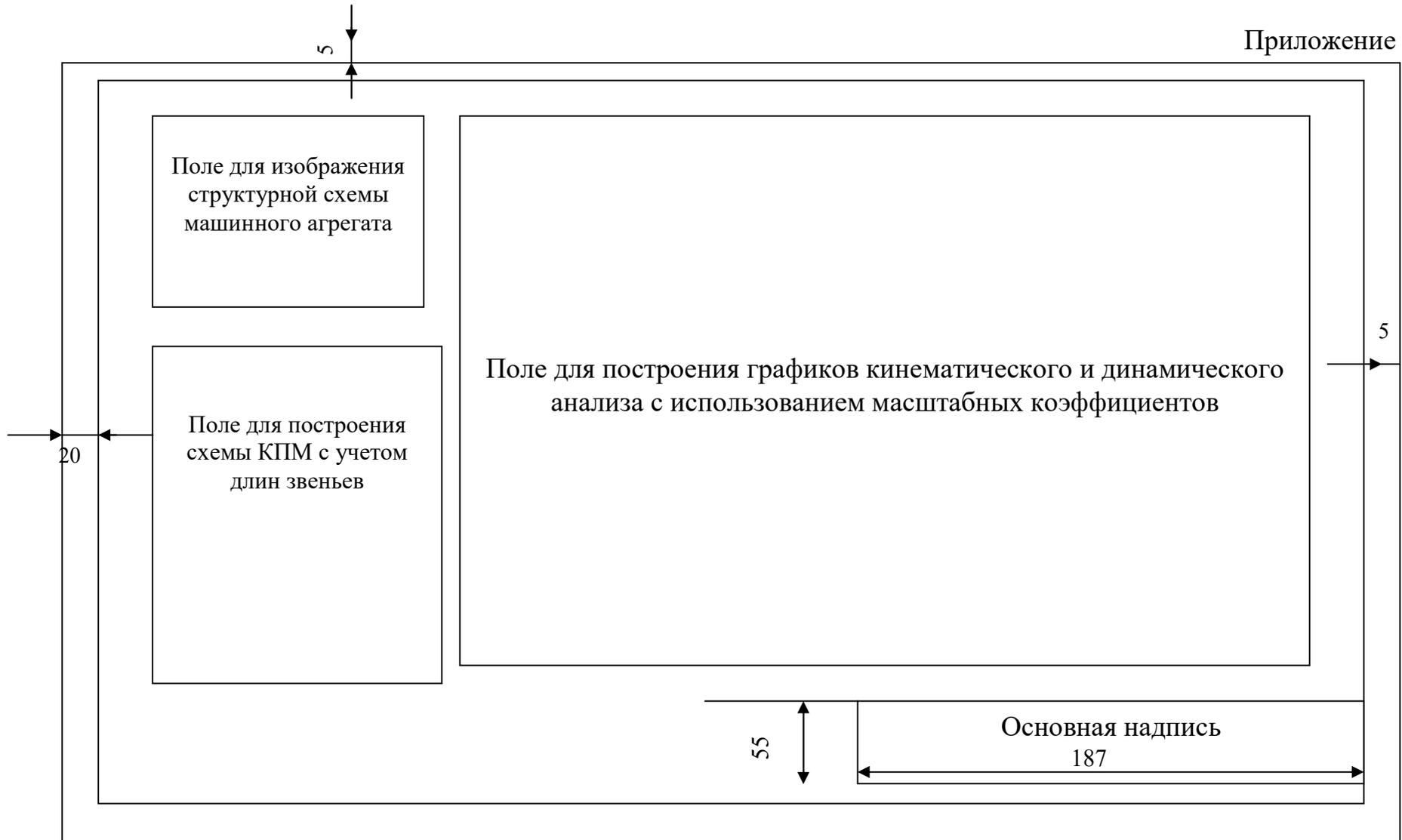
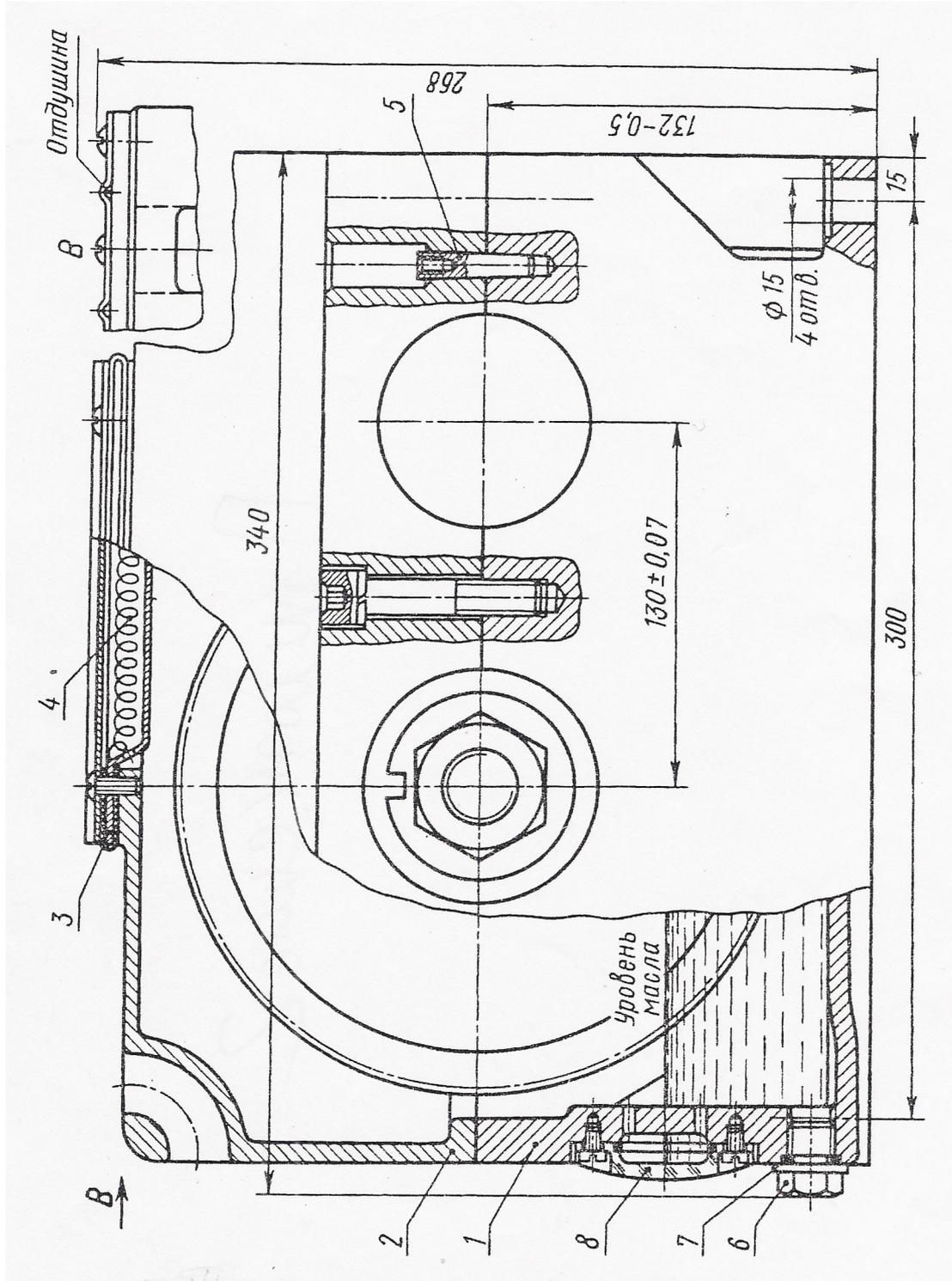
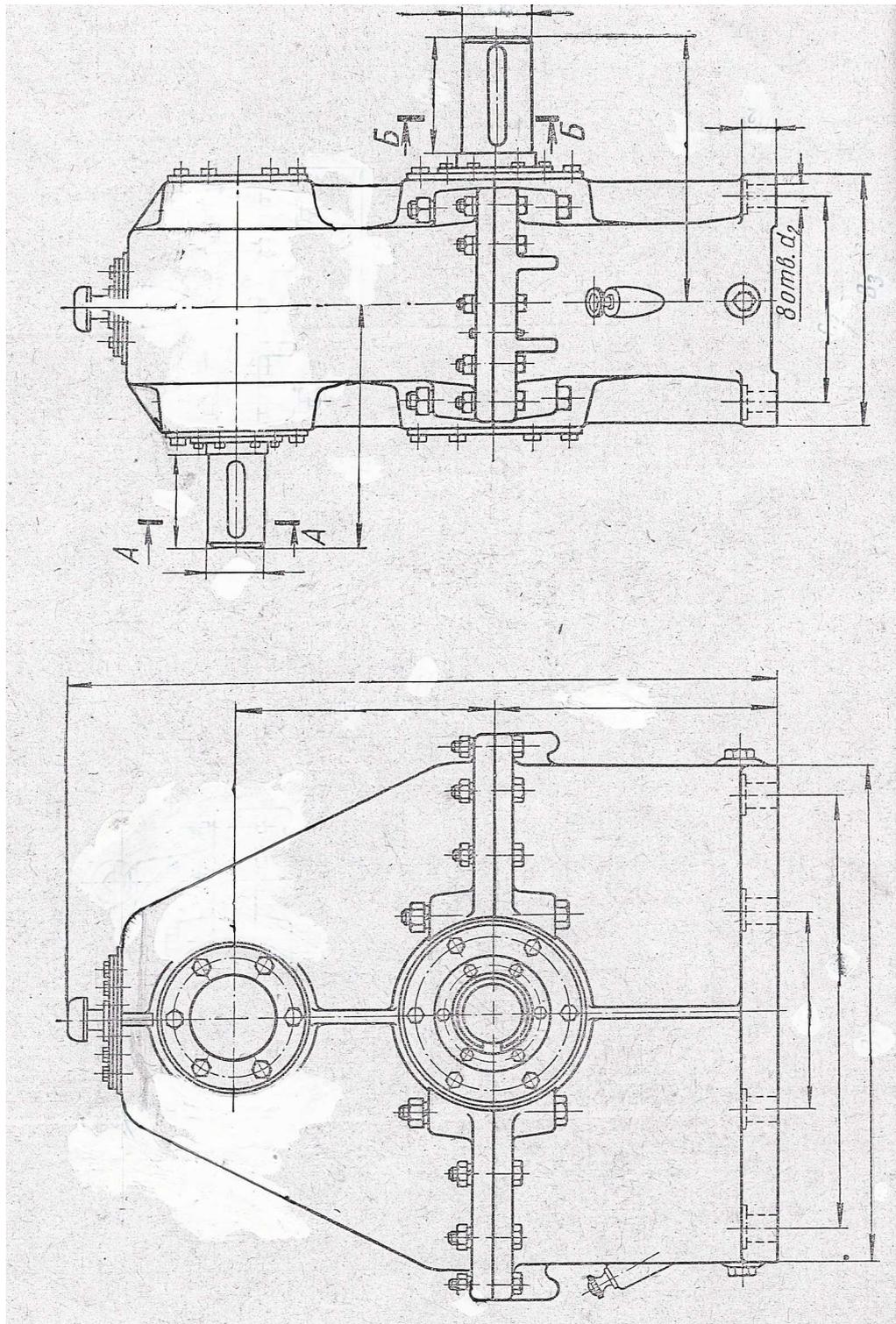


Схема расположения схем и графиков на чертеже

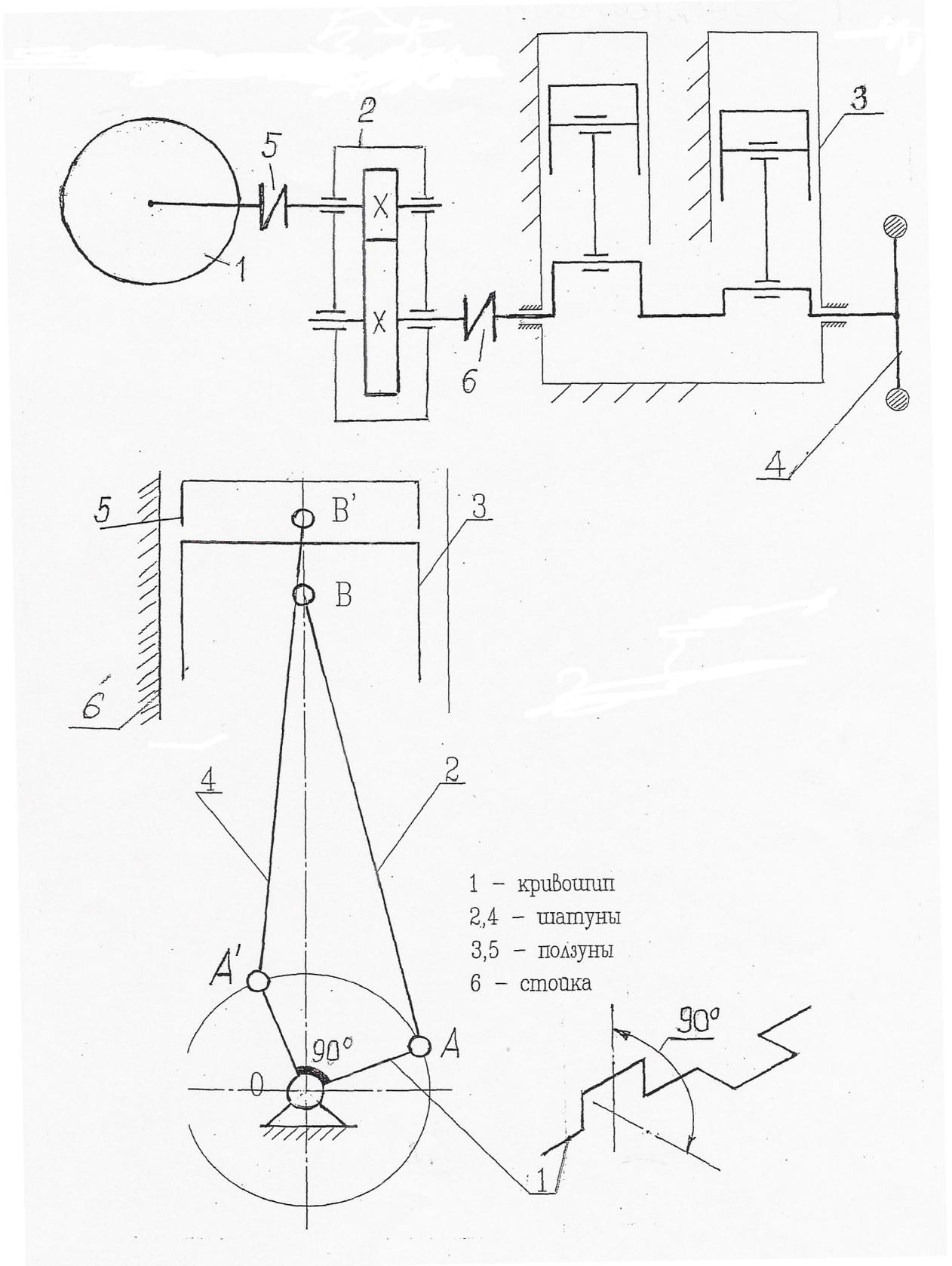


. Редуктор цилиндрической одноступенчатый горизонт (Ц-103-4,89):

- 1- корпус; 2 – крышка корпуса; 3 – крышка смотрового люка с отдушиной, окантованная с двух сторон привулканизированной резиной; 4 – фильтр из тонкой проволоки;



Редуктор цилиндрической одноступенчатый, вертикальный.



Пример оформления листа. Схема машинного агрегата.

