

Министерство образования и науки Российской Федерации
Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет

**О. В. Бурлаченко
Н. В. Филатов**

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие

ISBN 978-5-98276-599-4



© Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Волгоградский государственный
архитектурно-строительный университет», 2013

Волгоград
ВолгГАСУ
2013

УДК 621.01(075.8)

ББК 34.41я73

Б915

Рецензенты:

Ю. П. Сердобинцев, д-р техн. наук, проф.,
зав. кафедрой автоматизации производственных процессов
Волгоградского государственного технического университета;
В. А. Перфилов, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой нефтегазовых сооружений
Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета

Бурлаченко, О. В.

Б915 Теория механизмов и машин [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие / О. В. Бурлаченко, Н. В. Филатов ; М-во образования и науки Рос. Федерации ; Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т. Электронные текстовые и графические данные (810 Кбайт). — Волгоград : ВолгГАСУ, 2013. — Учебное электронное издание комбинированного распространения : 1 CD-диск. — Систем. требования: PC 486 DX-33; Microsoft Windows XP; 2-скоростной дисковод CD-ROM; Adobe Reader 6.0. — Официальный сайт Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Режим доступа: <http://www.vgasu.ru/publishing/on-line/>
Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-5-98276-599-4

Приведены состав и объем контрольных и курсовых работ, содержание их разделов. Сформулированы требования к объемно-планировочному, конструктивному и архитектурно-художественному решению зданий и сооружений. Особое внимание уделено вопросам технологии и организации производства. Показаны некоторые пути научно-исследовательского поиска при выполнении работы, а также значение сравнительного анализа вариантных решений конструктивных задач. Приведены виды сметной документации, основы их составления.

Для студентов всех форм обучения направлений подготовки 270800.62 «Строительство», 151000.62 «Технологические машины и оборудование», 140100.62 «Теплоэнергетика и теплотехника».

УДК 621.01(075.8)

ББК 34.41я73

ISBN 978-5-98276-599-4



© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет», 2013

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. Основы синтеза и проектирования механизмов	6
1.1. Основные понятия и определения теории механизмов и машин	6
1.2. Кинематический анализ рычажных механизмов	8
1.2.1. Построение планов положения механизма	8
1.2.2. Определение скоростей и ускорений механизма методом планов	8
1.2.3. Исследование рычажных механизмов методом кинематических диаграмм	11
1.2.4. Кинематическое исследование рычажных механизмов аналитическим методом	12
1.2.5. Силовой расчет рычажных механизмов	12
1.3. Зубчатые передачи	16
1.3.1. Виды и классификация зубчатых передач	16
1.3.2. Эвольвента и её свойства	18
1.3.3. Геометрия эвольвентного зацепления	19
1.3.4. Качественные показатели зацепления	19
1.3.5. Основные параметры зубчатых колёс	20
2. Общие указания к выполнению работ	22
2.1. Содержание и порядок выполнения 1-го листа работы «Кинематический и силовой анализ рычажного механизма»	26
2.2. Содержание и порядок выполнения 2-го листа работы «Синтез зубчатого механизма»	31
3. Расчетные схемы и исходные данные для выполнения работы	36
3.1. Схемы и исходные данные для проектирования рычажных механизмов	36
3.2. Схемы и исходные данные для проектирования зубчатых механизмов	40
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	43
ПРИЛОЖЕНИЕ	44

ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с программой курса «Теория механизмов и машин» для строительных специальностей предусмотрено выполнение курсовой работы, содержащей задачи по исследованию и проектированию различных механизмов, или контрольной работы как части курсовой. Выполнение этих работ способствует закреплению, углублению и обобщению теоретических знаний, а также применению их к решению комплексных инженерных задач по расчету механизмов и машин; оно приучает студентов пользоваться технической литературой, способствует подготовке к выполнению ими курсовых проектов по специальным дисциплинам, а также дипломного проекта.

В первом разделе учебно-методического пособия представлены Основные понятия и определения теории механизмов и машин, виды механизмов и их структурные схемы, основы кинематического и силового анализа рычажных механизмов, синтеза зубчатых механизмов.

Во втором разделе даны общие рекомендации к выполнению курсовой работы, указаны сроки выполнения, содержание и порядок выполнения листов работы.

Во третьем разделе представлены задания курсовой работы, включая схемы и исходные данные для проектирования стержневых, кулачковых и зубчатых механизмов, изображенных на рис. 3.1 - 3.11. В таблицах 3.1 - 3.2 даны числовые значения для 10 вариантов по каждой приведенной схеме.

Курсовая или контрольная работа выполняется на основе задания, выдаваемого преподавателем, и состоит из графической части и расчетно-пояснительной записки. Работа охватывает основные вопросы, рассматриваемые в лекционном курсе и на практических занятиях. Графическая часть работы содержит два листа чертежей формата А1 (594×841 мм) и выполняется в карандаше в соответствии с правилами машиностроительного черчения (ГОСТами ЕСКД). На листах графической части не должно оставаться

незаполненных мест, поэтому масштабные коэффициенты, которые должны быть указаны на всех планах и графиках, подбираются соответствующим образом. Все вспомогательные построения на листах графической части сохраняются.

Текстовая часть (расчетно-пояснительная записка), титульный лист которой и задание на проектирование показаны на рис. 2.1, 2.2, выполняется чернилами на одной или двух сторонах отдельных листов формата А4 (210×297 мм), которые нумеруются и сшиваются вместе с титульным листом и заданием на курсовую работу, помещаемым в начале записки. Слева от края листов до текста необходимо оставить поле шириной 30 мм для подшивки.

1. ОСНОВЫ СИНТЕЗА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Основные понятия и определения теории механизмов и машин

Развитие строительной отрасли неразрывно связано с созданием новых машин и механизмов, повышающих производительность труда и заменяющих ручной труд машинным.

В строительстве широко используются подвижные механические системы, подразделяемые на машины, машинные агрегаты и механизмы.

В обобщенном виде машина – это устройство, создаваемое человеком для использования законов природы с целью облегчения физического и умственного труда.

По функциональному назначению машины условно можно разделить на: энергетические, транспортные, технологические, контрольно-управляющие, логические (ЭВМ).

Устройства, включающие ряд машин и механизмов, называются машинными агрегатами (М.А.). Обычно М.А. состоит (рис.1) из двигателя – D, передаточного механизма – П.М., рабочей машины – Р.М. и, в ряде случаев, контрольно-управляющих устройств (системы автоматического регулирования) – САР.

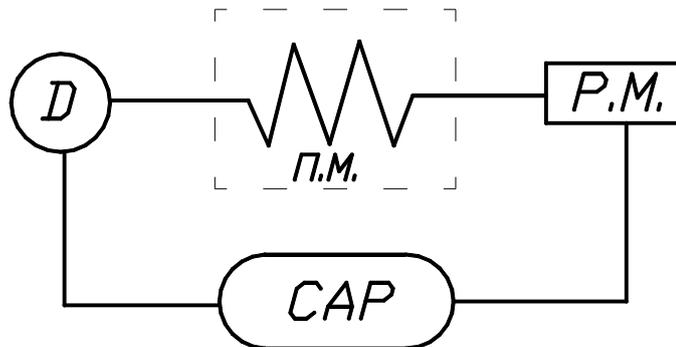


Рис. 1.1. Схема машинного агрегата

В состав каждой отдельной машины входит один или несколько механизмов.

Механизмом называется система материальных тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения остальных.

Состав механизмов разнообразен и включает механические, гидравлические, электрические и др. устройства.

Всякий механизм состоит из отдельных тел (деталей), соединенных между собой.

Деталь – это изделие, изготовленное без сборочных операций.

Детали, соединенные между собой неподвижно или с помощью упругих связей, образуют отдельное *звено*.

Выполнение звеньев из нескольких деталей обеспечивается их соединением. Различают соединения неразъемные (сварные, заклепочные, клеевые) и разъемные (шпоночные, шлицевые, резьбовые).

Звенья в зависимости от вида их материала могут быть твердыми и гибкими (упругими).

Два звена, соединенных друг с другом подвижно, образуют *кинематическую пару*.

Неподвижное звено, состоящее из одной или нескольких деталей, называется *стойкой*.

Таким образом, каждый механизм имеет стойку и подвижные звенья, среди которых выделяют входные, выходные и промежуточные звенья.

Входным (ведущим) звеньям сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения выходных (ведомых) звеньев с помощью промежуточных звеньев. Обычно в механизме имеется одно входное и выходное звено. Но в некоторых случаях имеют место механизмы с несколькими входными или выходными звеньями, например, дифференциал автомобиля.

При проектировании сложных механизмов обычно стремятся выделить из общей схемы отдельные, более простые типовые механизмы, проектирование которых имеет свои закономерности. К таким широко используемым в технике механизмам относятся: рычажные (стержневые), кулачковые, фрикционные, зубчатые и др., причем с точки зрения строения, кинематики и динамики любой механизм можно заменить условным рычажным механизмом с последующим его анализом, поэтому структура, кинематика и динамика рычажных механизмов рассматривается наиболее подробно.

1.2. Кинематический анализ рычажных механизмов

Кинематический анализ механизмов включает вопросы изучения звеньев с геометрической точки зрения, т.е. без учета действующих сил. Для этого используются графические, аналитические и экспериментальные методы исследования.

Одним из наглядных методов является графоаналитический, который включает:

- а) построение планов положения механизма;
- б) определение скоростей и ускорений характерных точек или звеньев механизма.

При графических построениях на чертеже изображаются длины звеньев, скорости, ускорения и др. величины в определенном масштабе, характеризуемом масштабным коэффициентом:

$$\mu = \text{значение параметра} / \text{длина отрезка.}$$

Например, вектор \mathbf{pa} длиной 10 мм изображает скорость $V=20$ м/с. Тогда $\mu_v = 20/10 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}/\text{мм} = 2 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}/\text{мм}$.

1.2.1. Построение планов положения механизма

Графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма, соответствующее заданному моменту времени, называется *планом положений* или *планом механизма*.

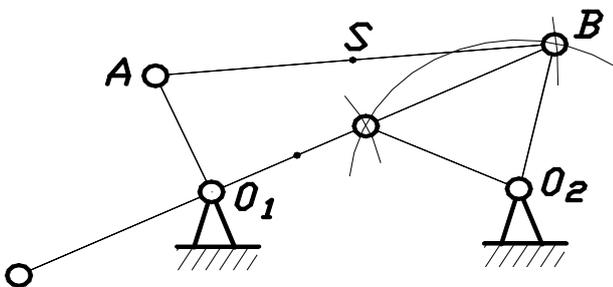


Рис. 1.2.

необходимости можно определить графически траектории характерных точек звеньев, имеющих сложное движение, например, центра тяжести S шатуна AB (рис.14).

Планы положения строятся в определенном масштабе методом засечек в соответствии с формулой строения механизма. При этом должны быть заданы линейные размеры всех звеньев (рис.14). После построения нескольких совмещенных планов механизма при

1.2.2. Определение скоростей и ускорений механизма методом планов

Метод планов является одним из самых наглядных. Определению подлежат линейные скорости и ускорения отдельных точек и угловые скорости и ус-

кореня звеньев. При этом предварительно составляются векторные уравнения для скоростей и ускорений точек звеньев, совершающих сложное движение, например:

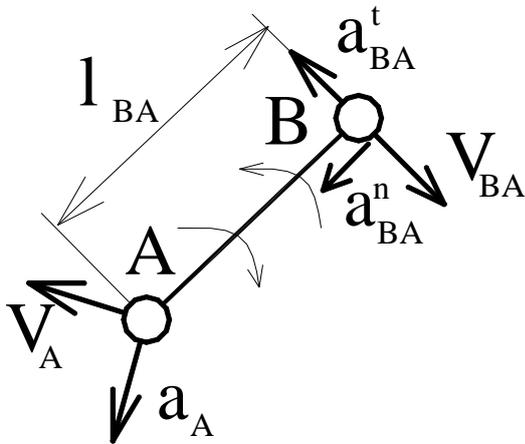


Рис. 1.3.

точек, а также угловые скорость и ускорение звена (индексы соответствуют характеру ускорений и обозначениям точек).

а) звено совершает плоскопараллельное движение, состоящее из переносного, т.е. поступательного со скоростью полюса и относительного вращательного вокруг полюса (рис.15).

Принимая за полюс т. А, получим:

$$\begin{aligned} \bar{V}_B &= \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}; & \text{где } \bar{V}_{BA} &= \omega \cdot l_{AB}; \\ \bar{a}_B &= \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}; & \text{где } \bar{a}_{BA} &= a_{BA}^n + a_{BA}^t \text{ при} \\ a_{BA}^n &= \omega^2 \cdot l_{AB}; & a_{BA}^t &= \varepsilon \cdot l_{AB}. \end{aligned}$$

Здесь V , a , ω , ε - линейные скорости и

ускорения соответствующих характерных

б) звено совершает сложное движение, состоящее из переносного вращательного и относительного поступательного, например,

звено 1 (рис.16).

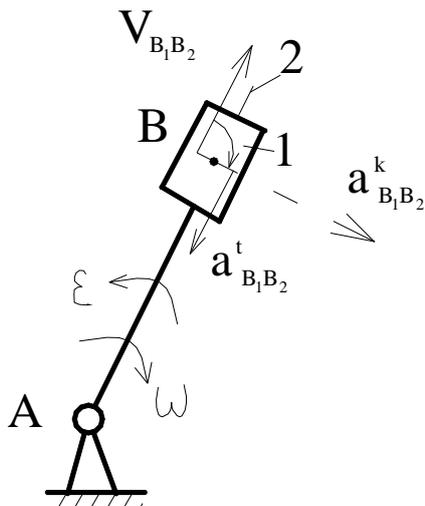


Рис. 1.4.

Решение векторных уравнений осуществляется графически путем построения так называемых планов скоростей и ускорений, на которых абсолютные скорости и ускорения откладываются от одной точки, называемой полюсом, в определенном масштабе.

Пример расчета кривошипно-ползунного механизма рассмотрен на рис.17, где а – план положений, б, в – план скоростей и ускорений.

Векторные уравнения для скоростей записываются в виде:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}; \quad \bar{V}_B = \bar{V}_{Bx} + \bar{V}_{BBx};$$

где $V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$; $V_{Bx} = 0$; $V_{BA} \perp AB$; $V_{BBx} \parallel x-x$,

Пусть B_1 и B_2 – точки, принадлежащие звеньям 1 и 2. Тогда:

$$\begin{aligned} \bar{V}_{B1} &= \bar{V}_{B2} + \bar{V}_{B1B2}, & \text{где } V_{B2} &= \omega \cdot l_{AB}. \\ \bar{a}_{B1} &= \bar{a}_{B2} + \bar{a}_{B1B2}^t + \bar{a}_{B1B2}^k, & \text{где ускорение Кориолиса} \end{aligned}$$

са

$a_{B1B2}^k = 2V_{B1B2} \cdot \omega$ и совпадает с направлением вектора V_{B1B2} , повернутого на 90° в сторону переносного вращения.

Решение векторных уравнений осуществляется графически путем построения так называемых планов скоростей и ускорений, на которых абсолютные скорости и ускорения откладываются от одной точки, называемой полюсом, в определенном масштабе.

т.е. в выбранном масштабе $\mu_v: pb \parallel X-X; ab \perp AB$

$V_{BA} = \mu_v \cdot ab; V_B = \mu_v \cdot pb$ и $\omega_2 = V_{BA} / l_{AB}$.

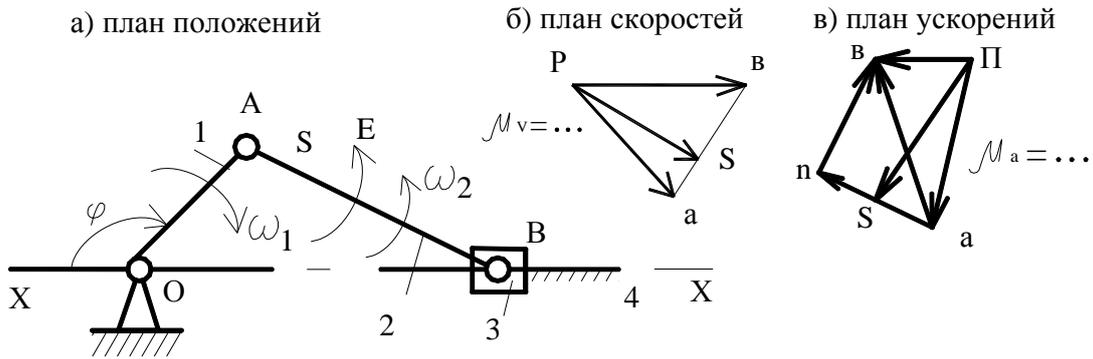


Рис. 1.5.

Векторные уравнения для ускорений при $\omega_1 = \text{const}$ записываются в виде:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}; \quad \vec{a}_B = \vec{a}_{Bx} + \vec{a}_{BBx}^k + \vec{a}_{BBx}^t; \quad \text{где } a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}; \quad a_{BA} = a_{BA}^n + a_{BA}^t;$$

здесь $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}; a_{BA}^t = \varepsilon_2 \cdot l_{AB}; a_{Bx} = 0; a_{BBx}^k = 0; a_{BBx}^t \parallel X-X$.

Все ускорения представлены на рис.17 в выбранном масштабе μ_a в виде соответствующих отрезков, например, $a_B = \mu_a \cdot pb$ и т.д.

При определении скоростей и ускорений промежуточных точек звеньев, например т. S, можно использовать так называемую теорему подобия, согласно которой точки на плане положений звеньев и соответственные точки на планах скоростей и ускорений образуют подобные фигуры или пропорциональные от

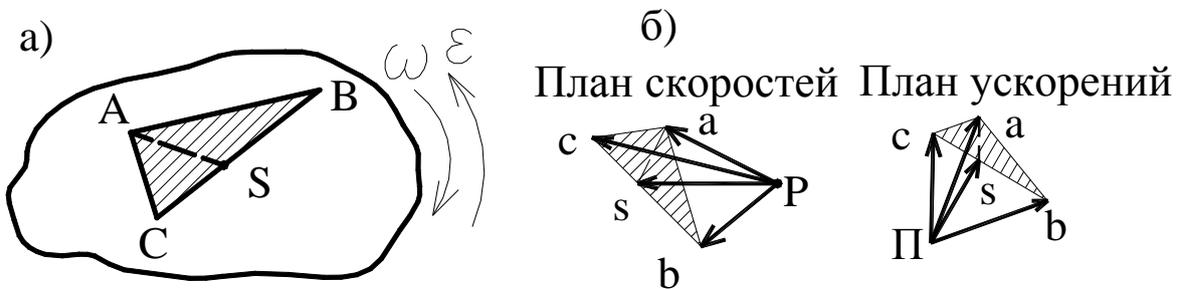


Рис. 1.6.

резки. Рассмотрим доказательство данной теоремы.

На рис.18 показано звено ABC и планы скоростей и ускорений для точек этого звена:

отрезок са на плане скоростей соответствует $V_{CA} \perp CA$;

отрезок ab на плане скоростей соответствует $V_{AB} \perp AB$;

отрезок bc на плане скоростей соответствует $V_{BC} \perp BC$;

т.е. треугольник **abc** подобен треугольнику **ABC**.

Ускорения относительного (вращательного) движения равны:

$$a_{CA} = l_{CA} \cdot \sqrt{(\omega^4 + \varepsilon^2)}; a_{AB} = l_{AB} \cdot \sqrt{(\omega^4 + \varepsilon^2)}; a_{BC} = l_{BC} \cdot \sqrt{(\omega^4 + \varepsilon^2)},$$

т.е. $a_{CA}/l_{CA} = a_{AB}/l_{AB} = a_{BC}/l_{BC}$ или $ca/CA = ab/AB = bc/BC$,

Следовательно, треугольник **abc** подобен треугольнику **ABC**. Аналогичным является построение фигур для любой промежуточной точки, например т. S (рис.18, а, б).

1.2.3. Исследование рычажных механизмов методом кинематических диаграмм

Кинематической диаграммой называется графическая зависимость какого-либо параметра движения звена от времени или от перемещения входного звена, представленные в определенной системе координат.

Если известна одна кинематическая диаграмма, то можно получить остальные зависимости путем графического дифференцирования или интегрирования.

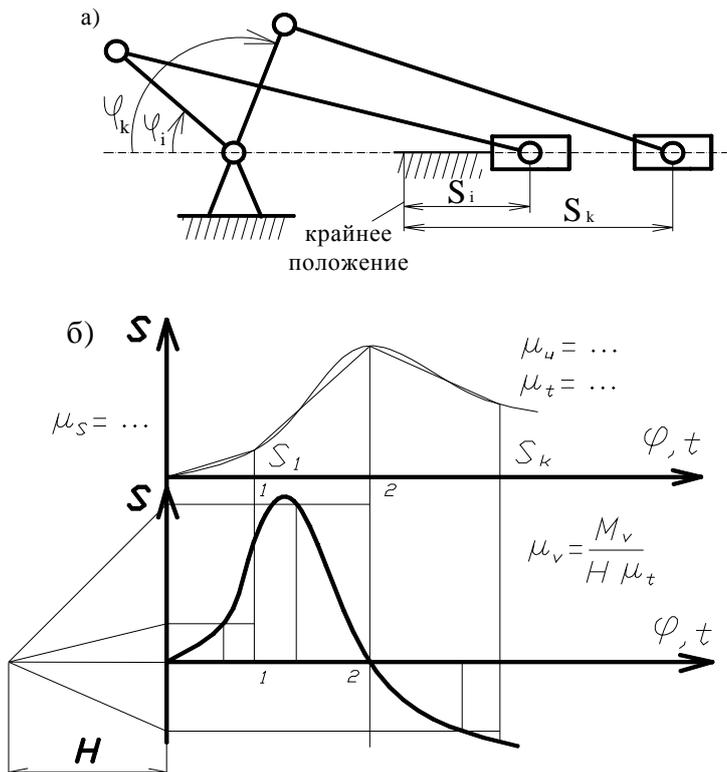


Рис. 1.7.

Следует отметить, что графические методы часто приводят к искажениям результатов из-за неточности графических построений, поэтому необходимо контролировать расположение характерных точек, соответствующих экстремумам на диаграммах.

На рис.19 показана последовательность построения кинематической диаграммы перемещения ползуна кривошипно-ползунного механизма $S(\varphi)$ и $S(t)$, а также элементы графического дифференцирования с получением диаграммы скоростей $V(t)$ методом хорд.

Если диаграмма $V(t)$ первична, то процесс, обратный интегрированию, обеспечит получение диаграммы $S(t)$ и называется *графическим интегрированием*.

1.2.4. Кинематическое исследование рычажных механизмов аналитическим методом

Аналитические методы исследования позволяют проводить анализ с заданной степенью точности. Кроме того, создание математических моделей механизмов позволяет решать задачи их оптимального синтеза при использовании ЭВМ.

Рассмотрим пример кинематического исследования синусного механизма (механизм двойного ползуна), где кривошип 1 вращается с угловой скоростью ω и угловым ускорением ε (рис.20).

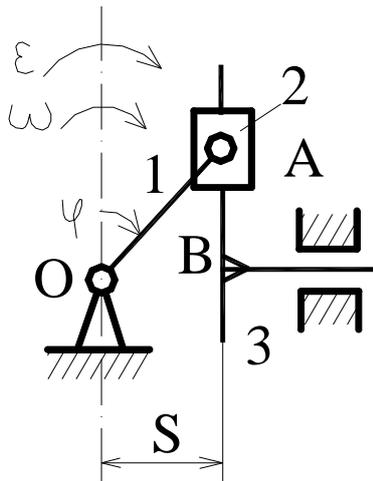


Рис. 1.8.

Тогда скорость и ускорение точки А соответственно равны:

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega; \quad a_A = l_{OA} \cdot \sqrt{(\omega^4 + \varepsilon^2)}.$$

Все точки звена 1 и 2 описывают окружности, а точки звена 3 движутся поступательно, имея перемещения, скорости и ускорения равные:

$$S_B = l_{OA} \cdot \sin\varphi = l_{OA} \cdot \sin\omega t;$$

$$V_B = dS_B/dt = dS_B \cdot d\varphi/d\varphi \cdot dt = l_{OA} \cdot \omega \cdot \cos\varphi;$$

$$a_B = d^2S_B/dt^2 = l_{OA} \cdot (\varepsilon \cdot \cos\varphi - \omega^2 \cdot \sin\varphi)$$

$$\text{при } \varepsilon=0 \quad a_B = -l_{OA} \cdot \omega^2 \cdot \sin\varphi.$$

При исследовании многих механизмов получаются достаточно громоздкие формулы, что не является препятствием при использовании ЭВМ.

При исследовании пространственных механизмов используются элементы векторной алгебры и векторного анализа. Положения, скорости и ускорения точек механизма выражаются в векторной форме, при необходимости вычисляются проекции на оси и плоскости.

1.2.5. Силовой расчет рычажных механизмов

Зная активные силы, действующие на звенья механизма и силы инерции этих звеньев, можно произвести его кинетостатический расчет, т.е. определить реакции в кинематических парах и уравновешивающую силу (момент) на входном звене, причем эта сила (момент) является движущей при совпадении ее на-

правления с направлением движения входного звена или силой (моментом) сопротивления, если ее направление противоположно этому движению.

При кинетостатическом расчете реакции в кинематических парах определяются путем статического расчета, который базируется на результатах кинематического анализа, включая ускорения, необходимые для определения сил (моментов) инерции.

При силовом расчете используется принцип Даламбера, позволяющий решение задачи динамики свести к статическому расчету. Согласно этому принципу приведение ускоренно движущейся системы в равновесие обеспечивается условным приложением к этой системе сил инерции. При этом неизвестные силы определяются из уравнений статики.

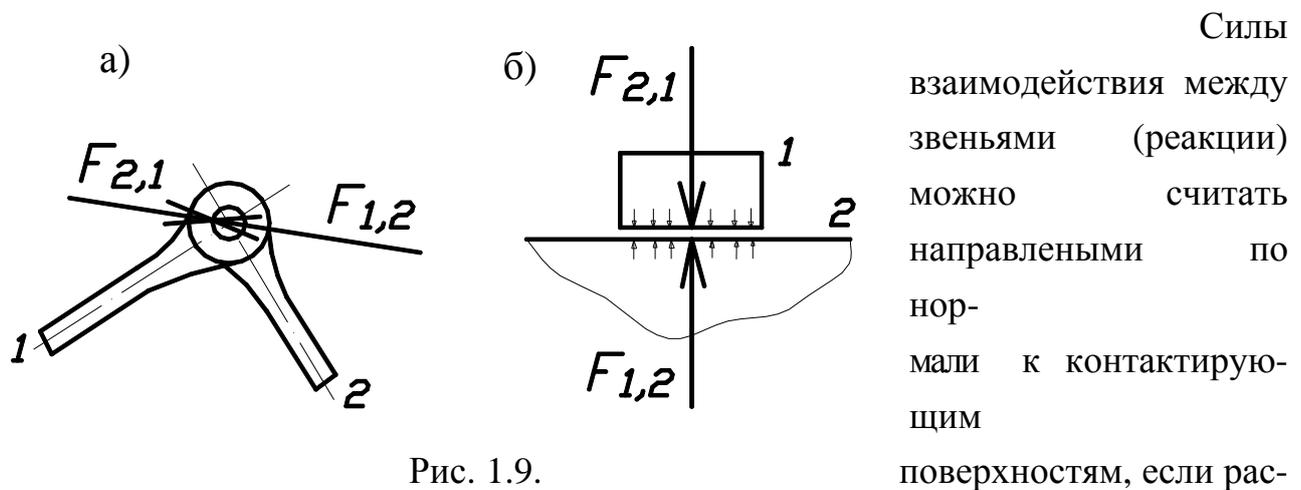


Рис. 1.9.

чет ведется без учета сил трения (рис.1.9, а, б).

При графоаналитическом решении используется метод плана сил. Механизм расчленяется на структурные группы Ассур и начальные звенья. Расчет ведется, начиная с последней структурной группы и заканчивается расчетом входного звена.

При расчете структурных групп к ним прикладываются все действующие силы, включая силы инерции и реакции отброшенных связей. Каждая из неизвестных реакций, при необходимости, может быть разложена на две составляющие по выбранным направлениям, например, вдоль оси звена (нормальная F^n) и перпендикулярно оси (тангенциальная F^t). При равенстве числа уравнений статики числу неизвестных реакций их можно определить аналитически и графически, построив многоугольник (план) сил. Неизвестные определяются из условия замкнутости векторной суммы сил. Рассмотрим примеры:

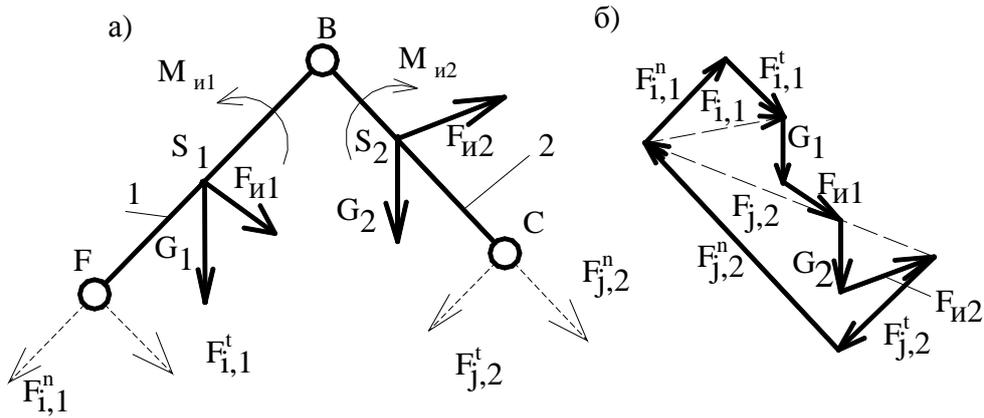


Рис. 1.10.

1) Двухповодковая группа с вращательными парами:

$F_{i,1}^t$ определяется из уравнения моментов для звена 1 - $\sum M_B = 0$ относительно т. В. (рис.1.10, а);

$F_{j,2}^t$ определяется из уравнения моментов для звена 2 - $\sum M_B = 0$ относительно т. В (рис. 1.10, а).

При отрицательных значениях реакций необходимо изменить их направления на противоположные.

$F_{i,1}^n$ и $F_{j,2}^n$ определяются из плана сил (рис.1.10, б), полученного на основе векторного уравнения;

$\sum F_k = 0$, где F_k – силы, действующие на структурную группу.

2) Двухповодковая группа шатун-ползун (рис. 1.10, а, б)

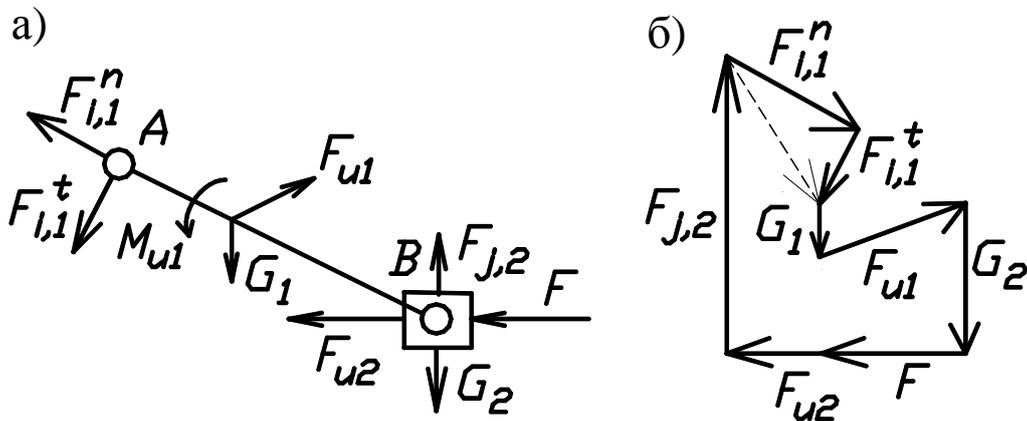


Рис. 1.11.

$F_{j,2}$ определяется из уравнения моментов - $\sum M_A = 0$ относительно т. А.
 $F_{i,1} = F_{i,1}^n + F_{i,1}^t$ определяется из плана сил (рис. 1.11, б) на основе векторного уравнения $\sum F_k = 0$.

3) Двухповодковая группа кулиса-камень (рис.1.12, а)

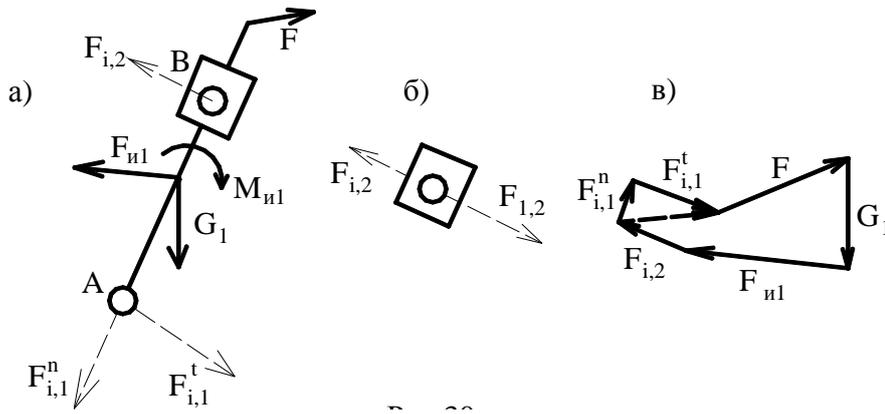


Рис. 1.12.

$F_{j,2}$ определяется из уравнения моментов - $\sum M_A = 0$.

$F_{i,1} = F_{i,1}^n + F_{i,1}^t$ определяется из плана сил (рис. 1.12, в), на основе векторного уравнения $\sum F_k = 0$. При этом особенность расчета данной группы Ассур состоит в возможности некоторого упрощения вычислений в случае, когда весом камня 2 можно пренебречь. Тогда реакция $F_{j,2}$ противоположна реакции $F_{1,2}$ и перпендикулярна АВ, т.е. линия ее действия известна (рис. 1.12, б).

4) Входное (начальное) звено (рис. 1.13, а).

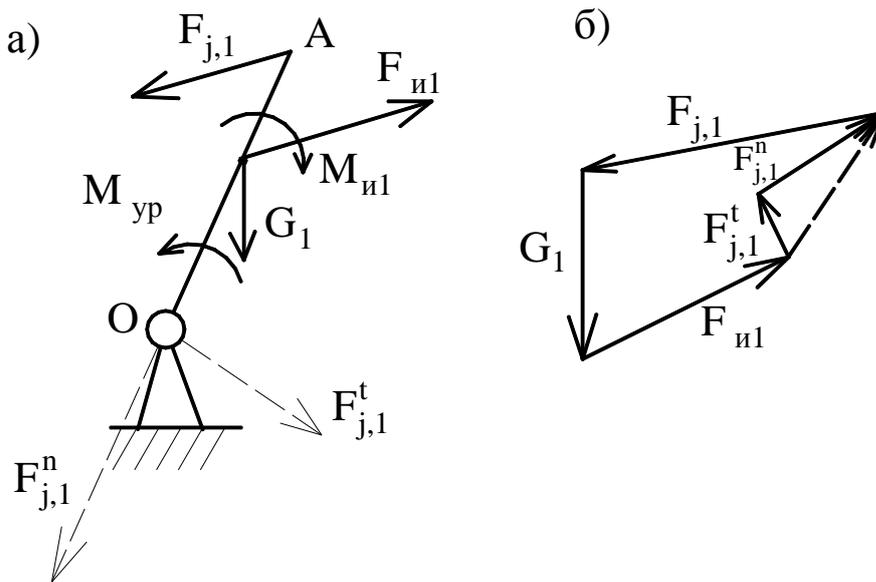


Рис.1.13.

$M_{уп}$ определяется из уравнения моментов - $\sum M_o = 0$.

$F_{j,1} = F_{j,1}^n + F_{j,1}^t$ определяется из плана сил (рис. 1.13, б) согласно векторному уравнению $\sum F_k = 0$.

1.3. Зубчатые передачи.

1.3.1. Виды и классификация зубчатых передач

Зубчатые передачи осуществляют передачу вращательного движения с одного вала на другой с помощью цилиндрических, конических, червячных колёс, имеющих специально профилированные зубья, при этом зубчатые колёса могут иметь прямые, косые, спиральные, шевронные зубья и др. (рис. 51).

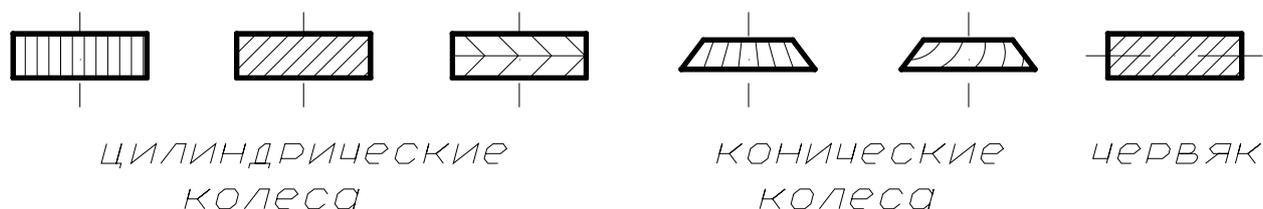


Рис. 1.14.

При использовании непрямозубых колёс повышается плавность и бесшумность работы и увеличивается нагрузочная способность передачи.

В зубчатых передачах с пересекающимися осями в качестве начальных поверхностей используются усечённые конусы, вершины которых пересекаются в одной точке (рис. 1.15, а), а в передачах с перекрещивающимися осями теоретическими начальными поверхностями являются гиперболоиды вращения (рис. 1.15, б). Такие передачи называются *гиперболоидными*.

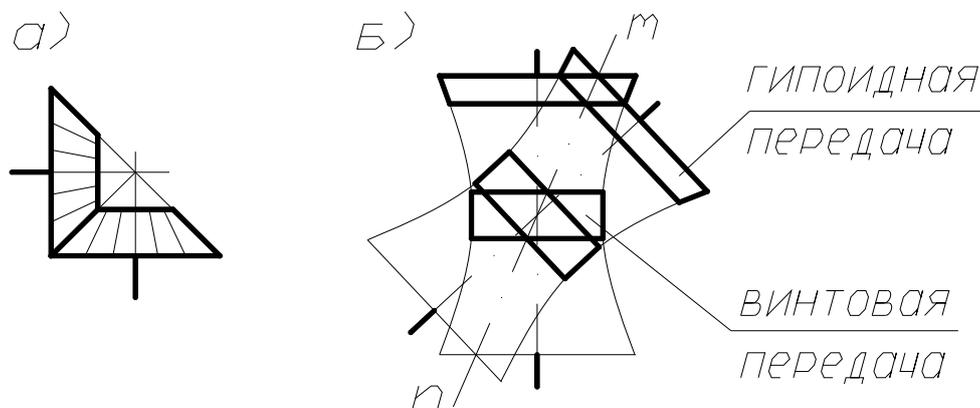


Рис. 1.15.

Контакт зубьев 2-х колёс в таких передачах происходит по прямолинейным образующим mn . В машиностроительной практике ограничиваются отдельными короткими частями гиперболоидов. Например, используя среднюю часть гиперболоидов, получают винтовую зубчатую передачу, а если использовать усечённые конусы, близкие по профилю к гиперболоидам в их широкой части, то получим так называемую *гипоидную передачу* (рис. 1.15, б).

Частным случаем винтовой передачи является червячная передача, в которой малое колесо называется *червяком*, а большое – *червячным колесом* (рис. 1.16, а, б).

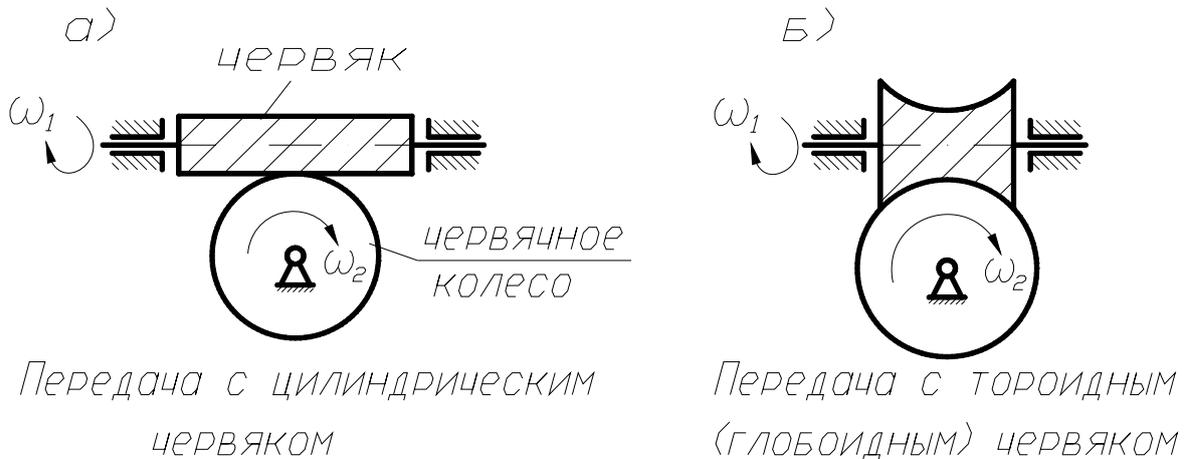


Рис. 1.16.

Червячные передачи могут быть с одно и многозаходными червяками, при этом число заходов червяка равно числу его зубьев.

Червячные передачи позволяют обеспечить большое передаточное отношение при сравнительно малых габаритах вследствие малого числа зубьев (заходов) на червяке, т. к. $i_{1,2} = \frac{Z_2}{Z_1}$ (Z_1, Z_2 – число зубьев колёс). Однако коэффициент

полезного действия (КПД) передачи низок.

Предельные значения передаточных отношений для зубчатой пары составляет:

- 1...6 – для цилиндрических передач;
- 1...4 – для конических передач;
- 10...40 – для червячно-винтовых передач.

По форме профиля зуба различают передачи *эвольвентные, циклоидальные, цевочные*, а также *передачи с зацеплением Новикова*.

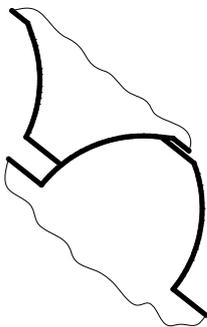


Рис. 1.17.

Наибольшее распространение получили эвольвентные передачи с профилем, предложенным Леонардом Эйлером в 1754 г. Преимуществом этого профиля является простота изготовления, достаточно высокая нагрузочная способность, малая чувствительность к неточностям межцентрового расстояния. Однако эвольвентный профиль удовлетворяет не всем требованиям, предъявляемым к современным зубчатым передачам. Так, например, в мощных передачах внешнего зацепления, где контактируют выпуклые зубья с малыми радиусами кривизны

профилей, происходит их быстрое разрушение из-за недостаточной контактной прочности. Одним из путей повышения контактной прочности является использование внутреннего зацепления, в котором профиль зуба одного из колёс вогнутый. Другой путь – применение передач с зацеплением Новикова, где выпуклые профили зубьев одного из колёс, очерченные по дуге окружности, контактируют в вогнутыми профилями другого колеса (рис. 1.17). При этом нагрузочная способность передачи повышается в 2-3 раза по сравнению с эвольвентной, а также уменьшаются потери на трение.

Одной из интересных и перспективных передач является так называемая волновая передача (рис. 55), состоящая из жёсткого 1 и гибкого 2 зубчатых колёс, а также генератора волн 3 с роликами 4. При вращении генератора 3, благодаря разнице чисел зубьев жёсткого и гибкого колёс, приводится во вращение колесо 2, причём передаточное отношение может быть очень большим ($i = 40, \dots, 400$). Автор волновой передачи – Массер (США, 1959 г.) указывал на возможность использования треугольного профиля зубьев.

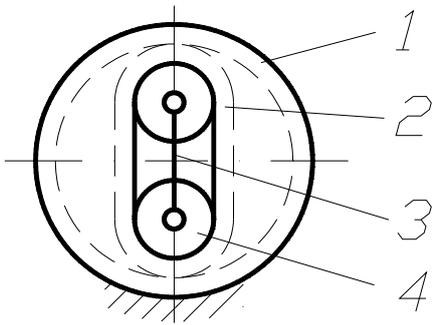


Рис. 1.18.

К зубчатым передачам относятся передачи с некруглыми, секторными колёсами, колёсами, имеющими зубья на части обода и др.

Обычно в зубчатых передачах меньшее колесо называется *шестерней*.

Выбор той или иной передачи зависит от традиционной области её применения и конкретных функциональных особенностей механизма, в котором эта передача будет использована.

1.3.2. Эвольвента и её свойства

Наибольшее применение получили эвольвентные зубчатые передачи с профилем зубьев, очерченным по эвольвенте (рис. 1.19).

Эвольвентой круга называется траектория точки, лежащей на прямой, которая перекатывается без скольжения по окружности радиуса r_B , называемой *основной*.

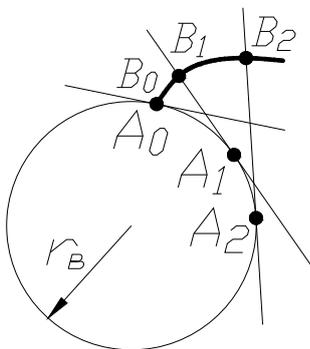


Рис. 1.19

Эвольвента имеет следующие свойства:

- 1) начинается с основной окружности;

- 2) нормаль к эвольвенте является касательной к основной окружности;
- 3) радиус кривизны эвольвенты в каждой её точке лежит на нормали к эвольвенте в этой точке.

Основная окружность представляет собой геометрическое место центров кривизны эвольвенты и является её *эволютой*.

1.3.3. Геометрия эвольвентного зацепления

В процессе зацепления зубья касаются друг друга различными точками профиля (рис. 1.20.). Так как эти точки лежат на нормали к профилям, которая

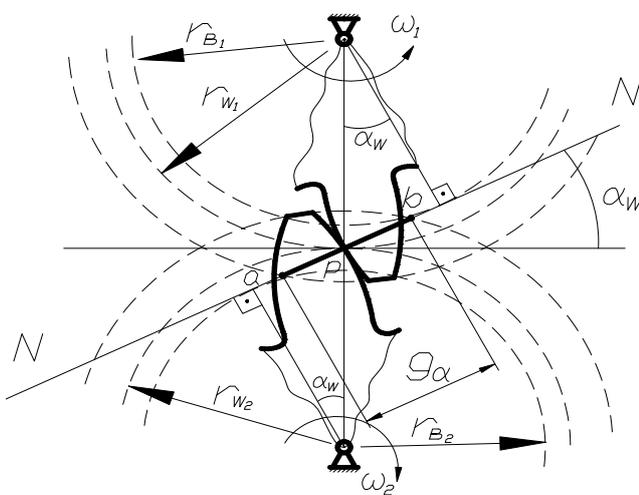


Рис. 1.20.

одновременно является касательной к обеим основным окружностям, то совокупность точек касания (линия \overline{ab}) совпадает с общей для обеих основных окружностей касательной NN . Эта линия называется *теоретической линией зацепления*, а линия \overline{ab} длиной g_α является её активной частью, где располагаются все точки контакта зубьев. Угол α_w ,

измеряемый между нормалью NN

к профилям в полюсе зацепления P и общей касательной к обеим начальным окружностям, называется *углом зацепления*. Таким образом:

$$r_{b_1} = r_{w_1} \cdot \cos \alpha_w ; \quad r_{b_2} = r_{w_2} \cdot \cos \alpha_w .$$

1.3.4. Качественные показатели зацепления

Одним из качественных показателей зубчатой передачи является коэффициент перекрытия ε_α , равный $\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_b$, где p_b – шаг по основной окружности (расстояние между одноимёнными точками двух соседних зубьев, замеренное по дуге основной окружности). Коэффициент ε_α показывает сколько пар зубьев в среднем одновременно находится в зацеплении. Для прямозубой передачи обычно $1 < \varepsilon_\alpha < 2$. Чем больше ε_α , тем более плавно и бесшумно работает передача.

Другим качественным показателем является коэффициент скольжения, который учитывает влияние геометрии передачи и её кинематики на скольжение и износ профилей, скользящих друг по другу (рис. 1.21.), что видно из картины скоростей. На этой картине:

V_{k_1} - скорость точки k первого колеса;

$V_{k_1}^t$ - проекция этой скорости на касательную к контактирующим профи-

лям;

V_{k_2} и $V_{k_2}^t$ - тоже для колеса 2.

Скорость скольжения колеса 1 и 2 относительно друг друга равна:

$$V_{ck} = V_{k_1 k_2} = V_{k_1}^t - V_{k_2}^t.$$

Коэффициенты скольжения колёс 1 и 2 равны:

$$\lambda_1 = \frac{V_{ck}}{V_{k_1}^t}; \quad \lambda_2 = \frac{V_{ck}}{V_{k_2}^t}.$$

Эти коэффициенты равны нулю в полюсе

(точка P) и увеличиваются с удалением от него по линии зацепления.

Таким образом, чем длиннее линия зацепления, (то есть, чем больше коэффициент перекрытия ε_α), тем больше скольжение и износ профилей зубьев.

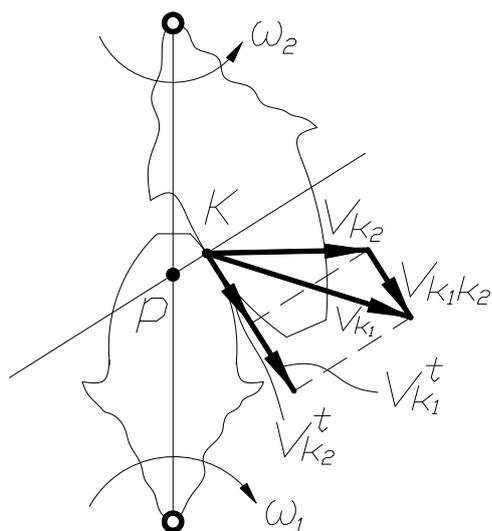


Рис. 1.21.

1.3.5. Основные параметры зубчатых колёс

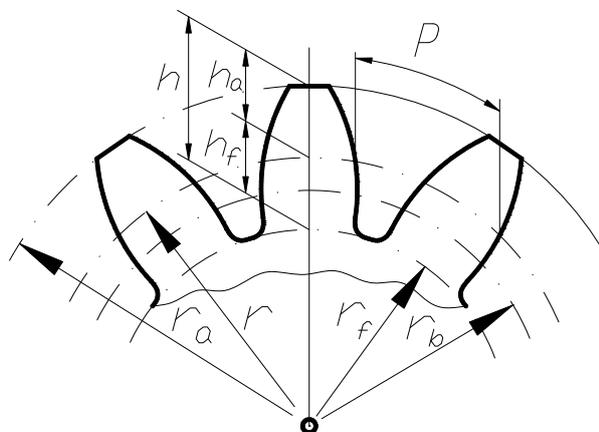


Рис. 1.22

Основными параметрами зубчатого колеса являются (рис. 1.22.):

z – число зубьев;

r_a – радиус (диаметр) окружности выступов;

r_f – радиус (диаметр) окружности впадин;

r_b – радиус (диаметр) основной окружности;

r - радиус (диаметр) делительной окружности, т. е. окружности, которая является начальной в станочном зацеплении колеса с режущим инструментом;

p – шаг по делительной окружности;

h – высота зуба, равная $h=h_a+h_f$, где:

h_a – высота головки зуба;

h_f – высота ножки зуба;

m – модуль зацепления, определяемый из условия:

$$2\pi r = zp, \text{ т. е. } \frac{2r}{z} = \frac{p}{\pi} = m \text{ (измеряется в мм).}$$

Величина m стандартизирована, а делительная окружность является окружностью стандартного модуля.

Обычно размеры зубчатого колеса и зубьев выражаются через m .

Так, например: $h_a = h_a^* \cdot m$, где h_a^* - коэффициент высоты головки зуба;

$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m$, где c^* - коэффициент радиального зазора;

$r = 0,5 \cdot m \cdot z$; $p = \pi \cdot m$; $r_b = r \cdot \cos \alpha = 0,5 \cdot m \cdot z \cdot \cos \alpha$, где α – угол исходного контура режущего инструмента.

Обычно для стандартных зубчатых колёс: $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$; $\alpha = 20^\circ$.

2. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТ

Текстовая часть пояснительной записки должна содержать краткие указания к расчету и ссылки на графические построения и использованную литературу, список которой приводится в конце записки. Ссылка на литературу осуществляется при использовании из соответствующего источника выражений, формул или числовых значений тех или иных параметров. В ссылке указывается номер источника по списку и страница, где помещены приведенные данные в источнике, например, [1, с. 24] или [2, с. 35, табл. 3]. В списке литературы указываются: фамилия и инициалы авторов; название книги; место издания; название издательства и год издания; число страниц. Например:

1. Коренько А. С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. М. - Л.: Машиностроение, 1964. 324 с.

Список литературы формируется по мере выполнения курсовой работы.

При выполнении расчета формулы сначала записываются в общем виде (в буквенных обозначениях), затем, если формула записана впервые, дается расшифровка ее символов, например:

$$F_{и} = m \cdot a_{с},$$

где $F_{и}$ – сила инерции; m – масса звена; $a_{с}$ – линейное ускорение центра масс. Далее вместо символов в формулу подставляются их численные значения в соответствующей последовательности, например: $F_{и} = 3 \cdot 150 = 450 \text{ Н}$.

Результаты нескольких вычислений по одним и тем же формулам целесообразно представить в таблице.

В конце записки помещается содержание.

В работе необходимо применять обозначения и термины, общепринятые в научно-технической литературе. Все расчеты должны быть выполнены в единой международной системе (СИ) по СТ СЭВ 1052-78.

В системе (СИ) за основные приняты следующие единицы измерения: длина- метр (м); масса- килограмм (кг); время- секунда (с).

В качестве единицы силы принят Ньютон (Н), представляющий собой силу, которая массе в один килограмм сообщает ускорение в один м/с^2 . Сила в один Ньютон в 9.81 раза меньше 1 кг силы.

Момент пары сил имеет размерность $\text{Н}\cdot\text{м}$, а момент инерции массы $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

<p>Волгоградский государственный архитектурно строительный университет</p> <p>Себряковский филиал</p> <p>Кафедра «Механизация и автоматизация строительства»</p> <p>РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО Т М М</p>	
Студент группы _____	(индекс)
(фамилия, и. о.)	подпись
Консультант _____	
(фамилия, и. о.)	подпись
г.МихайловкаГ	

Рис. 2.1. Титульный лист расчетно-пояснительной записки

ЗАДАНИЕ

на курсовую работу по дисциплине "Теория механизмов и машин"

Студента гр. _____

Исследование рычажного и зубчатого механизмов

Содержание графической части (формат А1)

1 лист. Кинематический и силовой анализ рычажного механизма (планы скоростей, ускорений, планы сил, рычаг Жуковского).

2 лист. Синтез зубчатого механизма (эвольвентное зубчатое зацепление, кинематический анализ планетарного механизма)

Содержание пояснительной записки

1. Титульный лист. Задание на курсовую работу. Оглавление.
2. Структурный, кинематический анализ и силовой расчет рычажного механизма. Определение уравновешивающей силы.
3. Определение основных параметров эвольвентных зубчатых колес.
4. Геометрический синтез и кинематический анализ зубчатого механизма.
5. Литература.

Дата выдачи задания _____

Срок выполнения _____

Руководитель _____

Рис. 2.2. Бланк задания на курсовую работу

Сроки выполнения работы и ее успешная защита могут быть обеспечены благодаря систематической самостоятельной работе студента в течение года при соответствующем контроле со стороны преподавателя-консультанта. Поэтому каждый студент обязан не реже одного раза в неделю в специально установленное время обращаться к преподавателю для консультации по конкретным вопросам, а также приносить все расчеты, чертежи и используемую литературу для проверки законченных этапов проектирования.

Консультант своей подписью утверждает законченные и подписанные автором листы графической и текстовой части после их проверки и исправления ошибок.

Чтобы уложиться в срок студент должен планировать учебную работу из такого расчета затрат времени, чтобы период выполнения каждого листа и записки не превышал 4 – 5 недель.

Защита работы осуществляется по специальному расписанию перед комиссией. При этом студент предъявляет листы графической части и расчетно-пояснительную записку, подписанные консультантом, а также зачетную книжку. Защита работы включает краткий доклад студента о содержании задания и его реализации в своем проекте, а также ответы на вопросы членов комиссии, касающиеся особенностей конструкций и их расчета, рассмотренных в проекте.

После защиты устанавливается дифференцированная оценка работы, которая, кроме качества работы и знаний студента, учитывает степень выполнения установленных сроков проектирования.

При неудовлетворительной оценке студенту назначают повторную защиту не ранее, чем через неделю. При повторной неудовлетворительной оценке студенту выдается новое задание на работу.

Расчетные схемы и исходные данные для курсовой работы представлены во втором разделе методических указаний на рис. 3.1 - 3.11 и в таблице 3.1 - 3.2.

2.1. Содержание и порядок выполнения 1-го листа работы «Кинематический и силовой анализ рычажного механизма»

На рис. 1.3 дан угловой штамп, располагаемый в правом нижнем углу каждого листа графической части работы.

На рис. 1.4 представлена общая блок-схема проектируемого механизма, включающая двигатель, зубчатый, стержневой и кулачковый механизмы. Эта схема размещается в записке к первому листу, и на ней указываются номера схем и вариантов каждого отдельного механизма согласно индивидуальному заданию студента на курсовую работу, получаемому от преподавателя-консультанта.

На рис. 1.5. показано примерное расположение графического материала на втором листе. Правую верхнюю часть листа занимают планы положений стержневого механизма при общем изображении стойки. Для их построения предварительно выбирается масштабный коэффициент из расчета, чтобы площадь, занимаемая планами положений, составляла $1/5$ - $1/6$ площади листа. Построение начинается с крайнего положения механизма, при котором рабочее звено совершает остановку. Это положение принимается за нулевое. Затем строятся еще 11 планов положений через 30° угла поворота кривошипа. Кроме того, строится план при втором крайнем положении рабочего звена (если этот план положений не совпадает ни с одним из построенных 12-ти планов). Один из планов положений вычерчивается более толстыми, чем остальные, линиями и на нем нумеруются звенья, а кинематические пары и характерные точки звеньев обозначаются заглавными буквами латинского алфавита с индексами, обозначающими номер плана положений. На остальных планах положений обозначаются лишь кинематические пары (заглавными буквами с индексами). Отсчет начинается от нулевого положения (крайнего) в направлении вращения ведущего звена, причем второе крайнее положение обозначается с индексом «К», например, A_K . Над планами положений указывается масштабный коэффициент длин, а на изображении положений ведущего звена наносится дуговая стрелка, указывающая направление его вращения.

На планах положений необходимо обозначить углы поворота ведущего звена при рабочем ($\varphi_{р.х.}$) и при холостом ходе ($\varphi_{х.х.}$) механизма, при этом за ра-

бочий ход принимается наибольшее угловое перемещение ведущего звена от одного крайнего положения до другого.

Планы скоростей строятся в левой половине листа для двух положений стержневого механизма – крайнего и текущего (при рабочем ходе), указанного в задании на проектирование или выбираемого студентом самостоятельно.

Масштабный коэффициент планов скоростей, который указывается на листе, должен соответствовать наибольшему их размеру в интервале от 100 до 150 мм. Полюс плана скоростей обозначается строчной буквой «р», а концы векторов обозначаются строчными буквами латинского алфавита, соответствующими буквам, обозначающими характерные точки на плане положений механизма.

Планы ускорений строятся также для указанных 2-х положений (см. выше). При этом масштабный коэффициент выбирается из тех же соображений, что и при построении планов скоростей. Полюс плана ускорений обозначается строчной буквой «п», а концы векторов полных ускорений точек обозначаются строчными буквами греческого алфавита, соответствующими буквам на плане положений механизма: концы векторов нормальных ускорений - буквой «п» с индексами относительного ускорения. Например, конец вектора a_{BA}^n обозначается на плане ускорений p_{BA} .

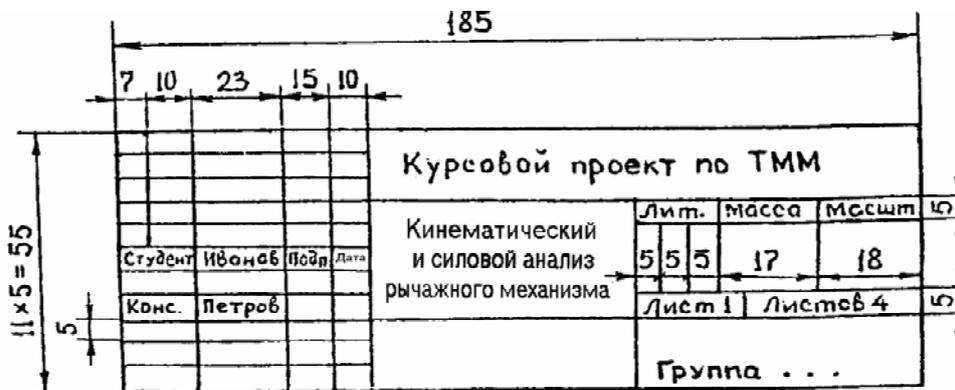


Рис. 2.3. Угловой штамп

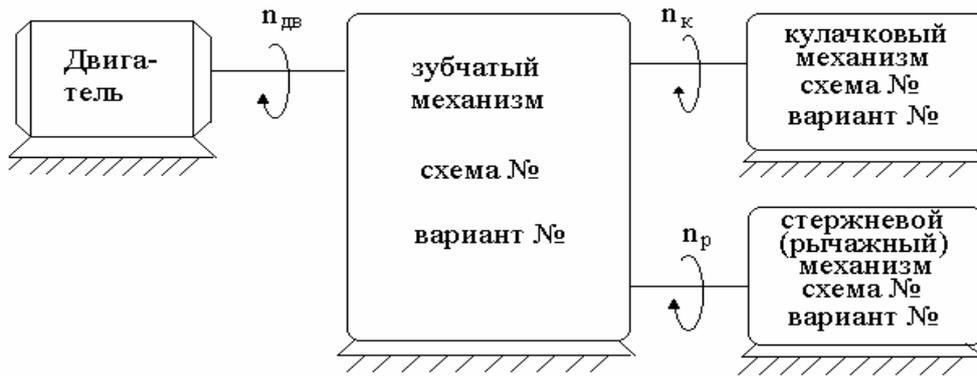


Рис. 2.4. Блок-схема проектируемого механизма

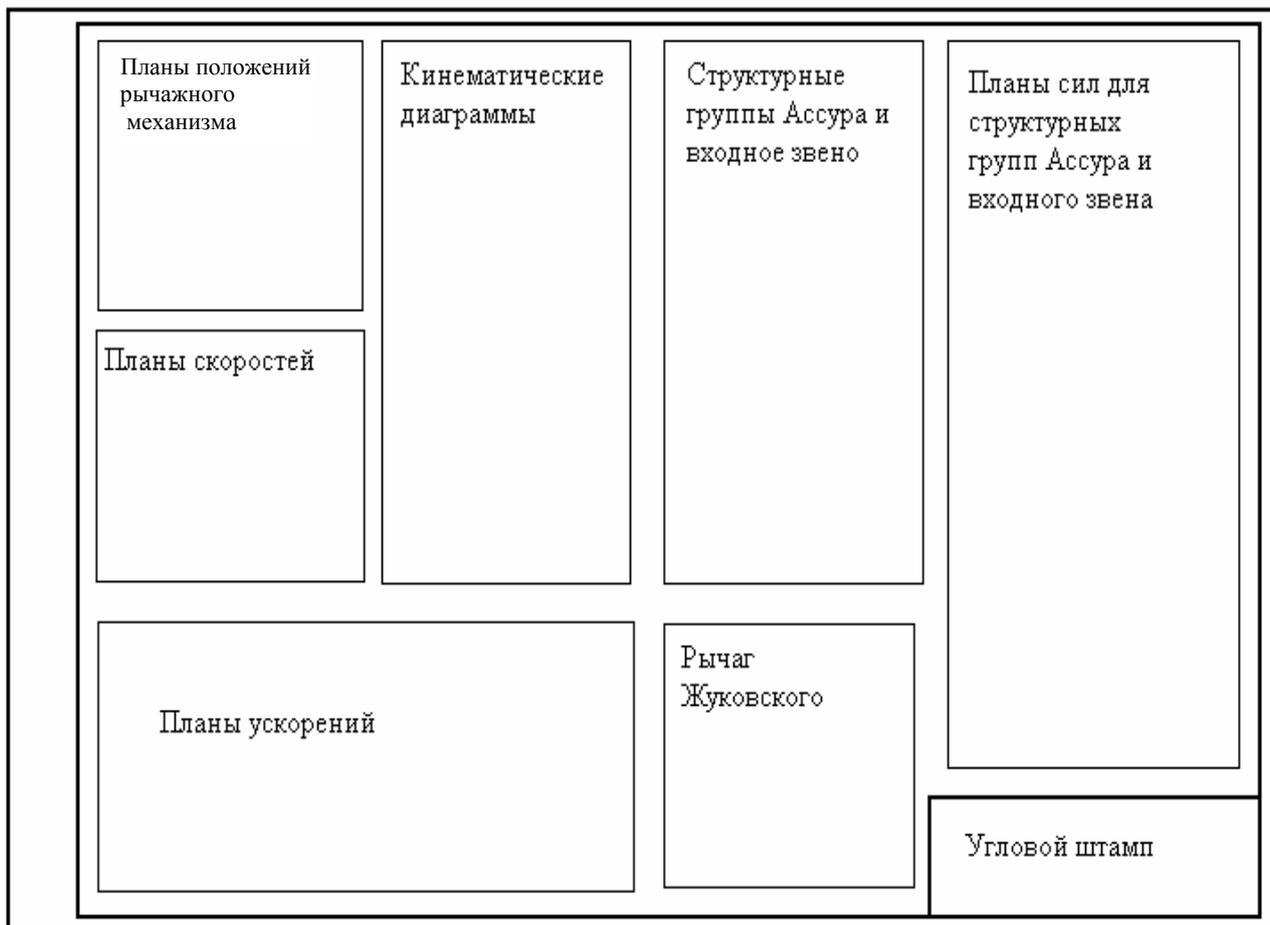


Рис. 2.5. Расположение графического материала на втором листе

Кинематические диаграммы линейных или угловых перемещений скоростей и ускорений ведомого звена за один цикл движения механизма строятся по данным аналитических расчетов, или графическим методом. Диаграммы располагаются одна под другой. Угол и время поворота ведущего звена за один цикл движения механизма рекомендуется изображать на оси абсцисс отрезком длиной 120 мм, который делится на 12 равных частей. Точки деления нумеруются в соответствии с положениями ведущего звена.

Масштабные коэффициенты перемещений скоростей и ускорений выбираются такими, чтобы все диаграммы были примерно одинаковыми по оси ординат и занимали отведенное место листа. По осям координат необходимо указать масштабные коэффициенты и их размерность.

Проверка правильности графических построений осуществляется путем сравнения скоростей и ускорений соответствующих точек на диаграммах и планах скоростей и ускорений, а также путем проверки соответствия характерных точек на самих диаграммах (нулевых точек, экстремумов, точек перегиба).

Результаты силового расчета изображаются на правой половине листа. Силовой расчет выполняется для рабочего хода, при этом вычерчиваются планы структурных групп с сохранением масштабного коэффициента длин. К звеньям структурной группы прикладываются все внешние силы, включая силы полезного сопротивления при рабочем ходе, величина которых принимается согласно заданию, а также силы инерции и силы реакции. Если рабочее звено совершает вращательное движение, то к нему прикладывается момент сил полезного сопротивления, направленный против скоростей звена. Силы реакций каждой вращательной пары должны быть представлены в виде двух составляющих (нормальной и тангенциальной), линии действия которых рекомендуется выбрать, соответственно, параллельно и перпендикулярно оси звеньев. Каждая составляющая обозначается пунктирными стрелками, а их линии действия проходят через центр вращения пары. В поступательных парах линия действия реакции принимается перпендикулярной направляющей (без учета сил трения).

Рядом со структурными группами располагаются планы сил. Масштабный коэффициент выбирается таким, чтобы длина отрезка, изображающего наибольшую внешнюю силу, находилась в интервале 100-150 мм. Построение силового многоугольника начинается и заканчивается проведением линий действия неизвестных составляющих реакций. При этом в начале на линии действия одной неизвестной составляющей выбирается точка, на которой последова-

тельно откладываются вектора всех известных сил, действующих на звенья групп. Из конца последнего вектора известной силы проводится линия действия неизвестной составляющей реакции до пересечения с линией действия первой неизвестной составляющей и из условия замкнутости силового многоугольника находят их направления. Малые векторы, получающиеся в масштабе меньше миллиметра, можно обозначать на плане сил точкой. Правильное направление составляющих реакций на плане структурной группы наносится сплошными стрелками.

В нижней части листа располагается схема ведущего звена со стойкой (механизма первого класса) с изображением всех действующих сил, включая уравновешивающий момент и реакции в кинематических парах. Рядом строится силовой многоугольник (план сил) для ведущего звена. Завершает силовой расчет схема жесткого рычага Жуковского.

В записке к первому листу излагаются цель и задачи курсовой работы, указываются названия отдельных механизмов, включенных в блок-схему, которая здесь же и приводится, дается краткое описание основных разделов, в первом из которых приводятся пояснения к структурному анализу стержневого механизма, включая его схему и основные исходные данные для проектирования (в табличной форме). Здесь же приводится таблица звеньев и кинематических пар с указанием их названия и класса пар. Подсчитывается степень подвижности механизма по формуле Чебышева, изображаются структурные группы Ассура (с указанием их класса и порядка), показывается простейший механизм и записывается формула строения.

Далее приводятся векторные уравнения, все расчеты и необходимые пояснения к построению планов скоростей и ускорений. Определяются угловые скорости и ускорения ведомых звеньев механизма. Результаты расчетов сводятся в таблицу. Кроме того, приводится расчет масштабных коэффициентов для построения кинематических диаграмм, затем излагается цель и задачи силового расчета механизма, сущность принципа Даламбера, на котором основывается метод кинетостатического анализа, допущения, принятые при силовом расчете.

Приводятся значения заданных нагрузок и расчет внешних сил и сил инерции по известным формулам. Здесь же записываются векторные уравнения равновесия всех сил и моментов, действующих как на каждую структурную группу, так и на ведущее звено. При построении замкнутого многоугольника сил, действующих на структурную группу, число неизвестных сил не должно

превышать двух. В противном случае тангенциальные составляющие реакций в кинематических парах определяются из условий равновесия моментов для каждого звена в отдельности относительно внутренней вращательной пары структурной группы. Если полученная величина неизвестной оказывается отрицательной, то ее истинное направление противоположно выбранному.

Кроме расчета уравнивающей силы (момента) методами кинестатики в записке приводится расчет уравнивающей силы методом жесткого рычага Жуковского.

В записке указывается физический смысл уравнивающей силы (момента) и поясняется, в каких случаях она является движущей, а в каких – силой сопротивления при заданном законе вращения входного звена.

2.2. Содержание и порядок выполнения 2-го листа работы «Синтез зубчатого механизма»

На листе изображается геометрический синтез эвольвентного зацепления и кинематический анализ эпициклического механизма. Примерное расположение графического материала показано на рис.1.6.

На левой половине листа вычерчивается картина зацепления проектируемых колес, при этом изображаются три зуба на каждом колесе в масштабе, соответствующем высоте зуба 40 – 50 мм. Одна из эвольвентных частей профиля зуба каждого из колес вычерчивается методом обкатывания прямых по основным окружностям, а остальные профили – при помощи шаблонов. Если радиус основной окружности больше радиуса окружности впадин, то недостающий участок профиля можно построить по радиальной прямой, сопряженной с эвольвентой и окружностью впадин. Переходная кривая (галтель) у корня зуба выполняется радиусом $\rho_f = 0,4m$.

На чертеже обозначаются оси вращения колес O_1, O_2 ; полюс зацепления P ; длина активной линии зацепления g_α ; радиусы окружностей: выступов r_a , впадин r_f , основных r_b , начальных r_w (для неравносмещенного зацепления начальные окружности не совпадают с делительными), угол зацепления α_w . Кроме того, на чертеже необходимо проставить рабочие участки профилей зубьев, отметив их двойной линией, а также привести масштабный коэффициент длин и таблицу с параметрами колес (см. табл. 1.1), и таблицу с параметрами зацепле-

ния (см. табл. 1.2). Расчетные формулы для внешнего эвольвентного зацепления приведены в таблице 1.3.

На листе в правой его половине вычерчивается кинематическая схема зубчатого механизма в масштабе с указанием масштабного коэффициента. Вычерчивание производится после подбора чисел зубьев колес. Строится картина скоростей (справа от кинематической схемы механизма) и план частот вращения с указанием соответствующих масштабных коэффициентов. В нижней части листа (справа) приводится таблица основных параметров зубчатого механизма (см. табл. 1.4.).

В записке приводятся исходные данные и выполняется расчет параметров скорректированных зубчатых колес. При этом коэффициенты коррекции для колес, нумерация которых должна соответствовать условию $Z_1 < Z_2$, принимаются равными:

$$\chi_i = \frac{17 - Z_i}{17} \quad (\text{при } Z_i < 17) \quad \text{и } \chi_i = 0 \quad (\text{при } Z_i > 17)$$

Подсчитывается действительная длина активной части линии зацепления g_α , сравнивается с размером на чертеже и определяется коэффициент перекрытия ε_α .

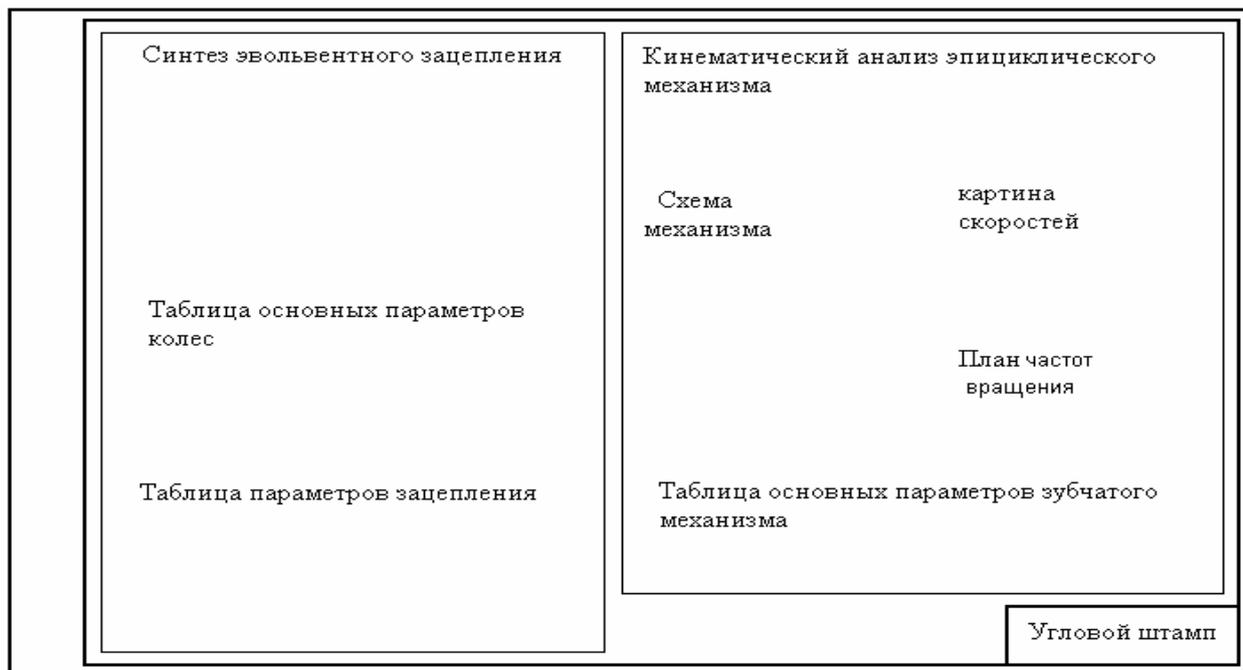


Рис. 2.6. Расположение графического материала на втором листе

Таблица 2.1

Основные параметры зубчатых колес

Параметры	Z	d_w	d_a	d_f	d_b	χ	τ	S
Колесо1								
Колесо2								

Таблица 2.2

Параметры эвольвентного зацепления

i_{12}	m	a	α_w	g_α	P	ε_α

Таблица 2.3

Формулы для определения параметров
внешнего эвольвентного зубчатого зацепления

Окружной шаг по делительной окружности	$p = \pi \cdot m$
Угловой шаг	$\tau_1 = \frac{2\pi}{z_1}; \tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}$
Радиус делительной окружности	$r_1 = \frac{mz_1}{2}; r_2 = \frac{mz_2}{2}$
Радиус основной окружности (при $\alpha = 20^\circ$)	$r_{e_1} = r_1 \cos \alpha; r_{e_2} = r_2 \cos \alpha$
Относительное смещение инструментальной рейки при нарезании колес	$x_1 = \frac{17 - z_1}{17}; x_2 = 0$

Расчет параметров колес производится как традиционным способом, так и с помощью ЭВМ если имеются соответствующие программы с последующим сравнением результатов расчета, обеспечивающим контроль его правильности.

В разделе записки, касающемся эпициклического механизма, приводится порядок подбора чисел зубьев колес и числа сателлитов эпициклического механизма из условий: а) соосности; б) соседства; в) сборки; г) кинематического. При этом число сателлитов K следует принять равных $K \geq 3$ с учетом условия соседства, а число зубьев наименьшего из колес эпициклического механизма принимается равным $Z_{\min} \geq 17$ (из условия отсутствия подреза зубьев).

3. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

3.1 Схемы и исходные данные для проектирования рычажных механизмов

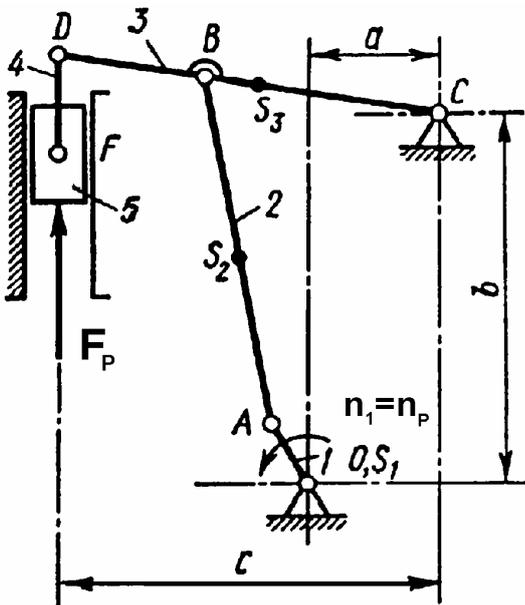


Рис. 3. 1. Схема 1- рычажный меха-
низм ударного действия..

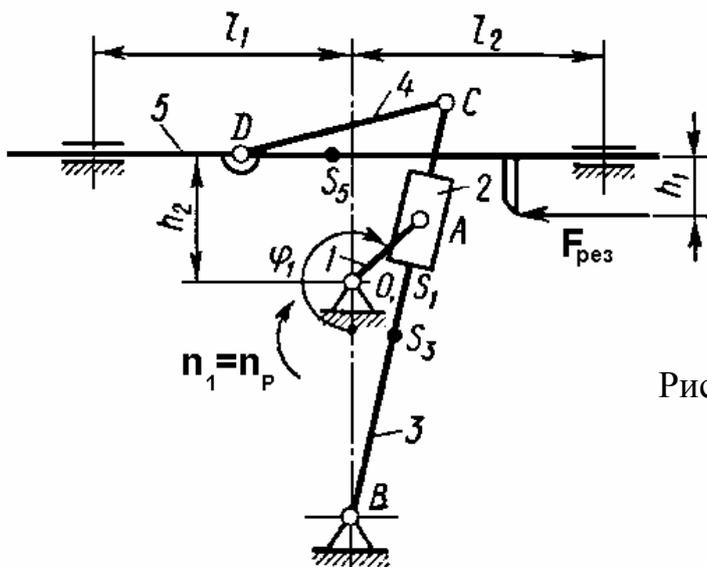


Рис. 3.2. Схема 2 - кривошипно-кулисный
механизм привода ползуна.

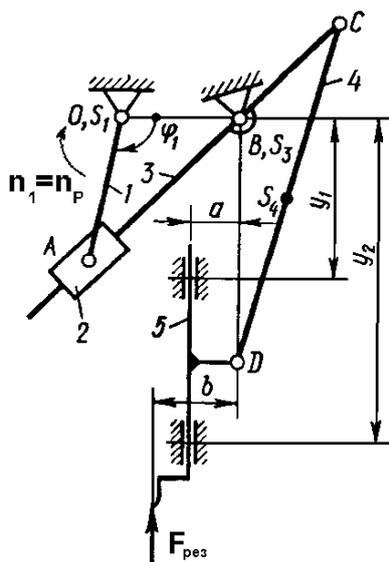


Рис. 3.3. Схема 3 - рычажный меха-
низм перемещения ползуна

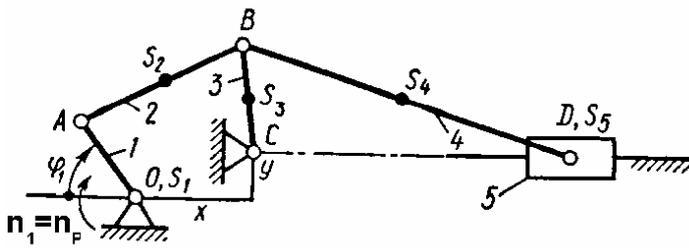


Рис. 3.4. Схема 4-рычажный механизм перемещения транспортного желоба качающегося конвейера.

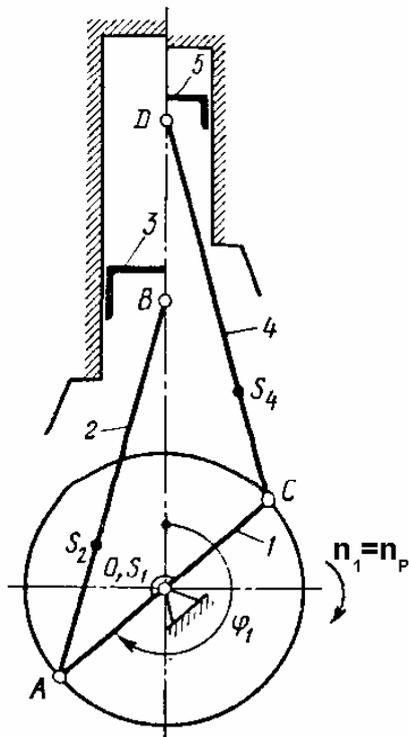


Рис. 3.5. Схема 5-рычажный механизм двухступенчатого воздушного двухцилиндрового компрессора.

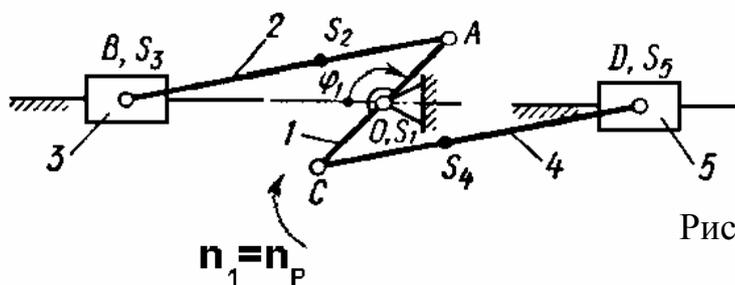


Рис. 3.6. Схема 6-рычажный механизм двухцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Номер схемы	Параметры	Обозна- чение	Еди- ница	Варианты числовых значений									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Схема 1	Размеры звеньев рычажного механизма	l_{OA}	м	0,01	0,09	0,09	0,09	0,08	0,10	0,07	0,10	0,11	0,08
		$l_{AB}=2l_{AS_2}$	«	0,32	0,38	0,29	0,40	0,26	0,45	0,23	0,43	0,36	0,36
		l_{BC}	«	0,30	0,26	0,27	0,28	0,24	0,30	0,21	0,29	0,33	0,25
		$l_{CD}=2l_{CS_3}$	«	0,42	0,37	0,38	0,39	0,34	0,44	0,30	0,42	0,47	0,35
		l_{DF}	«	0,11	0,09	0,10	0,10	0,09	0,11	0,08	0,10	0,12	0,09
		a	«	0,16	0,13	0,14	0,14	0,13	0,15	0,11	0,15	0,17	0,12
		b	«	0,29	0,37	0,26	0,39	0,23	0,44	0,20	0,42	0,32	0,35
	c	«	0,41	0,35	0,37	0,37	0,33	0,41	0,29	0,39	0,45	0,33	
	Массы звеньев рычажного механизма	m_1	кг	50	55	60	50	45	45	46	47	45	40
		m_2	«	9	11	8	12	8	13	7	13	11	10
		m_3	«	12	10	11	10	10	14	9	12	14	11
		m_5	«	30	32	35	37	40	42	35	40	30	37
	Моменты инерции звеньев	J_{S_2}	кг·м ²	0,10	0,16	0,08	0,20	0,06	0,26	0,05	0,24	0,14	0,13
		J_{S_3}	«	0,20	0,14	0,16	0,16	0,12	0,28	0,09	0,21	0,31	0,13
J_{S_4}		«	0,10	0,11	0,11	0,12	0,10	0,10	0,11	0,11	0,12	0,10	
Максимальное усилие вы- тяжки	F_{Pmax}	кН	36	40	38	42	40	37	32	39	45	35	
Схема 2	Размеры звеньев рычажного механизма	l_{OA}	м	0,12	0,07	0,07	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,11
		l_{OB}	«	0,27	0,35	0,30	0,27	0,30	0,27	0,35	0,27	0,35	0,30
		l_{BC}	«	0,49	0,64	0,56	0,49	0,56	0,49	0,64	0,49	0,64	0,56
		l_{CD}	«	0,20	0,21	0,20	0,20	0,21	0,20	0,21	0,20	0,21	0,20
		h_2	«	0,19	0,29	0,25	0,21	0,25	0,20	0,28	0,20	0,28	0,24
		l_1	«	0,47	0,39	0,39	0,39	0,41	0,41	0,41	0,43	0,43	0,43
		l_2	«	0,35	0,29	0,29	0,29	0,30	0,30	0,30	0,32	0,32	0,32
		l_{BS}	«	0,25	0,34	0,30	0,25	0,30	0,25	0,34	0,25	0,34	0,30
		l_{DS}	«	0,10	0,11	0,10	0,10	0,11	0,10	0,11	0,10	0,11	0,10
	h_1	«	0,13	0,10	0,13	0,11	0,12	0,14	0,15	0,10	0,11	0,12	
	Массы звеньев рычажного механизма	m_3	кг	18	20	19	18	20	18	20	19	18	20
		m_5	«	40	60	50	40	50	40	60	50	40	50
	Моменты инерции звеньев	J_{S_3}	кг·м ²	0,43	0,82	0,60	0,43	0,82	0,43	0,82	0,43	0,80	0,60
		$J_{дв}$	«	0,06	0,05	0,12	0,09	0,10	0,05	0,06	0,07	0,08	0,06
Сила резания	F_{PE3}	кН	1,8	2,0	1,6	1,7	1,9	2,2	2,4	2,6	2,0	2,5	
Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	120	150	210	240	210	150	120	150	210	240	
Схема 3	Размеры звеньев рычажного механизма	l_{OA}	м	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,10	0,15	0,12	0,16	0,14
		l_{OB}	«	0,05	0,05	0,04	0,06	0,08	0,04	0,05	0,06	0,08	0,07
		l_{BC}	«	0,10	0,11	0,08	0,12	0,12	0,09	0,10	0,14	0,15	0,15
		l_{CD}	«	0,40	0,45	0,35	0,50	0,56	0,30	0,50	0,48	0,60	0,55
		a	«	0,02	0,01	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01
		b	«	0,03	0,02	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,03	0,04	0,02
		y_1	«	0,30	0,34	0,27	0,38	0,44	0,21	0,40	0,34	0,45	0,40
	y_2	«	0,50	0,56	0,43	0,62	0,68	0,39	0,60	0,52	0,75	0,70	
	Массы звеньев рычажного механизма	m_3	кг	20	22	22	21	24	18	25	20	28	22
		m_4	«	5	5	6	5	6	4	6	5	7	5
		m_5	«	30	35	34	32	35	25	40	32	42	35
	Моменты инерции звеньев	J_{S_3}	кг·м ²	0,32	0,40	0,25	0,48	0,60	0,18	0,60	0,44	0,90	0,60
		J_{S_4}	«	0,08	0,10	0,07	0,12	0,18	0,04	0,15	0,11	0,25	0,15
	Сила резания	F_{PE3}	кН	2,0	1,75	1,5	1,8	1,35	1,9	1,6	1,7	1,85	2,5
Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	90	120	150	180	210	240	270	240	210	150	

Таблица 3.1. продолжение

мер схе-	Параметры	Обозна- чение	Еди- ница	Варианты числовых значений									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Схема 4	Размеры звеньев рычаж- ного механизма $l_{AS_2}=0,5l_{AB}$; $l_{BS_2}=$ $=0,5l_{BC}$; $l_{BS_4}=0,5l_{BD}$;	l_{OA}	м	0,09	0,10	0,11	0,12	0,14	0,10	0,12	0,14	0,12	0,10
		l_{AB}	«	0,38	0,46	0,42	0,46	0,28	0,45	0,55	0,53	0,45	0,38
		l_{BC}	«	0,30	0,33	0,35	0,39	0,35	0,40	0,40	0,45	0,38	0,32
		x	«	0,30	0,34	0,32	0,33	0,32	0,35	0,41	0,40	0,35	0,29
		y	«	0,06	0,06	0,05	0,06	0,04	0,05	0,07	0,07	0,06	0,05
		l_{BD}	«	0,7	0,75	0,7	0,75	0,8	0,75	0,75	0,8	0,75	0,65
	Массы звеньев рычажно- го механизма	m_2	кг	16	17	18	18	20	18	18	20	18	18
		m_3	«	20	21	20	20	25	20	22	25	20	20
		m_4	«	80	90	85	100	90	95	100	100	90	90
		m_5	«	400	450	500	500	500	450	450	500	450	400
	Масса перемещаемого материала	m_M	«	800	900	900	900	950	800	900	950	900	850
	Моменты инерции звеньев	$J_{O_1}=J_S$ 3	кг·м ²	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	1,2	1,0
		J_{S_2}	«	0,4	0,6	0,5	0,5	0,6	0,04	0,5	0,6	0,5	0,4
J_{S_4}		«	40	42	35	40	38	42	45	35	45	40	
$J_{ДВ}$		«	0,02	0,02	0,03	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	
Сила сопротивления при движении желоба слева направо	F_{C_1}	кН	1,5	1,4	1,2	1,5	1,4	1,5	1,5	1,6	1,5	1,4	
Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330	
Схема 5	Размеры звеньев рычаж- ного механизма $l_{AS_2}=l_{CS_4}=l_{AB}/3$	$l_{OA}=l_{OC}$	м	0,14	0,13	0,15	0,12	0,14	0,15	0,14	0,12	0,14	0,13
		$l_{AB}=l_{CD}$	«	0,55	0,52	0,62	0,48	0,59	0,60	0,56	0,50	0,60	0,55
	Массы звеньев рычажно- го механизма	$m_2=m_4$	кг	22	26	19	23	22	20	25	22	25	20
		m_3	«	43	50	40	51	42	40	50	44	52	45
		m_5	«	26	32	21	36	29	28	35	25	36	30
	Моменты инерции звень- ев	J_{S_1}	кг·м ²	0,80	0,85	0,75	0,85	0,80	0,75	0,80	0,70	0,78	0,75
		$J_{S_2}=J_S$ 4	«	0,55	0,50	0,60	0,50	0,55	0,60	0,55	0,50	0,60	0,55
		$J_{ДВ}$	«	0,10	0,11	0,12	0,09	0,09	0,10	0,11	0,12	0,09	0,10
	Давление в цилиндре I ступени II ступени	P_1	МПа	0,24	0,25	0,26	0,27	0,30	0,28	0,25	0,27	0,28	0,30
		P_2	«	0,80	0,84	0,87	0,90	1,00	0,94	0,84	0,90	0,94	1,00
	Диаметры цилиндров: I ступени II ступени	d_1	м	0,35	0,37	0,38	0,36	0,31	0,34	0,40	0,38	0,36	0,34
		d_2	«	0,20	0,21	0,22	0,20	0,18	0,20	0,23	0,22	0,21	0,18
	Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	30	60	120	150	210	240	300	330	120	30
Схема 6	Размеры звеньев рычаж- ного механизма $l_{AS_2}=l_{CS_4}=l_{AB}/3$	$l_{OA}=l_{OC}$	м	0,05	0,06	0,05	0,04	0,05	0,06	0,04	0,05	0,06	0,04
		$l_{AB}=l_{CD}$	«	0,19	0,24	0,17	0,16	0,18	0,23	0,15	0,20	0,22	0,17
	Частота вращения ко- ленчатого вала	$n_1=n_{ДВ}$	об/мин	4600	4700	5200	5100	4800	4900	5000	4500	4100	4400
	Массы звеньев	$m_2=m_4$	кг	0,34	0,31	0,34	0,32	0,32	0,35	0,30	0,36	0,38	0,33
		$m_3=m_5$	«	0,36	0,33	0,34	0,36	0,36	0,42	0,30	0,38	0,40	0,39
	Моменты инерции звеньев	J_{S_1}	кг·м ²	0,007	0,006	0,007	0,005	0,009	0,010	0,005	0,008	0,009	0,007
		$J_{S_2}=J_S$ 4	«	0,002	0,003	0,002	0,001	0,002	0,003	0,001	0,002	0,003	0,002
	Давление в цилиндре	P_{MAX}	МПа	2,8	3,0	3,5	3,2	1,1	2,8	2,9	3,4	2,6	3,3
	Диаметр цилиндра	d	м	0,08	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	0,06	0,07	0,08	0,06
	Положение кривошипа при силовом расчете	φ_1	град	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150

3.2. Схемы и исходные данные для проектирования зубчатых механизмов

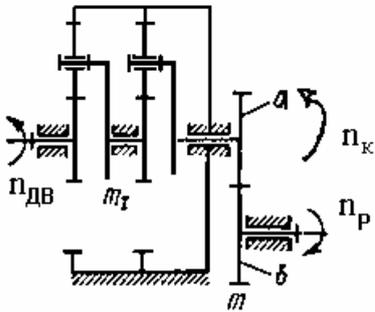


Рис. 3.7. Схема 1-зубчатый механизм со сдвоенной планетарной и простой передачей.

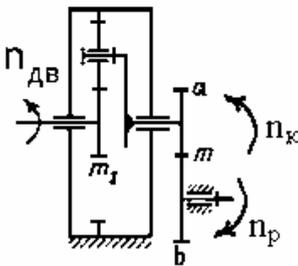


Рис. 3.8. Схема 2-зубчатый механизм с одноступенчатой планетарной и простой передачей.

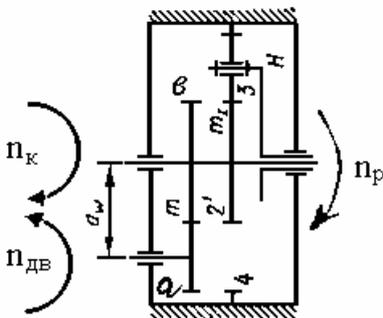


Рис. 3.9. Схема 3-зубчатый механизм с одноступенчатой планетарной и встроенной простой передачей.

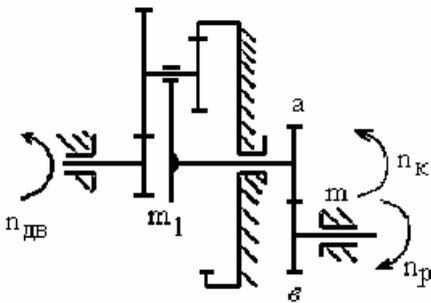


Рис. 3.10. Схема 4-зубчатый механизм с двухступенчатой планетарной и простой передачей.

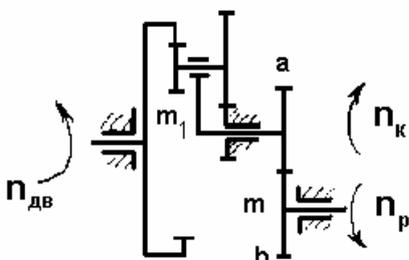


Рис. 3.11. Схема 5-зубчатый механизм с двухступенчатой планетарной и простой передачей.

Таблица 3.2.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Номер схемы	Параметры	Обозначение	Единица	Варианты числовых значений									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Схема 1	Частота вращения электродвигателя (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_{ДВ}$	об/мин	940	960	960	960	1440	1440	1420	1440	940	1700
	Частота вращения кривошипа 1 (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_1=n_P$	«	50	45	40	55	60	65	70	75	80	85
	Модуль зубчатых колес планетарной ступени редуктора	m_1	мм	3	4	3	4	3	4	3	4	3	4
	Число зубьев колес простой передачи	Z_a	—	12	14	15	12	14	12	14	15	12	14
		Z_b	—	18	24	21	20	21	19	25	20	24	26
Модуль зубчатых колес Z_a, Z_b	m	мм	5	6	5	6	8	5	6	8	5	6	
Схема 2	Частота вращения электродвигателя (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_{ДВ}$	об/мин	1420	1440	950	930	940	1250	1100	1440	1350	1410
	Частота вращения кривошипа 1 (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_1=n_P$	«	71	72	68	74	72	72	70	75	65	82
	Модуль зубчатых колес планетарного механизма	m_1	мм	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3
	Число зубьев колес простой передачи	Z_a	—	12	12	12	14	11	13	12	14	15	13
		Z_b	—	24	20	26	26	25	26	22	20	25	23
Модуль зубчатых колес Z_a, Z_b	m	мм	10	12	13	14	15	16	15	14	12	10	
Схема 3	Частота вращения электродвигателя (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_{ДВ}$	об/мин	1500	1200	1500	1400	1500	1000	1500	1400	1000	1000
	Частота вращения кривошипа 1 (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_1=n_P$	«	200	120	180	140	160	100	150	120	80	110
	Модуль зубчатых колес планетарной ступени редуктора	m_1	мм	4	3	4	3	4	3	4	3	4	3
	Число зубьев колес простой передачи	Z_a	—	12	14	13	10	9	12	9	10	9	14
		Z_b	—	20	28	20	26	22	24	22	26	27	26
Модуль зубчатых колес Z_a, Z_b	m	мм	5	4	5	4	5	4	5	4	5	4	
Схема 4	Частота вращения электродвигателя (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_{ДВ}$	об/мин	1200	1360	1460	1350	1260	1260	1580	1470	880	1570
	Частота вращения кривошипа 1 (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_1=n_P$	«	60	68	73	70	63	63	79	74	50	80
	Модуль зубчатых колес планетарной ступени редуктора	m_1	мм	5	4	5	6	5	4	5	6	5	4
	Число зубьев колес простой передачи	Z_a	—	15	14	16	13	12	14	15	10	12	13
		Z_b	—	45	42	48	39	40	45	48	35	36	39
Модуль зубчатых колес Z_a, Z_b	m	мм	8	7	9	10	8	7	9	10	8	7	

Таблица 3.2. продолжение

Номер схемы	Параметры	Обозна- чение	Еди- ница	Варианты числовых значений									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Схема 5	Частота вращения электро- двигателя (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_{ДВ}$	об/ми н	3000	2950	2940	2930	2920	3000	2950	2940	2930	2900
	Частота вращения коленча- того вала 1 (для схем 1÷5 рычажных механизмов)	$n_1=n_p$	«	750	650	655	700	680	600	615	580	600	630
	Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	m_1	мм	2	3	3	3	2	3	2	3	2	3
	Число зубьев колес простой ступени	Z_a	—	14	13	12	15	13	14	13	12	11	10
		Z_b	—	20	19	18	21	18	21	20	19	20	22
Модуль зубчатых колес Z_a, Z_b	m	мм	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3	

- Примечание: 1) Число сателлитов во всех схемах планетарных механизмов следует принять $k=3$;
- 2) При наличии в расчетной схеме двигателя внутреннего сгорания (схема б) передаточное отношение планетарного механизма следует принять равным $U_{ПЛ} = 2 + n/2$, где n номер варианта числовых данных;

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коренько А.С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. –М. –Л.: Машиностроение, 1970.-324 с.
2. Теория механизмов и машин. Сборник контрольных работ и курсовых проектов / Под ред. Н.В. Алехновича.- Минск : Вышэйшая школа, 1970.-250 с.
3. Костюк Д.И. и др. Руководство к курсовому проектированию по теории механизмов и машин. – Харьков: Изд-во Харьковского ун-та, 1959. – 252 с.
4. Безвесельный Е.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин в примерах. - Харьков: Изд-во Харьковского ун-та, 1960. –522 с.
5. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. Г.В. Девойно. – Минск : Вышэйшая школа, 1986. – 285 с.
6. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа , 1986. – 295 с.
7. Юдин В.А. и др. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1982. – 214 с.
8. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. –640 с.
9. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1977. – 527 с.
10. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
11. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1972. – 384

Пример расчета зубчатой передачи с параметрами $Z_1=30$; $Z_2=11$; $m=3$.

Вывод результатов вычисления.

Основные параметры зубчатых колес:

Колесо 1	Количество зубьев Z :	30
Колесо 1	Радиус начальной окружности	45.74
Колесо 1	Радиус окружности вершин	47.95
Колесо 1	Радиус окружности впадин	41.25
Колесо 1	Радиуса основной окружности	42.29
Колесо 1	Относ смещение инструментальной рейки при нарезании колеса	0.000
Колесо 1	Угловой шаг	0.21
Колесо 1	Толщина зуба по делительной окружности S	4.710
Колесо 2	Количество зубьев Z :	11
Колесо 2	Радиус начальной окружности	16.77
Колесо 2	Радиус окружности вершин	20.51
Колесо 2	Радиус окружности впадин	13.81
Колесо 2	Радиуса основной окружности	15.51
Колесо 2	Относ смещение инструментальной рейки при нарезании колеса	0.353
Колесо 2	Угловой шаг	0.57
Колесо 2	Толщина зуба по делительной окружности S	4.710

Параметры эвольвентного зацепления:

Модуль зацепления m	3.00
Межосевое расстояние a	62.51
Угол зацепления	22.40
Длина активной линии зацепления	12.209
Окружной шаг по делительной окружности P	9.42
Коэффициент перекрытия	1.296

Учебное издание

Бурлаченко Олег Васильевич
Филатов Николай Васильевич

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-методическое пособие

Публикуется в авторской редакции

Подписано в свет 08.11.2013. Гарнитура «Таймс».
Уч.-изд. л. 1,4. Объем данных 810 Кбайт.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»
400074, Волгоград, ул. Академическая, 1
<http://www.vgasu.ru>, info@vgasu.ru