Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Шебзухова Татьяна Александровна
Должность: Директор Пятигорского института (филиал) Северо-Кавказского федерального университета
Дата подписания: 24.08.2023 12:09:31
Уникальный программный ключ:
d74ce93cd40e39275c3ba2f58486412a1c8ef96f

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Пятигорский институт (филиал) СКФУ

Методические указания

по выполнению лабораторных работ
по дисциплине «Теория механизмов и машин»
для студентов направления подготовки /специальности

23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Пятигорск, 2022

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Содержание

Введение..... 4

Лабораторная работа № 1..... 5

Лабораторная работа №2..... 15

Лабораторная работа №3..... 21

Лабораторная работа №4..... 24

Лабораторная работа №5..... 28

Лабораторная работа №6..... 40

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ..... **Ошибка! Закладка не определена.**

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Введение

Новая социально-экономическая среда радикально изменила подходы к образованию. В учебный план вузов включен ряд дисциплин, формирующих экономистов высшей квалификации, способных эффективно работать в рыночных отношениях. Существенную роль в подготовке специалистов занимает **Теория механизмов и машин.**

Целями освоения дисциплины «Теория механизмов и машин» являются:

- формирование у будущих бакалавров общекультурных, технических, конструкторских и исследовательских навыков и компетенций;
- закрепление и обобщение знаний, полученных студентами при изучении естественнонаучных и общеинженерных дисциплин;
- ознакомление с основными видами механизмов и машин;
- дать знания о кинематических и динамических характеристиках механизмов и управляемых кинематических цепей.
- Задачи освоения дисциплины «Теория механизмов и машин»:
- обучить методам и алгоритмам описания структуры механизмов и их систем;
- обеспечить будущих бакалавров знаниями общих методов исследования и проектирования схем механизмов;
- освещение принципов работы отдельных видов механизмов и их взаимодействие друг с другом в составе машины или технической системы;
- обучение общим методам проведения анализа и синтеза типовых механизмов и систем, образованных на их основе;
- привить студентам навыки правильного и рационального применения методов решения конкретных практических задач.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Лабораторная работа № 1. Структурные формулы кинематических цепей.

Цель и задачи работы: изучение основных положений и принципов структурного анализа плоских рычажных механизмов; знакомство с правилами составления структурных схем механизмов, условными обозначениями их элементов по ГОСТ-2.770-68, классификацией механизмов по Ассуру; проведение структурного анализа для заданного рычажного механизма.

Знать:

- методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ;
- синтеза механизмов по методу приближения функций;
- синтеза передаточных механизмов, синтеза по положениям звеньев, Синтез рычажных механизмов;
- синтеза направляющих механизмов, классификации механизмов, узлов и деталей;

Уметь:

- выполнять работы в области научно-технической деятельности по проектированию;
- выполнять работы в области научно-технической деятельности по техническому контролю в машиностроении;
- применять методы проведения комплексного технико-экономического анализа в машиностроении для обоснованного принятия решений;
- применять методы оптимизации в синтезе механизмов;

Владеть:

- методами проведения комплексного технико-экономического анализа для обоснованного принятия решений;
- изыскания возможности сокращения цикла работ, содействия подготовке процесса их реализации с обеспечением необходимых технических данных в машиностроительном производстве;
- основами проектирования механизмов стадий разработки;
- методами синтеза механизмов по методу приближения функций;

Актуальность темы:

Рассматриваются теоретические основы теории механизмов и машин. Современное состояние экономики Российской Федерации характеризуются переходом к рыночным отношениям экономических субъектов хозяйствования и вхождением России в мировое хозяйство.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

1.1. Основные положения и понятия структурного анализа механизмов. *Механизм* — система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел. *Звено* — твердое тело или система жестко связанных твердых тел, входящая в состав механизма. Все механизмы можно рассматривать как пространственные. Некоторые механизмы можно рассматривать и как плоские. *Плоским* называется механизм, звенья которого совершают движения в плоскостях, параллельных какой-либо одной плоскости. Движения звеньев механизма рассматривается в системе координат, связанной с одним из звеньев механизма. Это звено называется *стойкой* и принимается за неподвижное. *Входное звено* — звено, которому сообщается исходное движения; *выходное* — выполняет требуемое движение. Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их вполне определенное относительное движение, называется *кинематической парой.*

Кинематические пары классифицируются по следующим признакам:

- виду контакта звеньев — на высшие (с контактом звеньев по линии или точке), и низшие (с контактом звеньев по поверхности);
- характеру относительного движения звеньев. Низшие КП подразделяются на вращательные, поступательные и винтовые;
- числу связей, наложенных КП на относительное движение звеньев (КП 1...5 классов);
- числу подвижностей в относительном движении звеньев КП — на кинематические пары с 1...5 подвижностями.

Например, вращательная и поступательная КП являются низшими одноподвижными парами 5-го класса.

При проведении теоретических и экспериментальных исследований пользуются различными расчетными схемами и моделями механизмов и машин. Они обычно отражают только те свойства механизмов и машин, которые существенно влияют на исследуемые характеристики. Так, при анализе структуры механизма используют его структурную схему; при анализе кинематики — кинематическую; динамики — динамическую. Структурная схема механизма должна содержать информацию о числе его звеньев и их взаимном расположении, виде расположении и классе (или числе подвижностей) кинематических пар. Структурную схему механизма вычерчивают по определенным правилам с использованием условных обозначений, регламентированных ГОСТ 2.770-68. Некоторые обозначения, необходимые для выполнения данной работы, приведены в табл.1.1.

Функциональные возможности механизма, в первую очередь, обусловлены числом подвижностей W, т.е. числом независимых обобщенных координат, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма в пространстве. Для определения W можно рассматривать механизм как пространственный и использовать формулу Сомова- Малышева:

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

$$W_{пр}=6n-\sum_{i=1}^{5}(6-i)p_i \qquad (1.1)$$

где $n=(k-1)$ — число подвижных звеньев механизма; k — общее число звеньев (вместе со стойкой); i — число подвижностей в КП; p_i — число КП с i подвижностями в механизме.

Если движение звеньев механизма происходит в параллельных плоскостях, то его можно рассматривать как плоский. В этом случае подвижность определяют по формуле Чебышева:

$$W_{пл}=3n-\sum_{i=1}^{3}(3-i)p_i\,. \qquad (1.2)$$

При расчете подвижности механизма в пространстве необходимо учитывать, что при переходе от плоского представления механизма к пространственному число подвижностей каждого звена увеличивается с трех до шести. При этом подвижность некоторых пар может увеличиться. Так в плоском механизме сферические и цилиндрические пары относятся к одноподвижным низшим. В пространственном они становятся: сферическая – трехподвижной, цилиндрическая – двухподвижной.

Большинство механизмов, применяющихся в современных машинах, имеет одну подвижность. При этом достаточно задать движение одному звену для осуществления вполне определенного движения всех остальных. Механизм с $W>1$ используют реже. Для многих механизмов при расчете по формуле (1.1) получают отрицательное значение или нуль. Однако анализдвижения рассматриваемого механизма показывает, что число его подвижностей равно единице. Такое расхождение возникает, если в схеме механизма имеются повторяющиеся или избыточные связи. *Избыточными* называют такие связи в механизме, которые дублируют уже имеющиеся и не изменяют его реальной подвижности. Их вводят в структуру механизма с целью повышения его жесткости и точности. Число избыточных связей q в механизме можно определить после задания его подвижности W_0 (часто $W_0=1$):

$$q = W_0 - W_{пр}. \qquad (1.3)$$

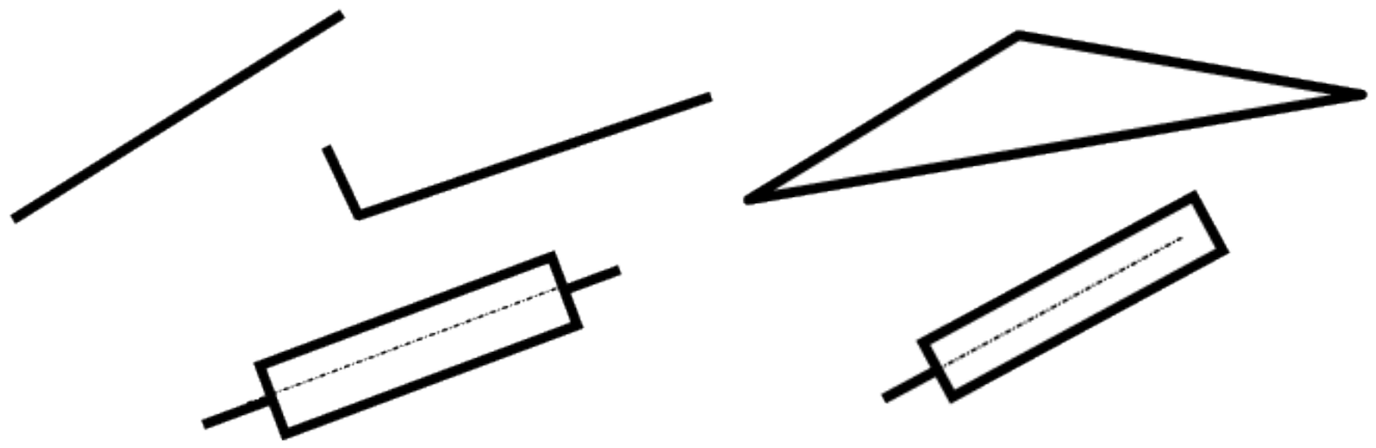
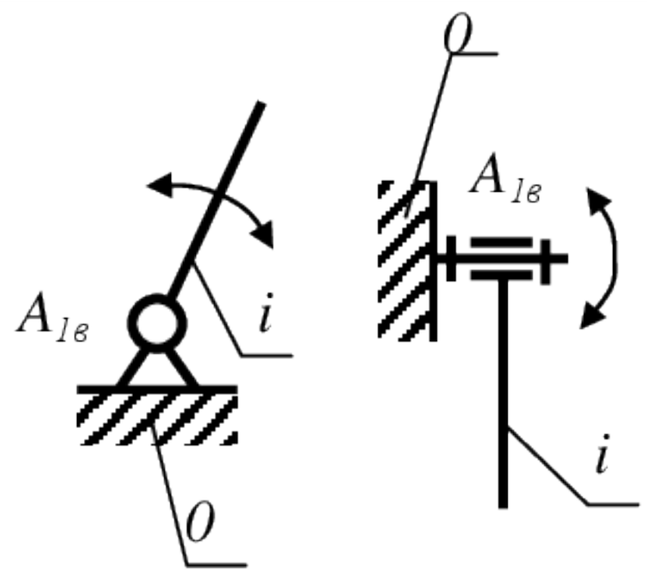
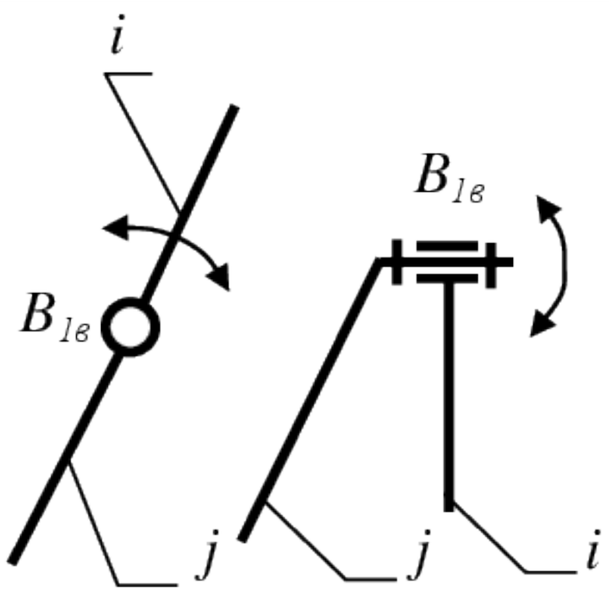
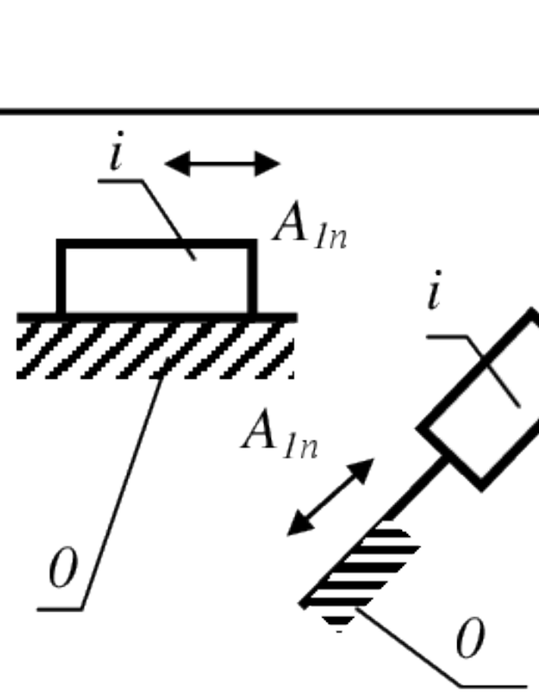
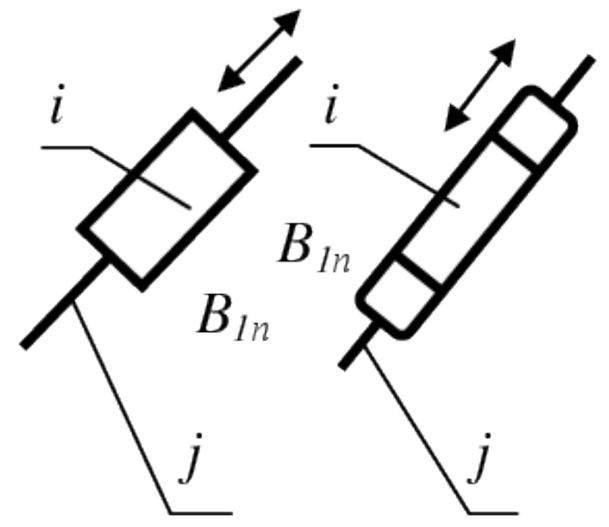
Величина q определяет степень статической неопределимости механизма при силовом расчете.

Графическое изображение элементов структурных схем

Таблица 1.1

Наименование	Графическое изображение на схеме

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

<table>
<tr><td rowspan="4">звено плоского механизма</td><td>Ползун
Поршень
Втулка
Камень</td><td colspan="4"> </td></tr>
<tr><td>Кривошип
Шатун
Коромысло
Кулиса</td><td colspan="4">  </td></tr>
<tr><td rowspan="2">кинематические пары</td><td>Вращательные</td><td>звено О</td><td>  </td><td>звено j</td><td>  </td></tr>
<tr><td>низшие</td><td>Поступательные</td><td>Звено i – звено О</td><td>  </td><td>Звено i – звено j</td><td>  </td></tr>
</table>

1.2. Классификация рычажных механизмов по Ассуру.

Для плоских механизмов с низшими КП Ассуром Л.В. была разработана система классификации, в которой механизмы состоят из первичных механизмов и структурных групп Ассура (групп нулевой подвижности). *Первичным* механизмом (рис.1) называют механизм, состоящий из двух звеньев: *1, 0* (одно из них неподвижное — стойка),

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

которые образуют одноподвижную пару (вращательную или поступательную).

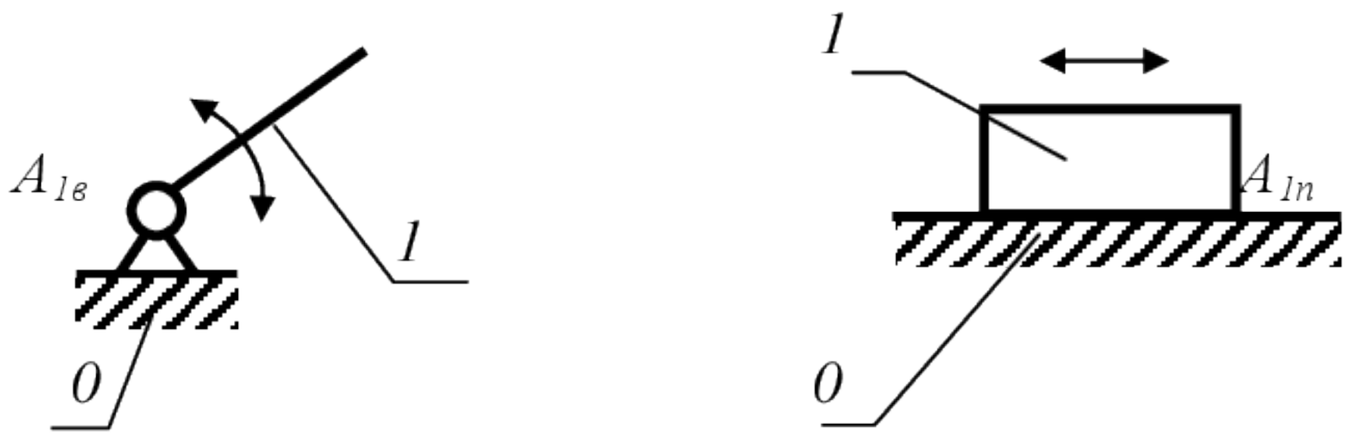


Рис.1.1

Структурная группа, или группа Ассура — кинематическая цепь, которая состоит из подвижных звеньев, соединенных между собой низшими одноподвижными КП, и имеет число подвижностей группы (на *плоскости*), равное нулю. Звено группы Ассура, входящее в две кинематические пары, одна из которых имеет свободный элемент звена (табл.1.2, пунктирные линии), называется *поводком*. При синтезе механизма группа присоединяется поводками к звеньям исходного механизма. Если поводки группы присоединить свободными элементами КП к стойке, то образуется плоская статически определимая ферма $q_{гр}^{пл}=0$ и

$$W_{гр}^{пл}=3n_{гр}-2p_{гр}=0\ . \qquad (1.4)$$

Из выражения (1.4) получают соотношение между числом звеньев и числом КП для групп Ассура $n_{гр}=(2/3)p_{гр}$. При решении этого уравнения в целых числах определяют параметры групп Ассура: 1-го класса 2-ого порядка — $n_{гр}=2$, $p_{гр}=3$ (двухповодковые группы); 1-го класса 3-ого порядка — $n_{гр}=4$, $p_{гр}=6$ (трехповодковые группы) и т.п.

Сложная группа Ассура не может быть образована комбинацией простых групп более низкого класса или порядка. Некоторые примеры групп Ассура 1-го класса 2-го и 3-го порядков приведены в табл.1.2.

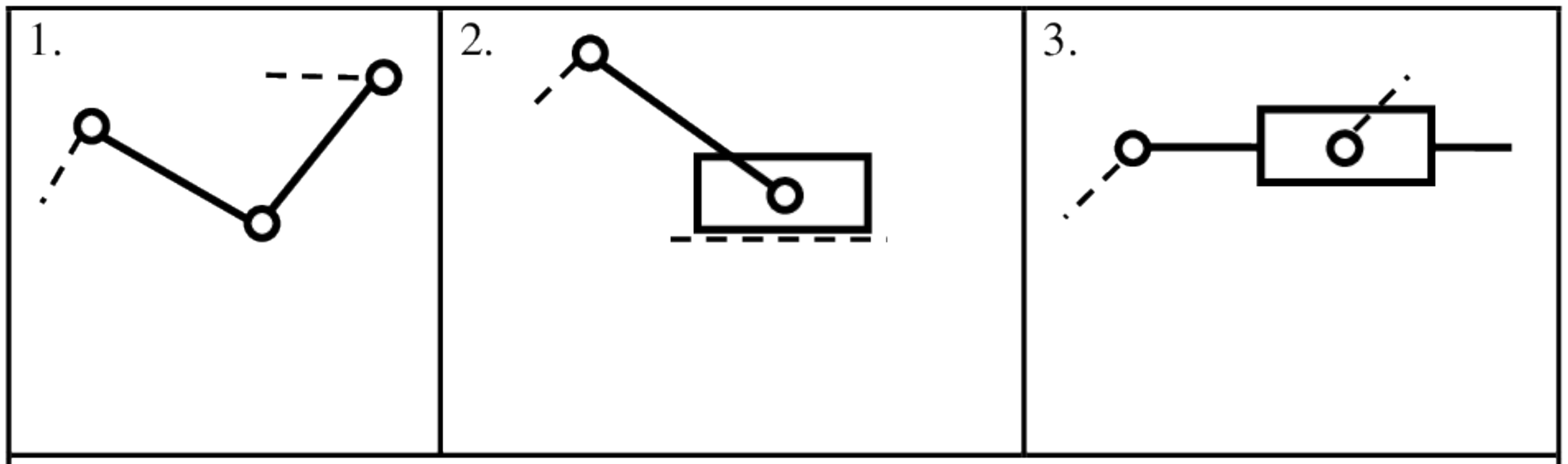
При структурном анализе механизма по Ассуру находят количество первичных механизмов и звенья, образующие их, вид и класс групп Ассура, входящих в его состав. Число первичных механизмов, входящих в состав анализируемого механизма, равно подвижности $W_{пл}$. После выделения звеньев, образующих первичные механизмы, определяют состав и вид групп Ассура, анализируя оставшиеся звенья, начиная со звеньев, наиболее удаленных от первичных механизмов. Звенья объединяют в группу Ассура и мысленно удаляют ее из схемы механизма. При этом оставшиеся звенья образуют механизм с тем же числом подвижностей $W_{пл}$ и не изменяют характера своего движения.

Структурные группы Ассура.

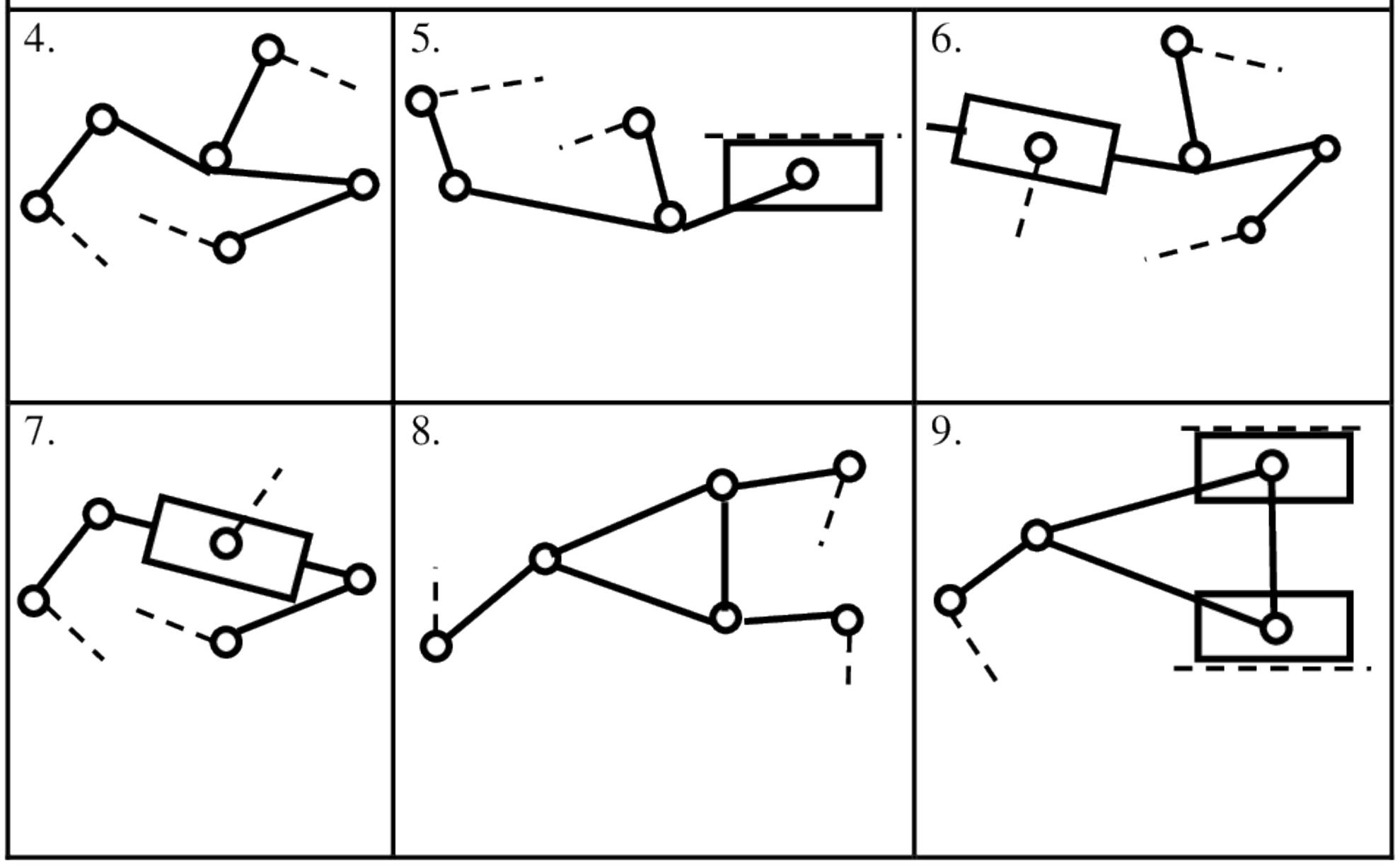
Таблица 1.2.

Группы Ассура 1-го класса 2-го порядка (2-го класса 2-го порядка)*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022



Группы Ассура 1-го класса 3-го порядка (3-го класса 3-го порядка)*



* в скобках указан класс и порядок группы по классификации И.И.Артоболевского

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

1.3. Пример структурного анализа рычажного механизма.

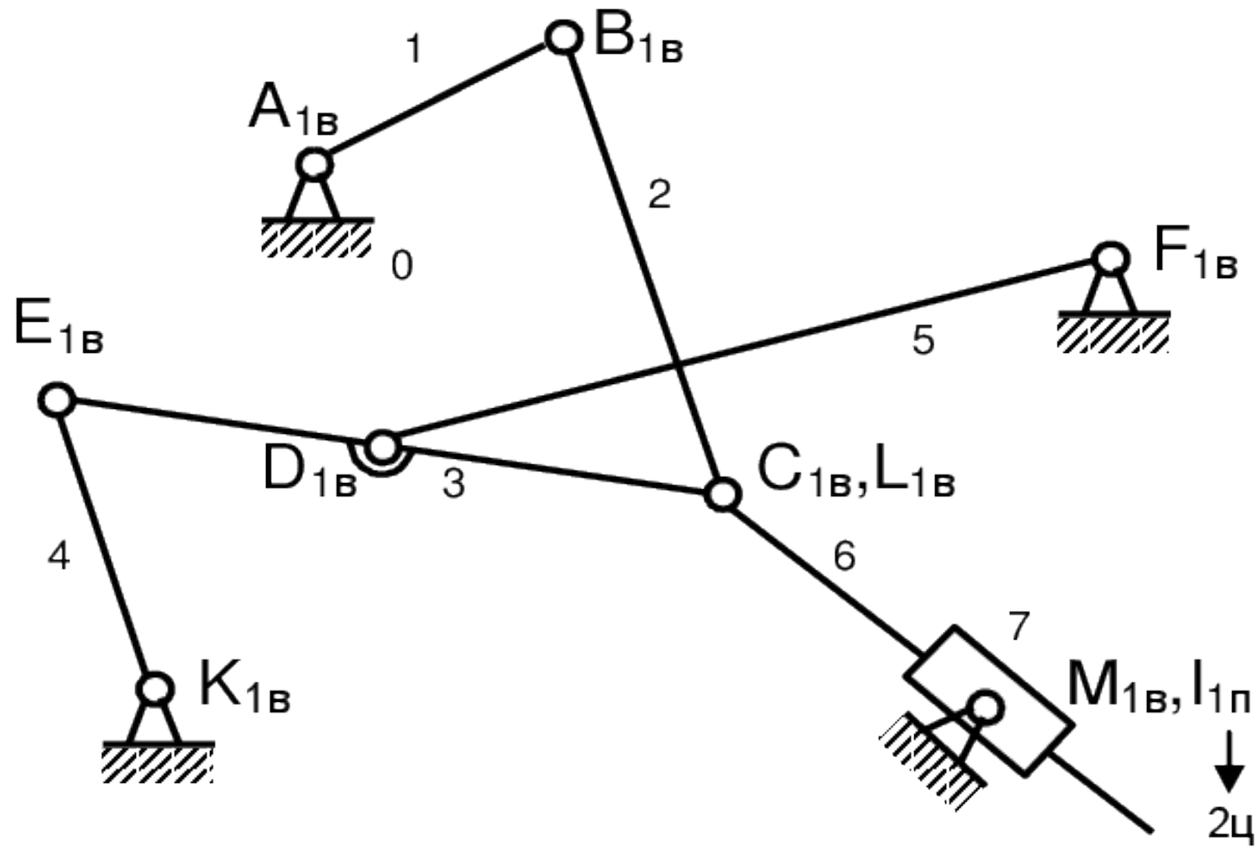


Рис.1.3

На рис. 1.3 изображена структурная схема плоского рычажного восьмизвенного механизма, где арабскими цифрами (от 0 до 7) обозначают звенья, причем символом "0" — стойку; прописными латинскими бувами — кинематические пары.

Структурный и кинематический анализ рычажного механизма.

Таблица 1.3.

Движение звена механизма	плоское	*2*	*3*	*6*		
	вращательное	*1*	*4*	*5*	*7*	
	поступательное					
Траектории центров подвижных шарниров	прямая					
	окружность	*B*	*D*	*E*		
	сложная кривая	*C*	*L*			
Число звеньев механизма	общее				$k=8$	
	подвижных				$n=7$	
Число кинематических пар				вращат.	$p_{1в}=9$	
				поступ.(цилиндр.)	$p_{1п}=1(1)$	
Число подвижностей на плоскости				$W_{пл}=1$		

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

механизма	в пространстве	$W_{пр}=-7$
Заданная подвижность механизма		$W_0=1$
Число избыточных связей		$q=8$

При анализе механизма необходимо определить:
характер движения его звеньев — вращательное, поступательное или плоское;
траектории центров подвижных шарниров — прямая, окружность или сложная кривая;

общее число звеньев механизма k и число подвижных звеньев n;
число КП — для плоского механизма - вращательных и поступательных; для пространственного – указать пары изменившие подвижность (в анализируемой модели пара L из одноподвижной поступательной в плоском механизме превращается в двухподвижную цилиндрическую в пространственном);
число подвижностей на плоскости $W_{пл}$ и в пространстве $W_{пр}$;
число избыточных связей q при заданной подвижности W_0.

Результаты этого этапа структурного анализа для механизма, представленного на рис.1.2, приведены в табл.1.3.

Далее необходимо провести структурный анализ плоского механизма по Ассуру. Для этого определяют, из каких групп Ассура и первичных механизмов состоит анализируемый механизм, а также его класс и порядок. Класс и порядок механизма соответствуют классу и порядку наиболее сложной группы Ассура, входящей в его состав.

Результаты структурного анализа механизма и анализа групп Ассура приведены в табл.4. В ней указано: число звеньев и КП в группе Ассура или первичном механизме, число подвижностей $W_{гр}^{пл}$ и $W_{гр}^{пр}$, число избыточных связей $q_{гр}$.

Эти величины рассчитывают по формулам:

$$W_{гр}^{пл}=3n_{гр}-\sum_{i=1}^{2}(3-i)p_i \qquad (1.5)$$

$$W_{гр}^{пр}=6n_{гр}-\sum_{i=1}^{5}(6-i)p_i \qquad (1.6)$$

$$q_{гр}=-W_{гр}^{пр} \qquad (1.7)$$

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

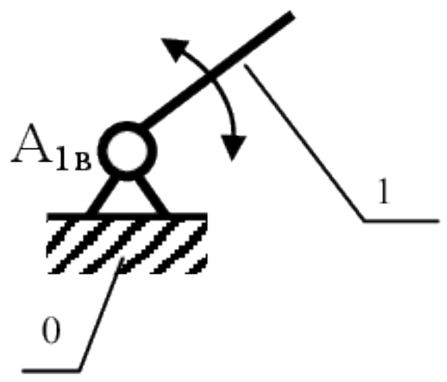
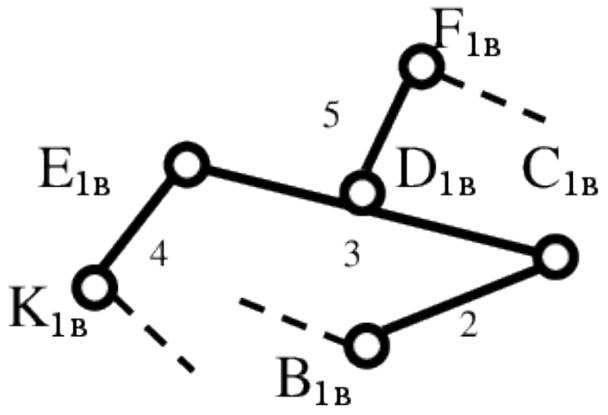
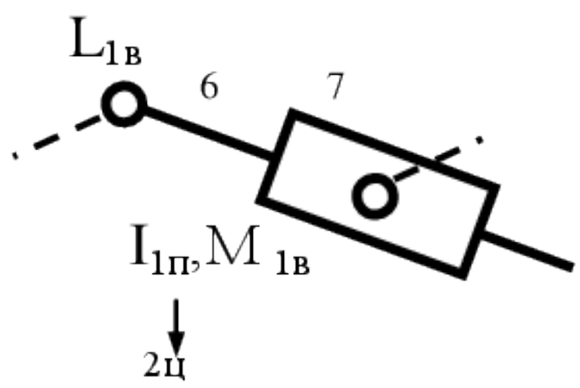
Вывод: Рассмотренный одноподвижный восьмизвенный плоский рычажный механизм с низшими КП состоит из одного первичного механизма и двух групп Ассура (одной двухповодковой и одной трехповодковой) и является по классификации Ассура механизмом первого класса третьего порядка (по классификации Артоболевского – механизмом третьего класса).

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Структурный анализ механизма по Ассуру.

Таблица 1.4

Схема первичного механизма				Схема структурной группы				Схема структурной группы			
											
Число звеньев в механизме			2	Число звеньев в группе			4	Число звеньев в группе			2
Число КП в механизме			1	Число КП в группе			6	Число КП в группе			3
Класс	1	Порядок	1	Класс	1	Порядок	3	Класс	1	Порядок	2
Подвижность механизма		$W^{пл}=1$ $W^{пр}=1$		Подвижность группы		$W_{гр}^{пл}=0$ $W_{гр}^{пр}=-6$		Подвижность группы		$W_{гр}^{пл}=0$ $W^{пр}=-2$	
Избыточные связи		$q_м=0$		Избыточные связи		$q_{гр}=6$		Избыточные связи		$q_{гр}=2$	

Контрольные вопросы:

1. Вопросы, изучаемые "Теорией механизмов и машин".
2. Машина. Виды и классификация машин.
3. Механизм Виды и классификация механизмов.
4. Звено механизма. Виды и классификация звеньев механизмов.
5. Кинематическая пара. Классификация кинематических пар.
6. Кинематические цепи. Виды кинематических цепей.
7. Подвижность плоских и пространственных механизмов.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Лабораторная работа №2.
Кинематический анализ механизмов.
Основные положения и понятия. Назначение и классификация зубчатых передач.

Цель работы: Провести кинематический анализ механизмов, усвоить основные положения и понятия. Определить назначение и классификацию зубчатых передач.

Знать:

- методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ;
- синтеза механизмов по методу приближения функций;
- синтеза передаточных механизмов, синтеза по положениям звеньев, Синтез рычажных механизмов;
- синтеза направляющих механизмов, классификации механизмов, узлов и деталей;

Уметь:

- выполнять работы в области научно-технической деятельности по проектированию;
- выполнять работы в области научно-технической деятельности по техническому контролю в машиностроении;
- применять методы проведения комплексного технико-экономического анализа в машиностроении для обоснованного принятия решений;
- применять методы оптимизации в синтезе механизмов;

Владеть:

- методами проведения комплексного технико-экономического анализа для обоснованного принятия решений;
- изыскания возможности сокращения цикла работ, содействия подготовке процесса их реализации с обеспечением необходимых технических данных в машиностроительном производстве;
- основами проектирования механизмов стадий разработки;
- методами синтеза механизмов по методу приближения функций;

Актуальность темы:

Рассматриваются теоретические основы теории механизмов и машин. Современное состояние экономики Российской Федерации характеризуются переходом к рыночным отношениям экономических субъектов хозяйствования и вхождением России в мировое хозяйство.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Зубчатые передачи служат для передачи вращательного движения и крутящего момента, либо для преобразования вращательного движения в поступательное (зубчато-реечное зацепление).

Принято считать меньшее колесо – шестерней, большее – колесом.

Зубчатые передачи делятся по следующим признакам:

а) по взаимному расположению осей колес: цилиндрические – оси параллельны (рис. 1.4, *а*, *б*, *г*, *д*); конические – оси пересекаются (рис. 1.4, *е*, *ж*); винтовые – оси перекрещиваются (рис. 1.4, *з*, *и*); реечное зацепление (рис. 1.4, *в*);

б) в зависимости от относительного расположения колес и их вращения: внешнего зацепления, при котором пара сопрягаемых колес вращается в противоположном направлении; внутреннего зацепления (рис. 1.4, *б*) при котором направления вращения обоих колес совпадают;

в) по расположению зубьев относительно образующей колеса: прямозубые (рис. 1.4, *а*, *б*, *в*, *е*), косозубые (рис. 1.4, *г*), шевронные (рис. 1.4, *д*); с криволинейными зубьями (рис. 1.13, *ж*, *з*, *и*); непрямозубые колеса обладают плавностью и бесшумностью в работе, но сложны в изготовлении;

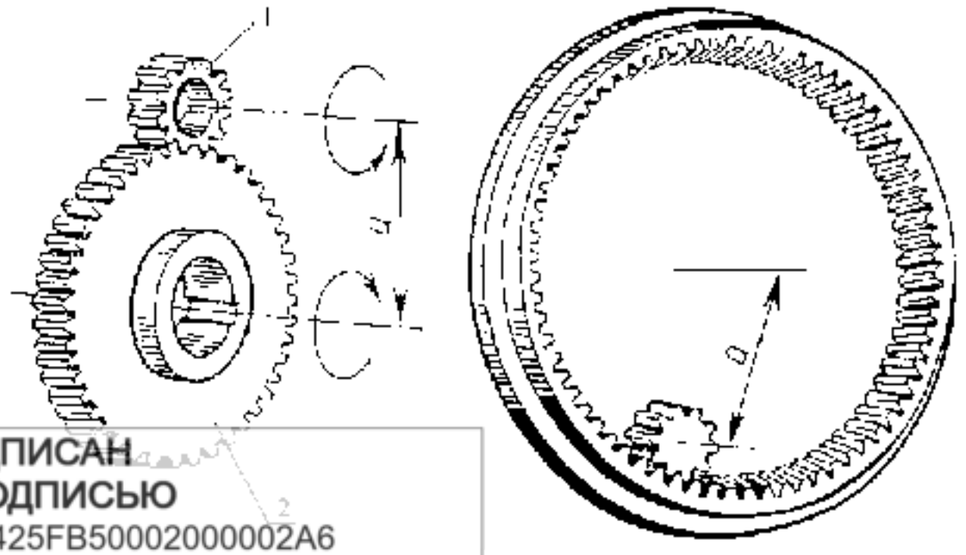
г) по конструктивному исполнению: закрытые, размещенные в герметичном корпусе и обеспечиваемые постоянной смазкой в масляной ванне (редукторы и др.), и открытые передачи (без смазки или с периодической смазкой консистентными мазями);

д) по окружной скорости ϑ_0 в зацеплении: тихоходные ($\vartheta_0 < 3$ м/с), среднескоростные ($\vartheta_0 = 3 \ldots 15$ м/с), быстроходные ($\vartheta_0 > 15$ м/с).

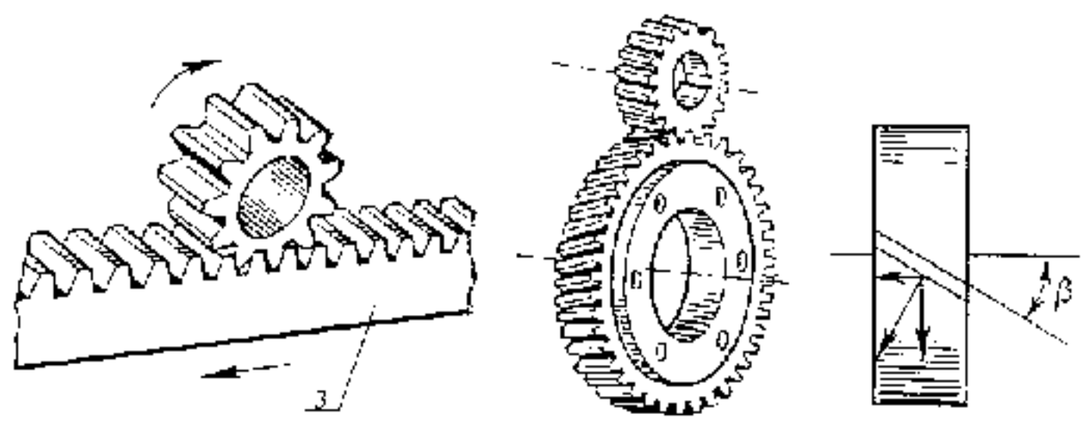
Достоинства зубчатых передач: постоянство передаточного числа, компактность, надежность и долговечность работы, значительный диапазон передаваемых мощностей при любых скоростях вращения, высокий КПД (до 0,995).

Недостатки: необходимость высокой точности изготовления и монтажа для нормальной работы, шум при работе со значительными скоростями, невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа, т. е. передаваемых скоростей.

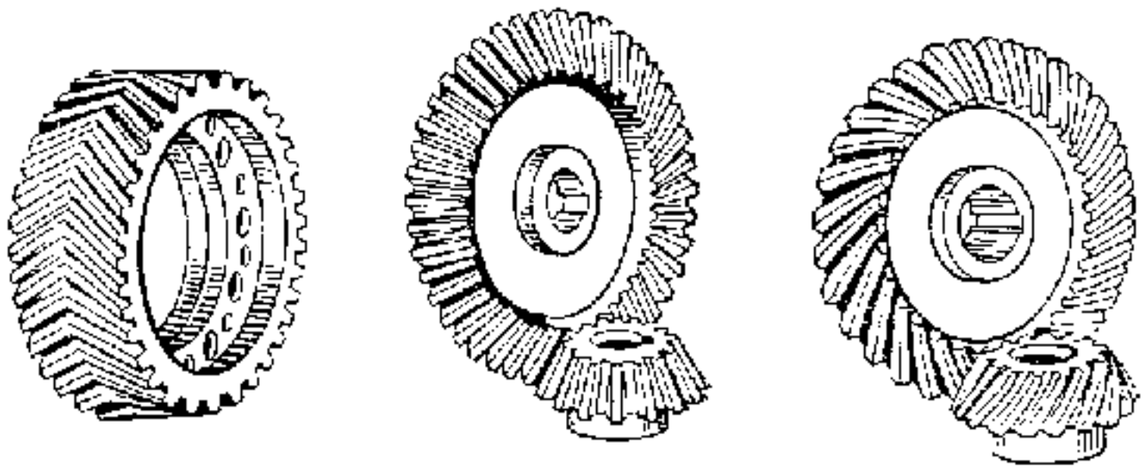
а *б*



ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022



д *е* *ж*



з *и*

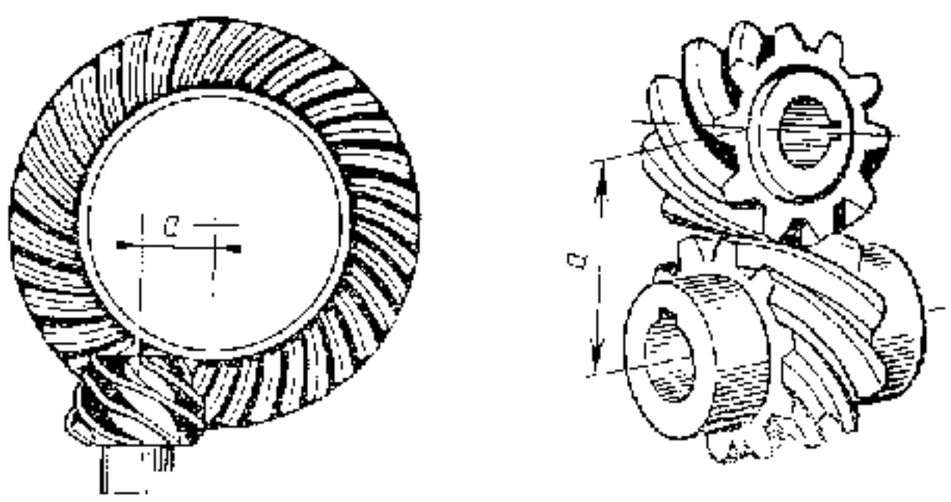


Рис. 1.4 Виды зубчатых передач: *1* – шестерная; *2* – колесо; *3* – рейка

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Основные элементы зубчатого зацепления и их расчет

Зацепление двух колес с прямыми зубьями показано на рис. 1.4. К основным элементам такого зацепления относятся:

1. ***Модуль зацепления***

$$m = \frac{t}{\pi}\ , \qquad (1.8)$$

где t – шаг зубьев в зацеплении, мм.

Значения модулей для всех передач стандартизированы.

2. Начальные (делительные) окружности пары колес – это соприкасающиеся окружности, имеющие общие с зубчатыми колесами центры и катящиеся одна по другой без скольжения. Если в передаче межцентровое расстояние А точно равно сумме радиусов делительных окружностей, то начальные и делительные окружности совпадают. При этом диаметр делительной окружности определяют по формуле:

$$d_э = m \cdot z\ , \qquad (1.9)$$

где z – число зубьев шестерни или колеса.

4. ***Число зубьев*** шестерни z зависит от ее диаметра, модуля зацепления и шага зубьев.

5. ***Высота головки зуба*** – часть зуба, выступающая за начальную окружность,

$$h' = m\ . \qquad (1.10)$$

6. ***Высота ножки зуба*** – часть зуба, расположенная внутри начальной окружности.

$$h' = 1{,}25 \cdot m\ . \qquad (1.11)$$

7. ***Высота зуба*** – радиальное расстояние между окружностями выступов и впадин.

$$h = h' + h'' = 2{,}25 \cdot m\ . \qquad (1.12)$$

8. ***Диаметр окружности выступов*** ограничивающий вершины головок зубьев

$$D_e = d_д + 2 \cdot h' = m \cdot z + 2 \cdot m = m \cdot (z + 2)\ . \qquad (1.13)$$

9. ***Диаметр окружностей впадин,*** проходящий через основания впадин зубьев

$$D_i = d_д - 2 \cdot h'' = m \cdot z - 2{,}5 \cdot m = m \cdot (z - 2{,}5)\ . \qquad (1.14)$$

10. ***Ширина*** рабочей части зубчатого колеса B – для прямозубых колес принимают

$$B = (6...10) \cdot m\ . \qquad (1.15)$$

11. ***Полюс зацепления*** P – точка касания начальных (делительных) окружностей.

12. *Линия зацепления* – прямая, по которой перемещается точка касания сопряженных зубьев, проходящая через полюс зацепления и являющаяся касательной к начальным окружностям.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

13. ***Основная окружность*** – окружность, развертка которой служит эвольвентной профильной линией зуба. Диаметр основной окружности

$$d_0 = d_д \cdot \cos\alpha \, .$$

14. ***Угол зацепления*** α – угол между линией зацепления и перпендикуляром к линии центров колес O_1 и O_2.

15. ***Передаточное число*** зубчатой передачи определяют из условия равенства окружных скоростей ведущего и ведомого колеса на начальных или делительных окружностях.

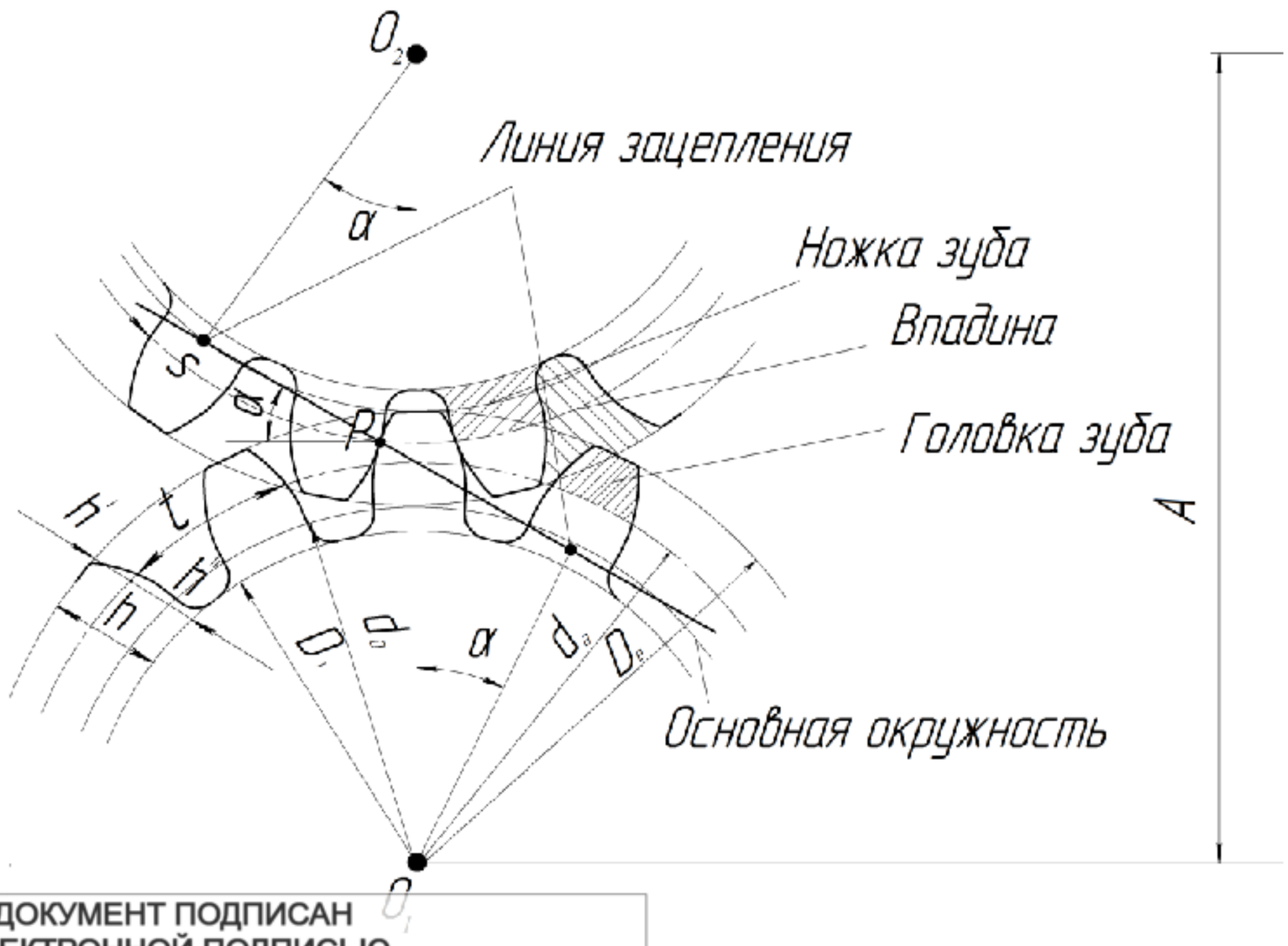
Исходя из этого, передаточное число зубчатой передачи, у которой частота вращения ведущего и ведомого колеса различна, представляет собой следующее отношение:

$$i = \frac{n_{вщ}}{n_{вм}} = \frac{\omega_{вщ}}{\omega_{вм}} = \frac{d_к}{d_ш} = \frac{z_к}{z_ш} , \qquad (1.15)$$

где $n_{вщ}$ и $n_{вм}$ - частота вращения соответственно ведущего и ведомого колеса, $с^{-1}$; $\omega_{вщ}$ и $\omega_{вм}$ - угловая скорость ведущего и ведомого колеса, рад/с; $d_к$ и $d_ш$ – диаметры колеса и шестерни; $z_к$ и $z_ш$ – число зубьев колеса и шестерни.

Передача крутящего момента может осуществляться последовательно через несколько пар зубчатых передач (многоступенчатые редукторы), каждая из которых изменяет частоту вращения и крутящий момент. Если обозначить через $i_1, i_2, \ldots, i_n$ – передаточные числа каждой пары (ступени), то общее передаточное число многоступенчатой передачи (редуктора) будет равно:

$$i_o = i_1 \cdot i_2 \cdot \ldots \cdot i_n \, . \qquad (1.16)$$



ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Рис. 1.5 Схема зубчатого зацепления: А – межцентровое расстояние; α – угол зацепления; *P* – полюс зацепления; *S* – толщина зуба

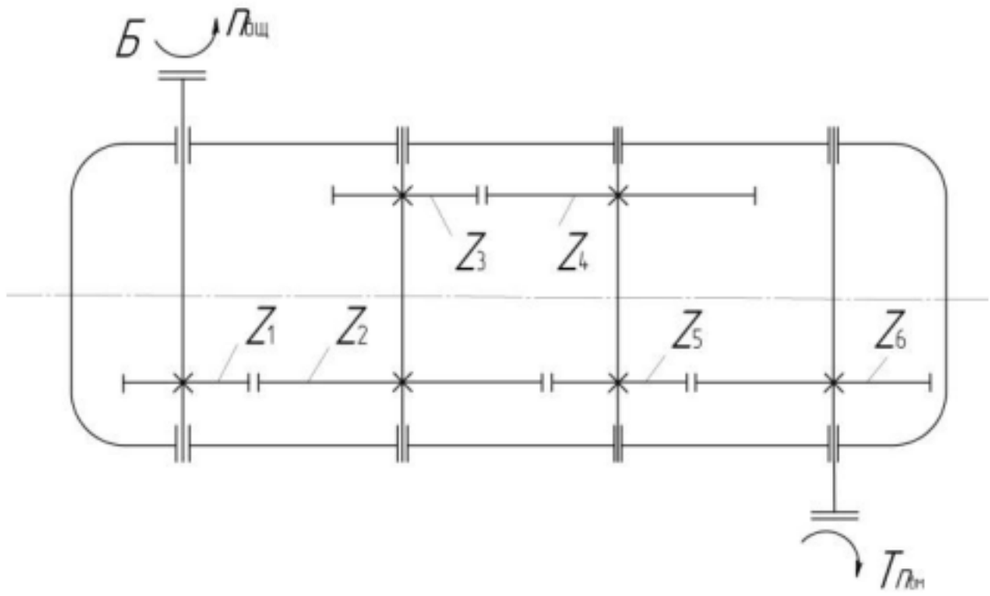


Рис. 1.6. Кинематическая схема 3 – ступенчатой зубчатой передачи (редуктора)

Задача. По заданной кинематической схеме зацепления, модулю зацепления *m*, частоте вращения ведущего вала $n_{вщ}$ и количеству зубьев шестерен z_i определить величины основных элементов зубчатого зацепления, используя формулы (1.8 – 1.16).

Исходные данные по вариантам приведены в табл. 1.5 и на рис. 1.6

Таблица 1.5

Исходные данные для расчета основных элементов зубчатого зацепления

Вариант	Параметры													
	m, мм	$n_{вщ}$, c^{-1}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	i_0	*t*, мм	*h*, мм	*h′*, мм	*h″*, мм	$n_{вм}$, c^{-1}
1	4	16,0	18	32	19	36	24	44						
2	6	12,0	20	36	18	32	26	48						
3	8	14,0	18	34	20	38	22	42						
4	10	10,0	22	40	18	34	28	52						
5	12	12,0	24	40	20	36	20	38						
6	8	16,0	19	38	21	44	18	36						
7	10	15,0	25	48	20	38	16	28						
8	14	18,0	32	58	28	56	18	32						
9	6	20,0	18	42	22	46	20	48						
10	16	24,0	40	64	36	70	30	50						

Примечание. Для первой пары зубчатых колес рассчитать $d_д$, D_e, D_i.

Контрольные вопросы:

1. Подвижность плоских и пространственных механизмов.
2. **Структурный анализ и синтез механизмов.**
3. **Избыточные связи и коэффициенты подвижности.**
4. **Замена высших пар низшими.**
5. **Структурная классификация пространственных механизмов.**
6. Структурная классификация плоских механизмов по Л.В.Ассуру.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Лабораторная работа №3.
Силовой расчет механизмов без учета трения в кинематических парах.

Цель работы: Провести силовой расчет механизмов без учета трения в кинематических парах.

Знать:

- методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ;
- синтеза механизмов по методу приближения функций;
- синтеза передаточных механизмов, синтеза по положениям звеньев, Синтез рычажных механизмов;
- синтеза направляющих механизмов, классификации механизмов, узлов и деталей;

Уметь:

- выполнять работы в области научно-технической деятельности по проектированию;
- выполнять работы в области научно-технической деятельности по техническому контролю в машиностроении;
- применять методы проведения комплексного технико-экономического анализа в машиностроении для обоснованного принятия решений;
- применять методы оптимизации в синтезе механизмов;

Владеть:

- методами проведения комплексного технико-экономического анализа для обоснованного принятия решений;
- изыскания возможности сокращения цикла работ, содействия подготовке процесса их реализации с обеспечением необходимых технических данных в машиностроительном производстве;
- основами проектирования механизмов стадий разработки;
- методами синтеза механизмов по методу приближения функций;

Актуальность темы:
Рассматриваются теоретические основы теории механизмов и машин. Современное состояние экономики Российской Федерации характеризуются переходом к рыночным отношениям экономических субъектов хозяйствования и вхождением России в мировое хозяйство.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Цилиндрические редукторы применяют для уменьшения частоты вращения и увеличения крутящего момента и широко используются в

машинах и аппаратах, применяемых в общественном питании (универсальный привод, овощерезки, моечные машины и т.д.).

Основными частями редуктора являются: корпус и зубчатая передача с валами и подшипниками. Корпус обеспечивает редуктору необходимую жесткость и защищает зацепление от влияния внешней среды. Корпус состоит из одной или нескольких частей. Нижняя часть корпуса редуктора называется основанием или картером, а верхняя – крышкой. Корпус может быть выполнен литым из чугуна или в виде сварной конструкции из стали.

В цилиндрических редукторах элементами передачи являются прямозубые или косозубые цилиндрические колеса, насаженные на валы и передающие крутящий момент от одного вала к другому.

Передаточное число редуктора показывает, во сколько раз редуктор уменьшает частоту вращения ведомого вала по сравнению с ведомым.

Редукторы могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми.

Передаточное число определяют формулой:

$$И_{ред} = \frac{n_б}{n_т} \qquad \text{или} \qquad И_{ред} = И_1 \cdot И_2 \ldots И_n$$

где: $И_1$, $И_2$ - передаточные числа ступеней.

Передаточное число зубчатой передачи:

$$И = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где: z_1, z_2 - числа зубьев шестерни и колеса;

n_1, n_2 - частота вращения быстроходного и тихоходного валов редуктора;

Межосевое расстояние: $a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2}$,

где: где: d_1 и d_2 - делительные диаметры шестерни и колеса.

$$d_1 = m_n \cdot z_1; \qquad d_2 = m_n \cdot z_2$$

m_n - модуль зацепления нормальный;

m_t - окружной модуль.

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta},$$

β - угол наклона линии зуба.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

2. ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИНАДЛЕЖНОСТИ

1. Цилиндрический двухступенчатый редуктор с косыми зубьями
2. Измерительный инструмент.

3. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Определить марку редуктора. Снять крышку, чтобы иметь доступ.
2. Составить и изобразить на месте схему редуктора..
3. Составить подробное описание редуктора:

а) корпус (материал, способ изготовления, число и плоскостей разъема).

Б) элементы передач.

В) валы (диаметры элементов вала под колесами, подшипниками.)

г) подшипники (типы, смазка).

4. Определить передаточное число редуктора и отдельных его ступеней.
5. Определить межосевое расстояние a_ω.
6. Определить углы наклона зубьев
7. Определить диаметры вершин зубьев.
8. По выходному концу валов определить максимальный крутящий момент.

Кинематическая схема редуктора: (по заданию преподавателя)

Контрольные вопросы:

1. Основные виды плоских рычажных механизмов.
2. Разновидности механизмов (с низшими и высшими кинематическими парами, плоские, пространственные).
3. Кинематический анализ механизмов. Задачи и способы их решения.
4. Планы положений механизма, определение крайних (мертвых) положений. Масштабный коэффициент.
5. Аналоги линейных скоростей и ускорений.
6. Аналоги угловых скоростей и ускорений.
7. Система линейных уравнений для определения положений звеньев плоского шарнирного четырехзвенника.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Лабораторная работа №4. Приведение масс к звену и точке.

Цель работы: Привести массы к звену и точке.

Знать:

- методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ;
- синтеза механизмов по методу приближения функций;
- синтеза передаточных механизмов, синтеза по положениям звеньев, Синтез рычажных механизмов;
- синтеза направляющих механизмов, классификации механизмов, узлов и деталей;

Уметь:

- выполнять работы в области научно-технической деятельности по проектированию;
- выполнять работы в области научно-технической деятельности по техническому контролю в машиностроении;
- применять методы проведения комплексного технико-экономического анализа в машиностроении для обоснованного принятия решений;
- применять методы оптимизации в синтезе механизмов;

Владеть:

- методами проведения комплексного технико-экономического анализа для обоснованного принятия решений;
- изыскания возможности сокращения цикла работ, содействия подготовке процесса их реализации с обеспечением необходимых технических данных в машиностроительном производстве;
- основами проектирования механизмов стадий разработки;
- методами синтеза механизмов по методу приближения функций;

Актуальность темы:

Рассматриваются теоретические основы теории механизмов и машин. Современное состояние экономики Российской Федерации характеризуются переходом к рыночным отношениям экономических субъектов хозяйствования и вхождением России в мировое хозяйство.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячные редукторы относятся к категории зубчато-винтовых передач и также как другие типы редукторов применяются для уменьшения частоты вращения и увеличения крутящего момента. Червячные редукторы применяют необходимости больших передаточных чисел. Поскольку червячные передачи являются самотормозящимися, их применяют для

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

ручных подъемных механизмов и для устройств, где необходима незначительная скорость вращения, как, допустим, в посудомоечной машине.

Основными частями червячного редуктора являются корпус и червячная передача с валами и подшипниками. Корпус, также как и в других типах редукторов, обеспечивает необходимую жесткость, воспринимает усилия, возникающие в зацеплении. В корпусе имеются гнезда под подшипники, а также элементы: рым-болты для подъема и транспортировки, крышка смотрового окна, отдушина, устройство для контроля уровня масла и др. Корпус может быть выполнен в виде литья из чу25унна или сварной конструкции из стали.

В червячном редукторе элементами передачи являются червяк и червячное колесо.

Во сколько раз редуктор уменьшает частоту вращения ведомого вала по сравнению с ведущим (червяком) показывает передаточное число U. В червячное передаче: $U = \frac{z_2}{z_1}$,

где: z_1 - число заходов червяка;

z_2 - число зубьев червячного колеса.

Число заходов червяка выбирают в пределах $z_1 = 1 \div 4$, а число зубьев червячного колеса $z_2 = 27 \div 120$.

Делительное межосевое расстояние червячной передачи:

$$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} \qquad a_\omega = \frac{1}{2} \cdot m_S \cdot (z_2 + q)$$

где: d_1 и d_2 - делительный диаметр червяка и червячного колеса;

m_S - модуль осевой;

q - коэффициент диаметра червяка (показывающий число модулей в делительном диаметре червяка).

Делительный диаметр червяка: $d_1 = q \cdot m_S$.

Диаметр вершин витков червяка: $d_{a_1} = d_1 + 2m_S$.

Диаметр окружности впадин: $d_{f_1} = d_1 + 2{,}4m$.

Осевой шаг червяка: $p = \pi \cdot m$.

Делительный диаметр червячного колеса: $d_2 = z_2 \cdot m$.

Диаметр вершин зубьев червячного колеса: $d_{a_2} = d_2 + 2m$.

Диаметр впадин зубьев червячного колеса: $d_{f_2} = d_2 - 2{,}4m$.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

2. ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИНАДЛЕЖНОСТИ

1. Червячный редуктор.
2. Измерительный инструмент.

3. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Разработать исследуемый редуктор, удалив из корпуса ведомый вал вместе с червячным колесом и подшипником.
2. Составить и изобразить на листе кинематическую схему редуктора.
3. Составить подробное описание редуктора:

а) корпус (материал и способ изготовления), число и положение плоскостей разъема, соединение частей корпуса, толщина стенок;

б) элементы передачи (тип червяка, число заходов червяка и направление
винтовой линии, число зубьев, конструкция и крепление червячного колеса к валу, предполагаемые материалы);

в) смазка передачи (уровень масла и контроль уровня, заливка масла и его удаление);

г) подшипники (типы, смазка, регулировка и уплотнение). Начертить в отчете
схемы уплотнений;

д) крепление редуктора к раме;

е) охлаждение редуктора и вентиляция его внутренней полости, подсчет
теплопотерь;

ж) последовательность эле Ментов, передающих крутящий момент.

4. Определить передаточное число до разборки и после сборки.
5. Определить межосевое расстояние a_ω.
6. Замерить шаг червяка и рассчитать модуль (уточнить значение модуля по
ГОСТу).
7. Определить число модулей в делительном диаметре червяка по формуле: $d_1 = q \cdot m$. Диаметр d_{a_1} замерить.
8. Выполнить проверочный расчет шпонки червячного колеса, замерив параметры $l \times b \times h$.
9. Вычертить на формате А4 конструкцию подшипникового узла по указанию преподавателя.

Кинематическая схема редуктора: (по заданию преподавателя)

Контрольные вопросы:

1. Система уравнений для определения положений звеньев кривошипно-ползунного механизма.
2. Аналитическая кинематика кривошипно-ползунного механизма.
3. Исследование плоских механизмов методом кинематических диаграмм.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

4. Исследование плоских механизмов методом планов. Теоремы подобия.
5. **План скоростей рычажного механизма. Пример.**

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Лабораторная работа №5.
Передаточное отношение многозвенных зубчатых передач с неподвижными и подвижными осями.

Цель работы: Основная теорема зацепления. Внешнее и внутреннее зацепление. Эвольвента окружности. Эвольвентное зацепление и его свойства. Методы нарезания зубьев. Коэффициент перекрытия.
Виды зубчатых передач.Модуль зацепления. Определение основных размеров зубчатого колеса.

Знать:

- методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ;
- синтеза механизмов по методу приближения функций;
- синтеза передаточных механизмов, синтеза по положениям звеньев, Синтез рычажных механизмов;
- синтеза направляющих механизмов, классификации механизмов, узлов и деталей;

Уметь:

- выполнять работы в области научно-технической деятельности по проектированию;
- выполнять работы в области научно-технической деятельности по техническому контролю в машиностроении;
- применять методы проведения комплексного технико-экономического анализа в машиностроении для обоснованного принятия решений;
- применять методы оптимизации в синтезе механизмов;

Владеть:

- методами проведения комплексного технико-экономического анализа для обоснованного принятия решений;
- изыскания возможности сокращения цикла работ, содействия подготовке процесса их реализации с обеспечением необходимых технических данных в машиностроительном производстве;
- основами проектирования механизмов стадий разработки;
- методами синтеза механизмов по методу приближения функций;

Актуальность темы:

Рассматриваются теоретические основы теории механизмов и машин. Современное состояние экономики Российской Федерации характеризуются переходом к рыночным отношениям экономических субъектов хозяйствования и вхождением России в мировое хозяйство.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Основные положения и понятия

Валы и оси. Вращающиеся детали передач или трансмиссий, а также других механизмов машин обычно устанавливаются на осях или валах. При этом валы всегда вращаются вместе с деталями и передают крутящий момент $M_к$; оси, независимо от того вращаются ли они вместе с деталями или остаются неподвижными, крутящего момента не передают, а лишь поддерживают детали при их вращении. Поэтому оси бывают нагружены только изгибающими усилиями, а валы, кроме того, еще и крутящим моментом. Валы и оси бывают как гладкие (рис. 1.7, *а*), так и ступенчатые (рис. 1.7, *б*). Кроме того, валы бывают коленчатые (рис. 1.7, *в*), используемые в поршневых машинах-двигателях (автомобильные двигатели, поршневые насосы), и гибкие (рис. 1.7, *г*), у которых изменяется форма геометрической оси, например, в приводах глубинных вибраторов.

Валы и вращающиеся оси устанавливаются своими опорными шейками, называемыми цапфами, в подшипники. Цапфы, воспринимающие осевые нагрузки, называются пятами.

При расчете валы и оси рассматриваются как балки на шарнирных опорах (подшипниках) и рассчитываются на прочность, для чего определяют величины изгибающих и крутящих моментов в опасных сечениях.

В случае, если нагрузки действуют в разных плоскостях, то их обычно раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости, а для определения результирующего изгибающего момента изгибающие моменты в этих плоскостях геометрически складывают по формуле

$$M_к = \sqrt{M_г^2 + M_в^2}\,, \qquad (1.17)$$

где $M_г$ – момент сил, действующих в горизонтальной плоскости, Н·мм; $M_в$ – момент сил, действующий в вертикальной плоскости, Н·мм.

Величину крутящего момента, передаваемого валом, определяют по формуле, Н·м,

$$M_к = \frac{N}{\omega}, \qquad (1.18)$$

где N – мощность двигателя, Вт; $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, рад/с; n – частота вращения вала, мин$^{-1}$.

Приведённый момент для расчетных, наиболее опасных, сечений вала определяется по формуле, Н·м:

$$M_{пр} = \sqrt{M_и^2 + M_к^2}\,. \qquad (1.19)$$

Предварительный расчет осей и валов производят из условия, что расчетное напряжение в опасном сечении $\sigma_р$ должно быть меньше допускаемого напряжения $[\sigma]$:

$$\sigma_р = \frac{M_{max}}{W} \le [\sigma], \qquad (1.20)$$

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

где M_{max} – максимальный момент, возникающий в расчетном сечении вала или оси, Н·мм; W – осевой момент сопротивления рассматриваемого расчетного сечения; принимают для круглого сечения $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$, мм^3, где d – диаметр расчетного сечения вала или оси, мм.

Тогда диаметр оси, работающей только на изгиб, рассчитывают из выражения

$$d_0 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_u}{\pi \cdot [\sigma]_u}}, \qquad (1.21)$$

где $[\sigma]_u$ – допустимое напряжение на изгиб, зависящее от материала изделия, способа его нагружения и требуемого запаса прочности, Н/мм^2.

Диаметр вала, работающего на изгиб и кручение, определяют из выражения:

$$d_в \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{пр}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{M_и^2 + M_к^2}}{\pi[\sigma]}}, \qquad (1.22)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение при симметричном цикле изгиба, для валов из среднеуглеродистых сталей принимают $[\sigma]$ = 45…60 Н/мм^2.

Задача. По заданным параметрам рассчитать диаметры оси d_0 и вала $d_в$. Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.6.

Опоры валов. В качестве опор валов и осей используются ***подшипники***.

Различают подшипники скольжения и подшипники качения.

Подшипники скольжения различают неразъемные (рис. 1.8, *а*), или глухие, и разъемные (рис. 1.8, *б*).

Неразъемные подшипники применяют при незначительных окружных скоростях. Они состоят (рис. 1.8, *а*) из корпуса *2*, вкладыша *1* и устройства для смазки.

Разъемные подшипники используют при более значительных скоростях и больших радиальных нагрузках. Как правило, такие подшипники состоят (рис. 1.8, *б*) из разъемного корпуса и вкладыша, что позволяет легко их монтировать и дает возможность регулировать зазор между цапфой вала и опорой подшипника.

Таблица 1.6

Варианты задний для расчета диаметров валов и осей

Ва-ри-ант	Ось			Вал							
	M_{max}, Н·мм	$[\sigma]$, Н/мм^2	d, мм	N, кВт	n, мин$^{-1}$	ω, рад/с	$M_к$, Н·мм	$M_и$, Н·мм	$M_{пр}$, Н·мм	$[\sigma]$, Н/мм^2	$d_в$, мм
1	$520 \cdot 10^3$	130		4.5	960			$38 \cdot 10^3$		210	

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

2	$700 \cdot 10^3$	140		5.6	440			$42 \cdot 10^3$		220	
3	$640 \cdot 10^3$	135		7.2	890			$59 \cdot 10^3$		230	
4	$450 \cdot 10^3$	120		4.9	1200			$40 \cdot 10^3$		200	
5	$380 \cdot 10^3$	120		8.5	680			$69 \cdot 10^3$		250	
6	$600 \cdot 10^3$	140		9.2	320			$92 \cdot 10^3$		280	
7	$580 \cdot 10^3$	135		5.9	800			$47 \cdot 10^3$		230	
8	$720 \cdot 10^3$	145		6.5	780			$53 \cdot 10^3$		220	
9	$320 \cdot 10^3$	138		7.8	480			$62 \cdot 10^3$		280	
10	$280 \cdot 10^3$	115		8.0	940			$70 \cdot 10^3$		290	

Вкладыши обычно делают биметаллическими: на чугунную, стальную или бронзовую основу наносят антифрикционный материал, баббит, свинцовую бронзу и др.

Важным размером в подшипниках скольжения является длина l опорной поверхности, которую принимают в пределах 0,4…1,2 от диаметра цапфы d.

Подшипники скольжения рассчитывают на удельное давление p, величина которого должна быть меньше допускаемого $[p]$:

$$p = \frac{P}{d \cdot l} \le [p]. \qquad (1.23)$$

Например: для стали по чугуну $[p]$ = 2…4 Н/мм^2; для стали по бронзе $[p]$ = 4…6 Н/мм^2; для стали по баббиту $[p]$ = 6…10 Н/мм^2.

Подшипники качения по сравнению с подшипниками скольжения используются при высоких окружных скоростях, они также обладают большей несущей способностью на единицу ширины подшипника, меньшим расходом смазочных материалов и значительно меньшим моментом сил трения.

Все подшипники качения делятся на три группы (рис. 1.9): ***радиальные***, воспринимающие радиальные и незначительные осевые нагрузки; ***радиально-упорные***, воспринимающие как радиальные, так и осевые (до 0,7 от радиальной) нагрузки; ***упорные***, воспринимающие только осевые нагрузки.

Основными элементами опоры качения являются корпус, в который устанавливается подшипник, снабженный ***телами качения*** – шариками или роликами.

Подшипник качения (рис. 1.10, *а*, *б*) состоит из наружного *1* и внутреннего колец, имеющих дорожки качения А, между которыми в сепараторе *4* помещены тела качения *3*. Внутреннее кольцо подшипника монтируется на валу, а наружным кольцом подшипник устанавливается в корпус изделия. При этом корпус и цапфа вала разобщены телами качения, перекатывающимися по дорожкам качения колец при вращении цапфы или корпуса и передающими соответственно нагрузку от цапфы корпусу или от корпуса цапфе (рис. 1.10, *в*). Основными размерами подшипников являются:

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

d – внутренний диаметр внутреннего кольца или диаметр цапфы; D – наружный диаметр наружного кольца; B – ширина наружного кольца.

Шариковые подшипники применяют в передачах с малыми и средними нагрузками. Роликовые подшипники воспринимают нагрузки почти в 2 раза больше, чем шариковые, но работают при меньших скоростях.

Подшипники качения выбираются по величине условной нагрузки Q:

$$Q = (R \cdot K_к + m \cdot A)K , \qquad (1.24)$$

где R – радиальная нагрузка; A – осевая нагрузка; m – коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной; в зависимости от типа подшипников колеблется в пределах от 0,5 до 4,5 (выбирается по таблицам); $K_к$ – кинематический коэффициент, который вводится только при вращении наружного кольца; для сферических подшипников $K_к$ = 1,1, для всех остальных $K_к$ = 1,35; K – коэффициент, учитывающий условия работы подшипника:

$$K = K_д \cdot K_т ,$$

где $K_д$ – коэффициент динамичности нагрузки, принимают $K_д$ = 1,0…3,0 (табличные значения); $K_т$ – коэффициент, вводимый при повышенной рабочей температуре подшипника (более 100°С); принимают от 1,03 до 2.

Подшипники качения также рассчитывают на долговечность и выбирают по каталогу по величине C, равной

$$C = Q(n \cdot h)^{0,3} , \qquad (1.25)$$

где n – число оборотов вала в минуту; h – проектируемое число часов работы подшипника.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

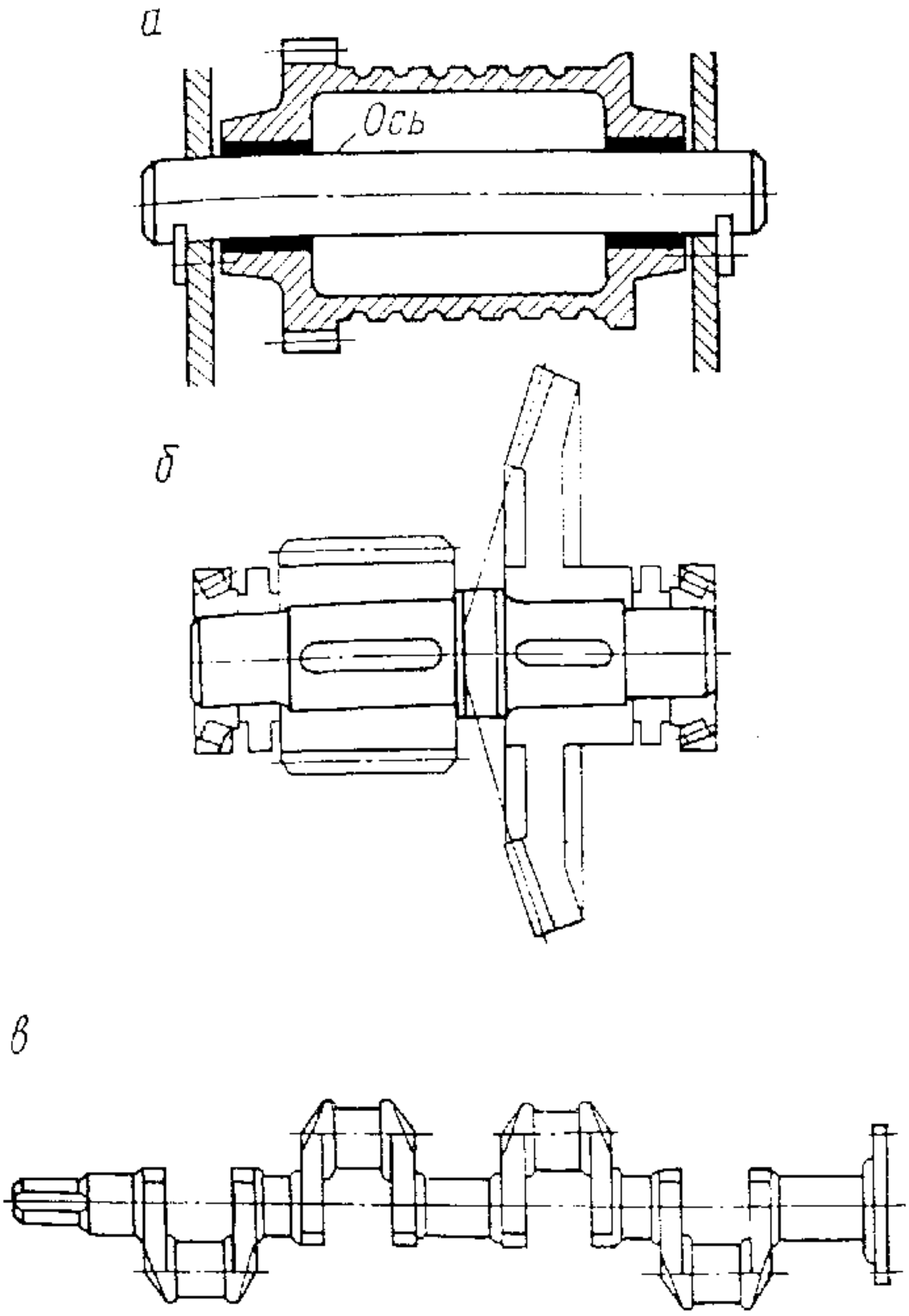
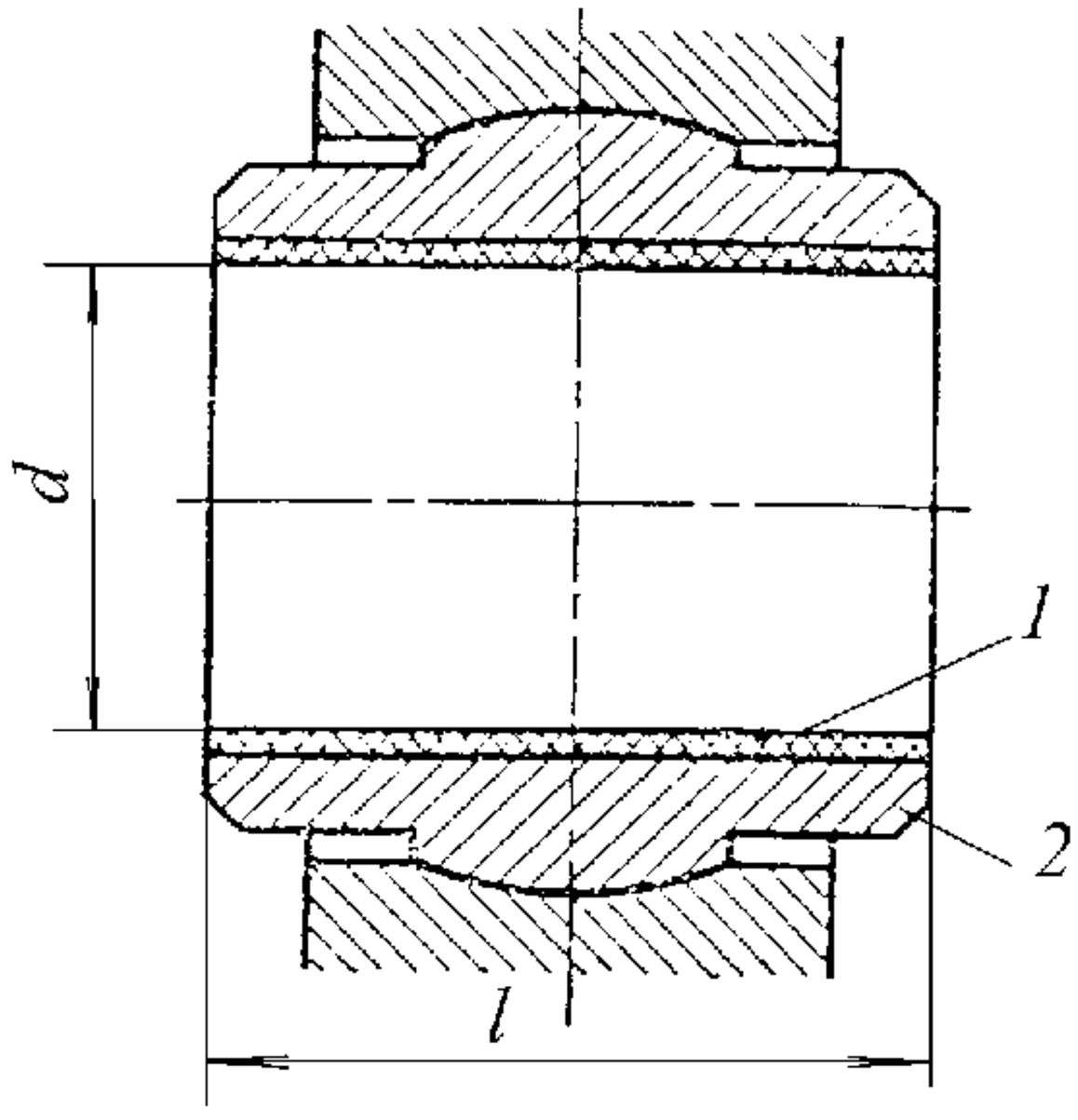


Рис. 1.7. Оси и валы

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

а



б

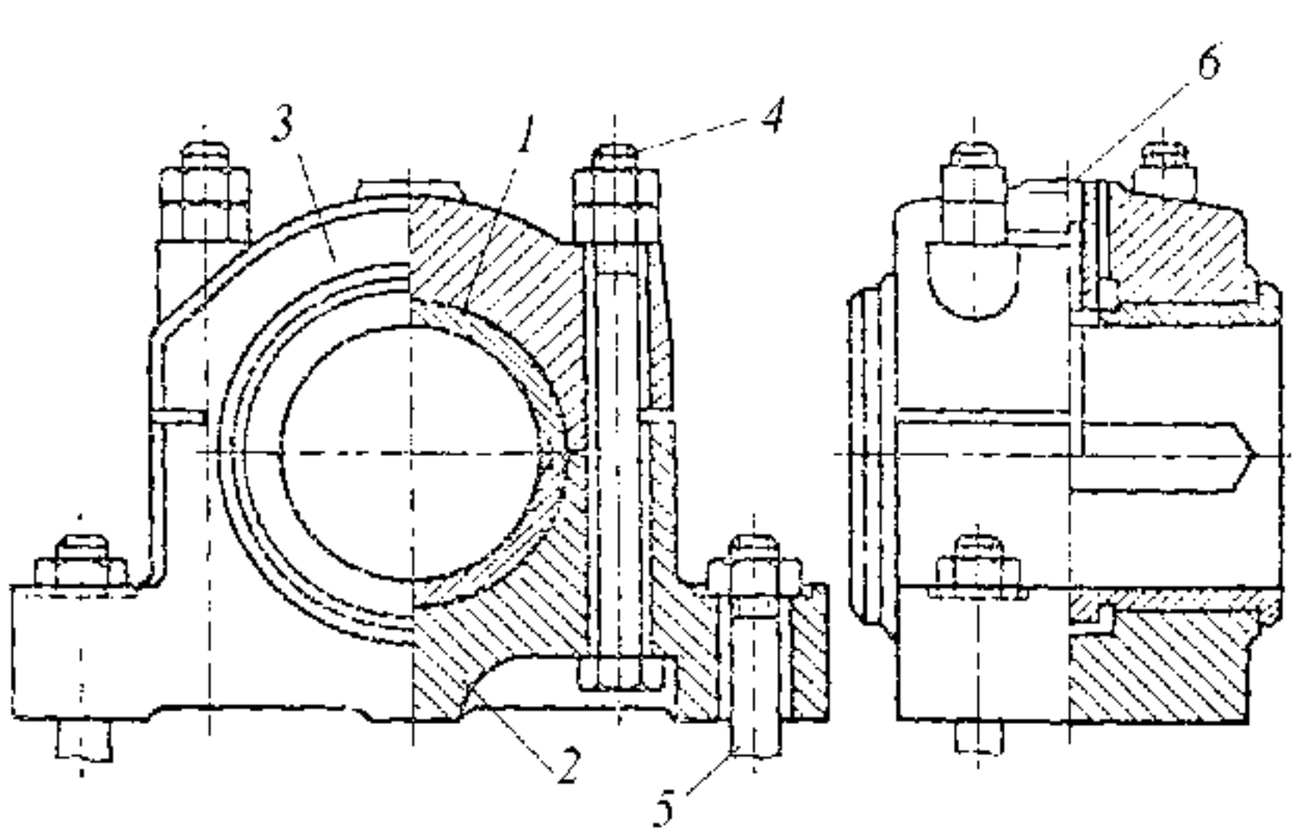


Рис. 1.8. Подшипники скольжения:
а – неразъемный; *б* – разъемный; *1* – вкладыш (или антифрикционная заливка); *2* – корпус; *3* – крышка; *4* – соединительные болты; *5* – крепежные болты; *6* – масленка или резервуар для смазки

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB5000200000 2A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

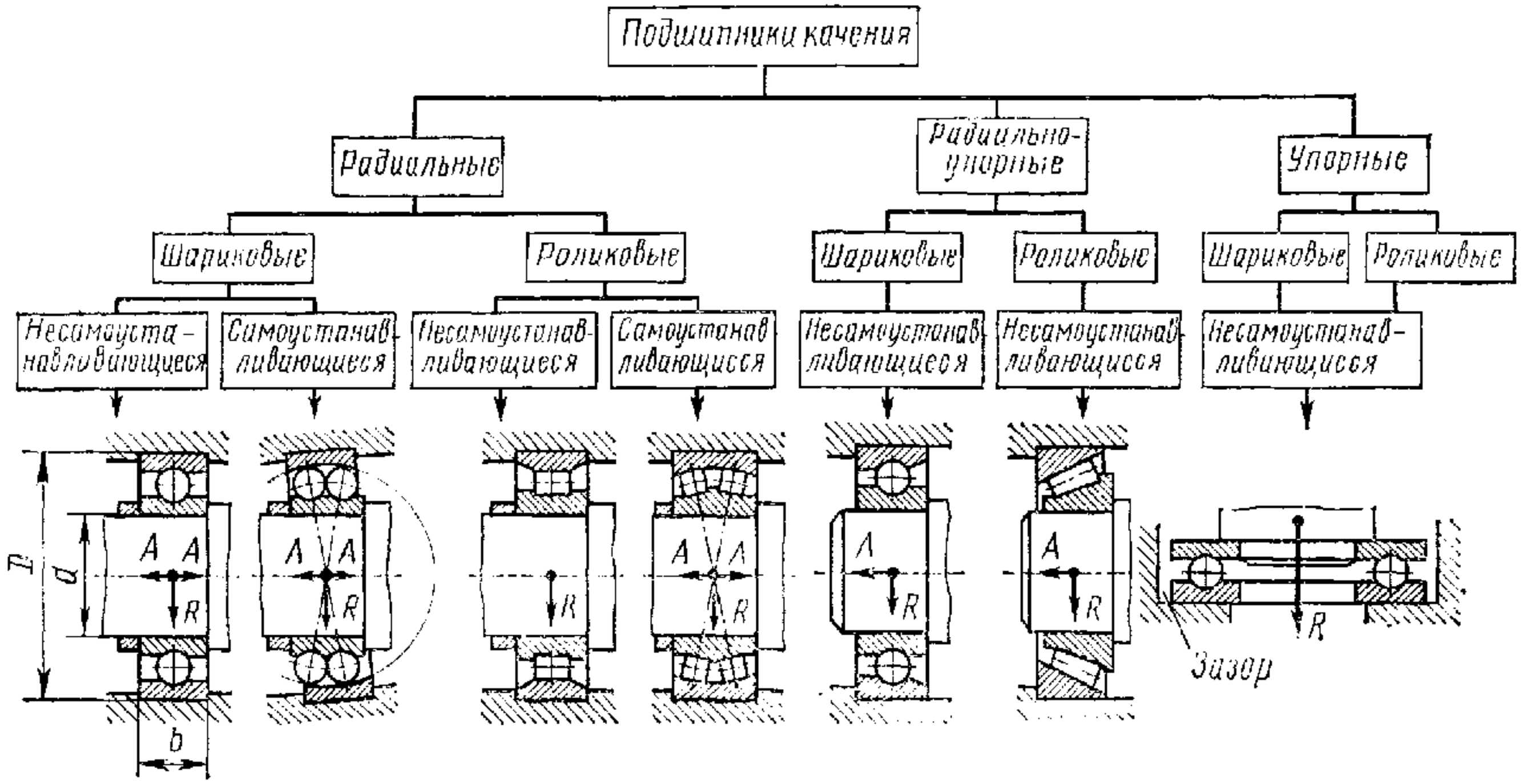


Рис. 1.9 Классификация подшипников качения

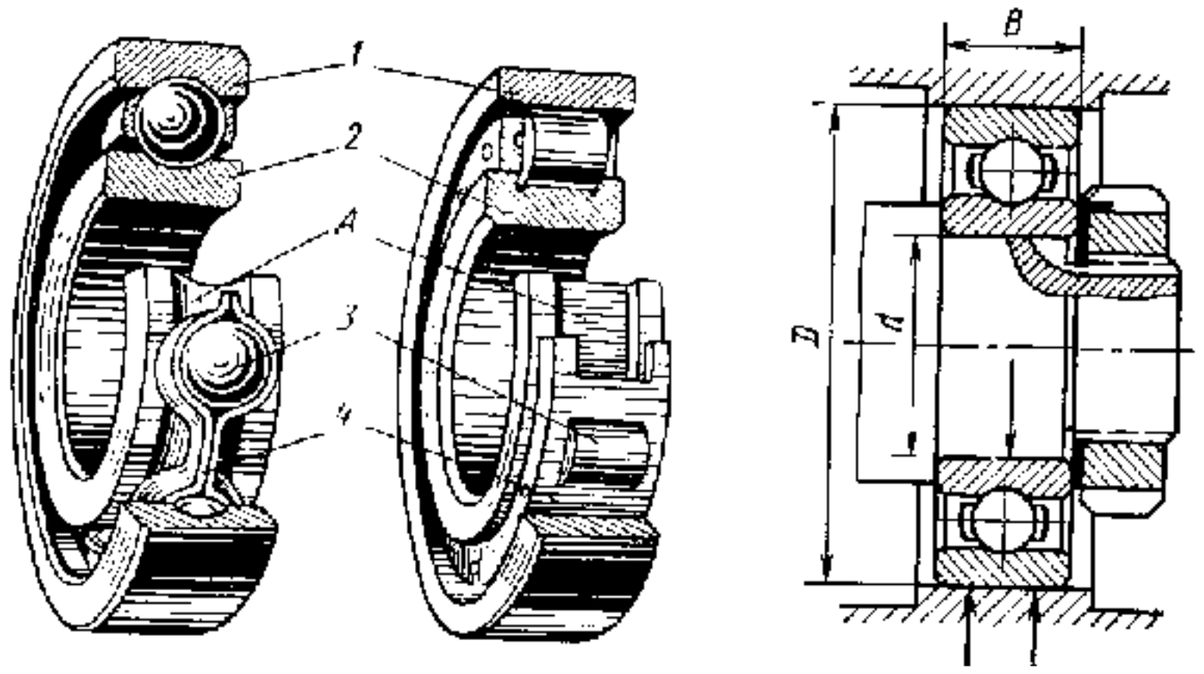


Рис. 1.10. Подшипники качения:
а – шариковый; *б* – роликовый; *в* – способ установки подшипника; *1* – наружное кольцо; *2* – внутреннее кольцо; *3* – тело качения (шарик, ролик); *4* – сепаратор

Соединение валов. Муфты. Для соединения соосных валов между собой с целью передачи крутящего момента служат ***муфты***.

Различают следующие типы муфт: жесткие или глухие (рис. 1.11, *а – в*); компенсирующие (рис. 1.11, *г – и*); упругие муфты (рис. 1.12, *а, б*); сцепные (рис. 1.22, *а – г*) и предохранительные.

Глухие муфты служат для соединения строго соосных валов, благодаря чему соединяемые валы работают как одно целое. Различают втулочные (рис. 1.11, *а, б*) и фланцевые (рис. 1.11, *в*) муфты.

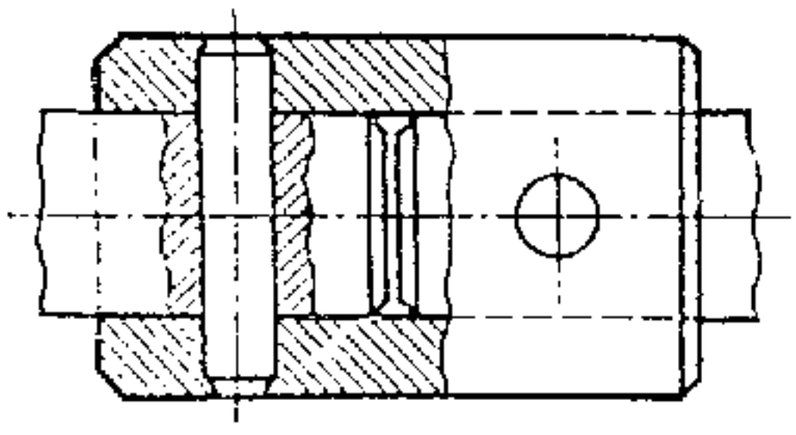
Компенсирующие муфты относятся к группе жестких муфт, допускающих незначительные осевые, радиальные и угловые смещения одного вала относительно другого и не смягчающих толчков и ударов в процессе работы передачи. Взаимное смещение соединяемых валов может быть следствием, либо погрешностей монтажа агрегата, либо отсутствием общего фундамента соединяемых агрегатов, либо жесткостью общей рамы, либо следствием упругих и температурных деформаций соединяемых валов. Различают кулачковые компенсирующие муфты (рис. 1.13, *д, е*), зубчатые муфты (рис. 1.13, *г*), сцепные муфты (рис. 1.14, *ж*) и шарнирные муфты (рис. 1.11, *з, и*).

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

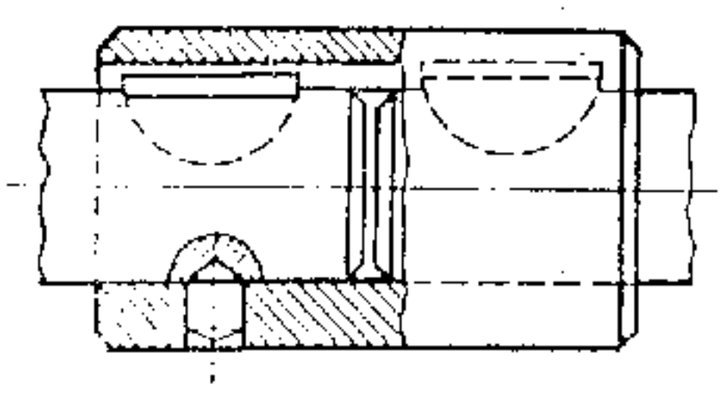
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Вариант I

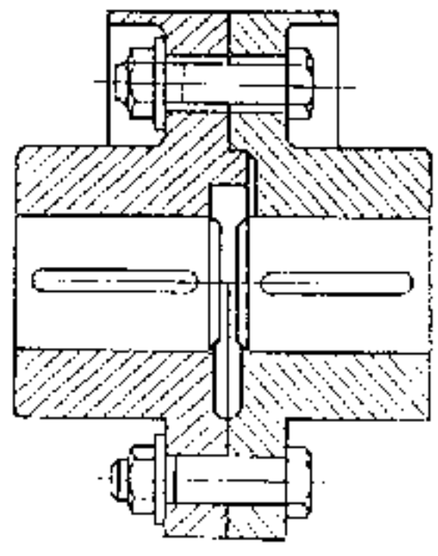
а



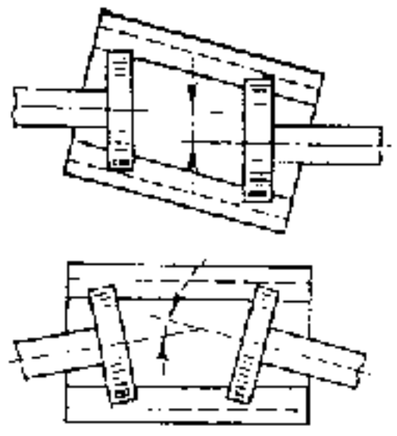
б



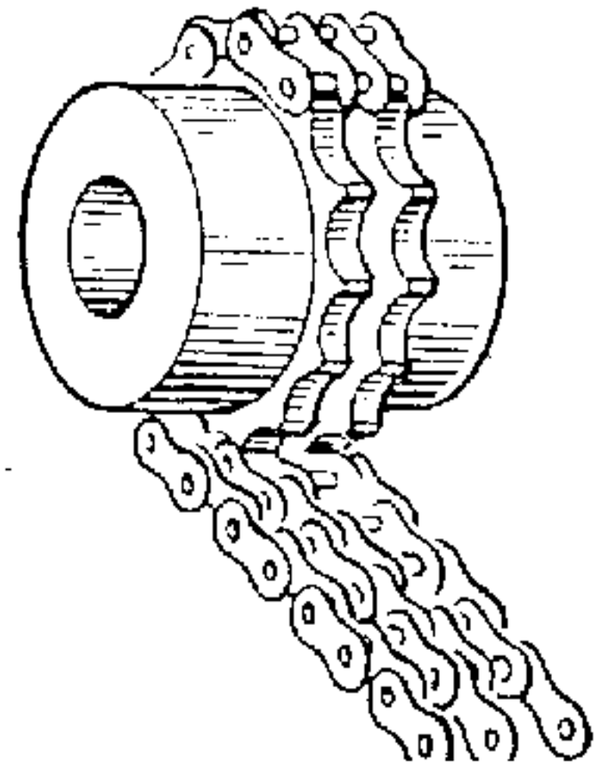
в



г



ж



ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Вариант II

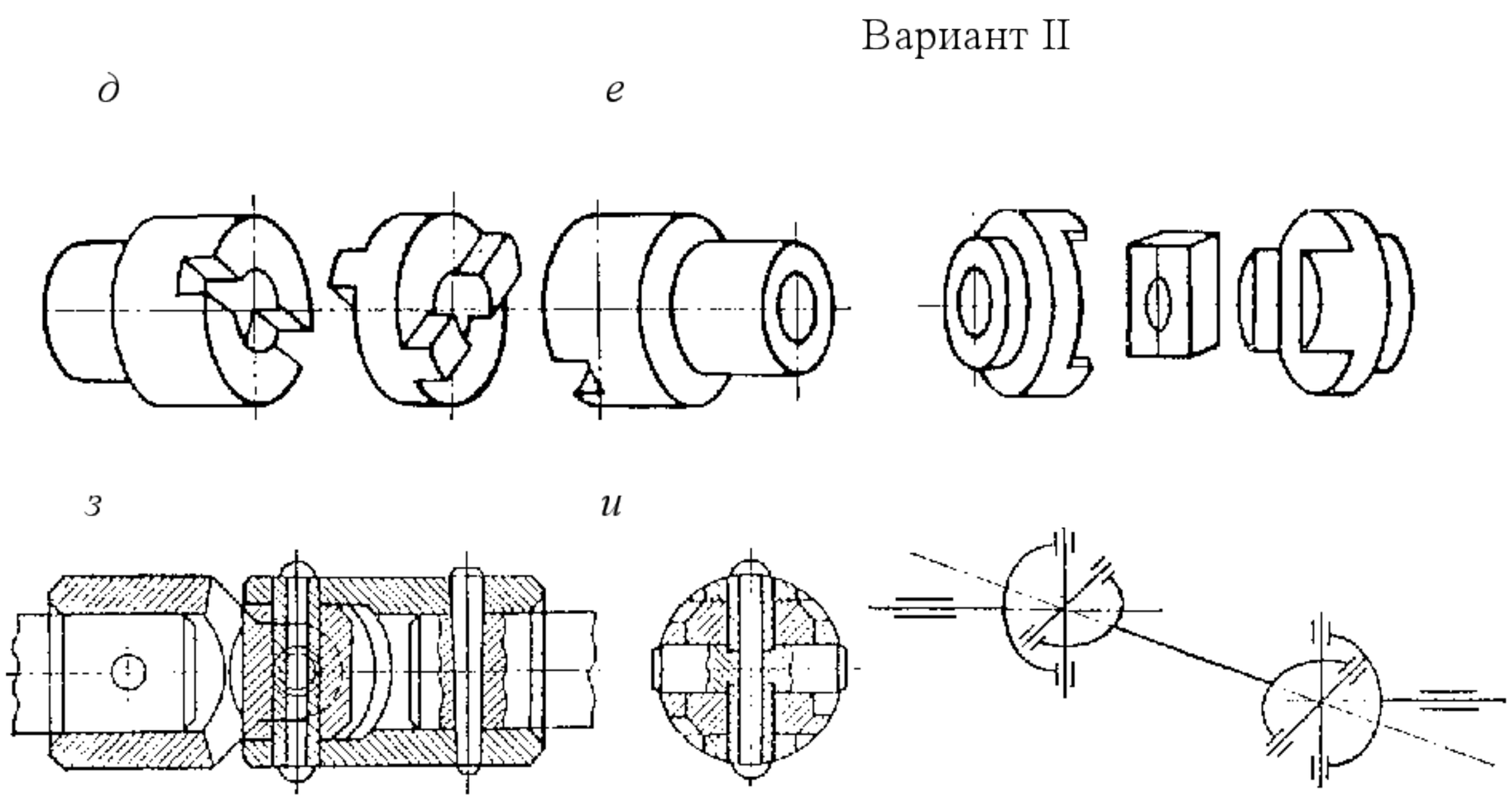


Рис. 1.11. Жесткие и компенсирующие

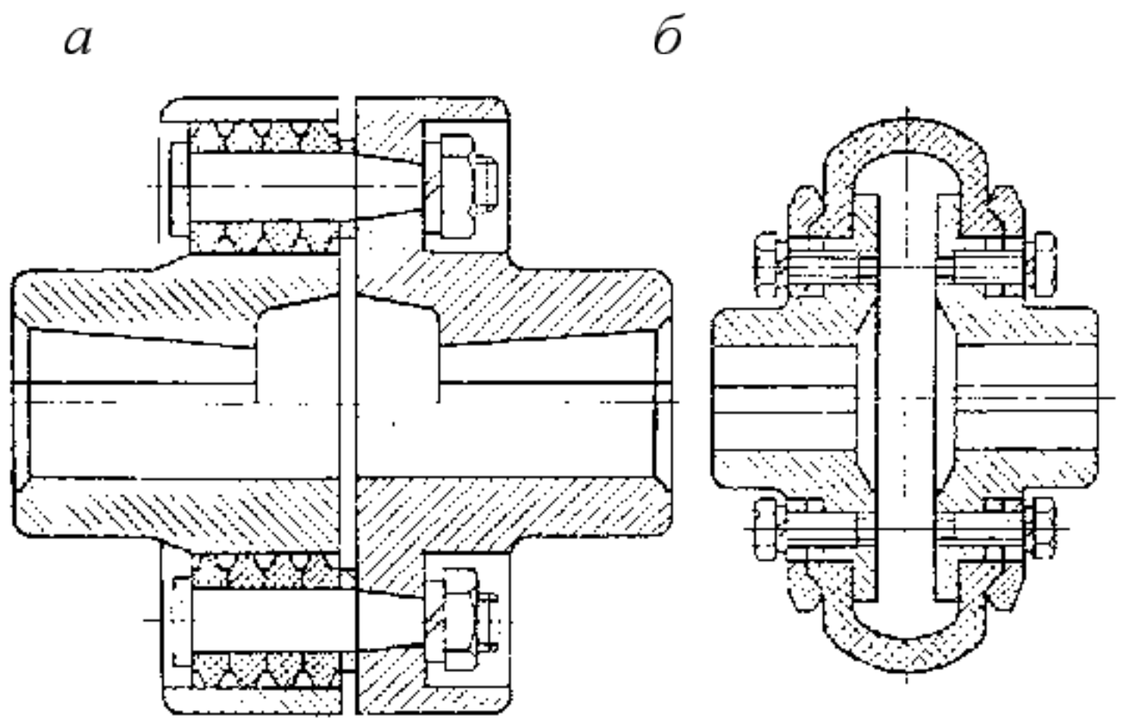


Рис.1.12. Упругие муфты

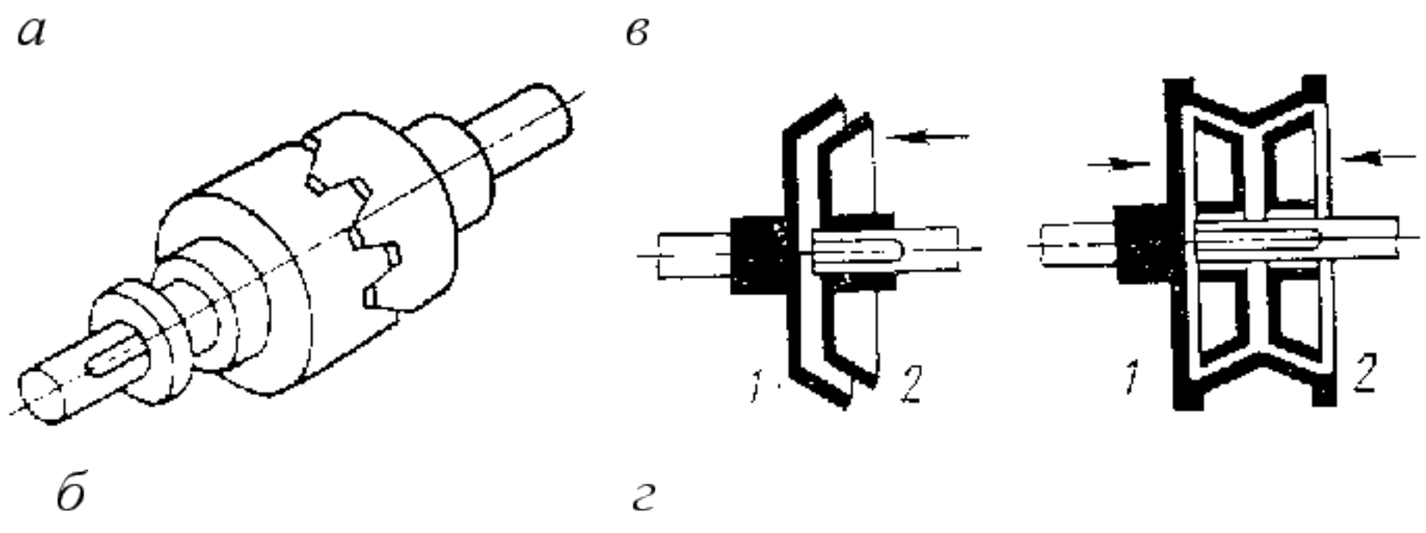


Рис. 13. Кулачковые муфты

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

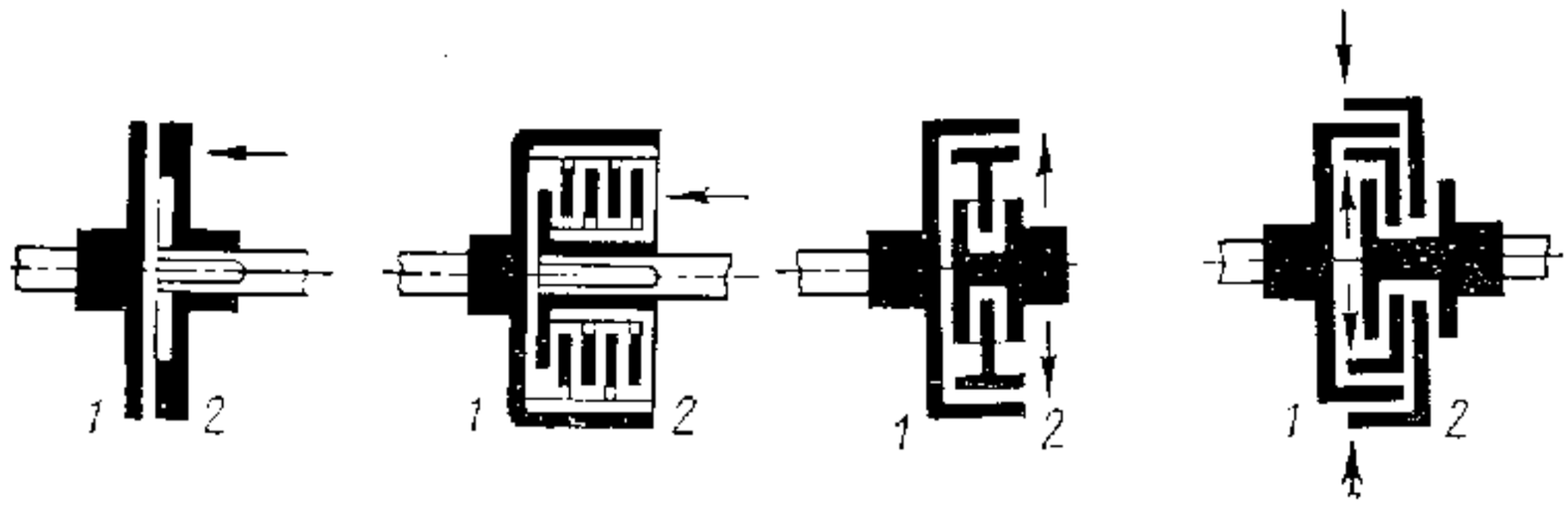


Рис. 14. Сцепные муфты

Упругие муфты, получившие наибольшее распространение в машиностроении, помимо компенсирующих свойств, вследствие деформации упругих элементов в их конструкции при передаче момента способны смягчать удары и толчки. Различают упругие втулочно-пальцевые муфты (рис. 1.12, *а*) и муфты с упругой оболочкой (рис. 1.12, *б*).

Сцепные муфты служат для соединения и разъединения валов во время работы машины при помощи механизмов управления. Эти муфты можно разделить на два вида: а) муфты, в которых используется кулачковое или зубчатое зацепление (рис. 1.13, *а*); б) муфты, в которых для соединения соосных валов используются силы трения – фрикционные муфты: конусные, дисковые, барабанные (рис. 1.13, *б – г*).

Предохранительные муфты применяют для передачи крутящего момента, не превышающего его допустимого значения. В случае, если на ведомом валу момент сил сопротивления превышает допустимое значение, предохранительная муфта автоматически разъединит ведущий вал с ведомым. Различают следующие типы предохранительных муфт: со срезными штифтами, фрикционные, центробежные и обгонные.

Расчет муфт ведется не по номинальному передаваемому моменту, а по расчетному, который равен

$$M_{\text{р}} = K_{\text{р}} \cdot M_{\text{н}} \ ,$$

где $K_{\text{р}}$ – коэффициент режима работы, изменяется в пределах от 1,0 до 4,0. Элементы соединительных муфт (болты, штифты, кулачки, втулки) рассчитываются на прочность по величине допускаемых напряжений на срез, смятие и изгиб.

Контрольные вопросы:

1. **План ускорений рычажного механизма. Пример.**
2. Задачи силового анализа механизмов. Силы инерции в плоских механизмах.
3. Условие кинетостатической определимости кинематических цепей.
4. Кинетостатическое исследование механизмов. Планы сил для плоских механизмов.
5. Теорема Жуковского.
6. Трение в механизмах. Виды трения.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Лабораторная работа №6.
Дисковый кулачок с качающимся и движущимся поступательно толкателями.

Цель работы: Структура и разновидности планетарных механизмов. Определение передаточного отношения планетарных механизмов. Дифференциальные механизмы.
Виды кулачковых механизмов. Этапы синтеза кулачковых механизмов. Кинематический синтез. Условие существования кривошипа. Условие передачи сил. Синтез по положениям звеньев. Синтез механизмов по методу приближения функций.

Знать:

- методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ;
- синтеза механизмов по методу приближения функций;
- синтеза передаточных механизмов, синтеза по положениям звеньев, Синтез рычажных механизмов;
- синтеза направляющих механизмов, классификации механизмов, узлов и деталей;

Уметь:

- выполнять работы в области научно-технической деятельности по проектированию;
- выполнять работы в области научно-технической деятельности по техническому контролю в машиностроении;
- применять методы проведения комплексного технико-экономического анализа в машиностроении для обоснованного принятия решений;
- применять методы оптимизации в синтезе механизмов;

Владеть:

- методами проведения комплексного технико-экономического анализа для обоснованного принятия решений;
- изыскания возможности сокращения цикла работ, содействия подготовке процесса их реализации с обеспечением необходимых технических данных в машиностроительном производстве;
- основами проектирования механизмов стадий разработки;
- методами синтеза механизмов по методу приближения функций;

Актуальность темы:

Рассматриваются теоретические основы теории механизмов и машин. Современное состояние экономики Российской Федерации характеризуются переходом к рыночным отношениям экономических субъектов хозяйствования и вхождением России в мировое хозяйство.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Основные положения и понятия

Неподвижные соединения деталей машин могут быть разъемными и неразъемными.

К ***разъемным*** соединениям относят: резьбовые, клеммовые, клиновые, штифтовые, шпоночные, шлицевые и профильные.

К ***неразъемным*** соединениям относят: заклепочные, сварные, клеевые и др. При разборке таких соединений нарушается целостность соединяемых деталей.

Заклепочные соединения – применяются для соединения металлических листов и профилей различной конструкции с помощью заклепок. ***Заклепка*** представляет собой круглый стержень из стали или цветного металла.

Различают заклепки (рис. 1.15, *а)*: а) с полукруглой головкой; б) с плоскоконической головкой; в) с потайной головкой; г) с полукруглой низкой головкой; д) трубчатые заклепки (пистоны) для слабонагруженных соединений.

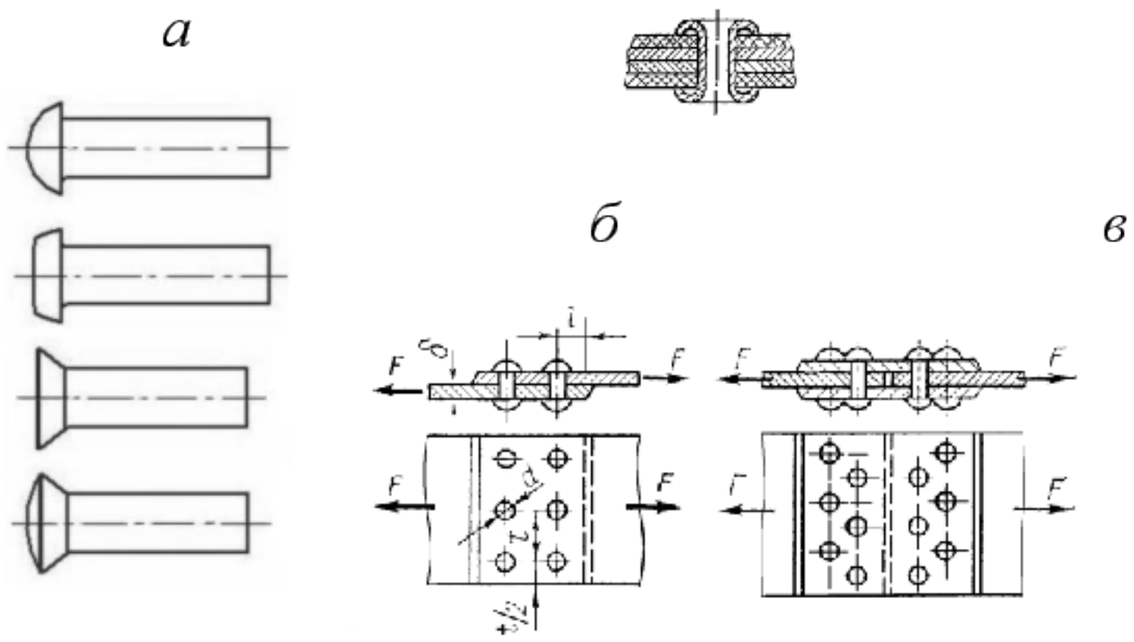


Рис. 1.15 Заклепки и заклепочные соединения

Классификация и расчет заклепочных швов

По назначению различают: ***прочные*** швы – для нагруженных соединений; ***плотные*** швы – для обеспечения герметичности резервуаров, котлов.

По взаимному расположению соединяемых листов различают швы: внахлестку (рис. 1.15, *б)*; встык с одной накладкой (односрезные); встык с двумя накладками – двухсрезные (рис. 1.15, *в)*.

По взаимному расположению заклепок различают швы: однорядные, двухрядные, трехрядные.

Элемент металлической конструкции несущей растягивающую нагрузку F, выполнен из двух полос размером $b \times \delta$ мм, соединенных между собой внахлестку семью заклепками диаметром d_o (рис. 1.16) с шагом t.

Задача: проверить прочность соединения, если полоса, выполнена из стали Ст 3, а заклепки из стали Ст 2. Исходные данные для расчета приведены в табл. 1

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

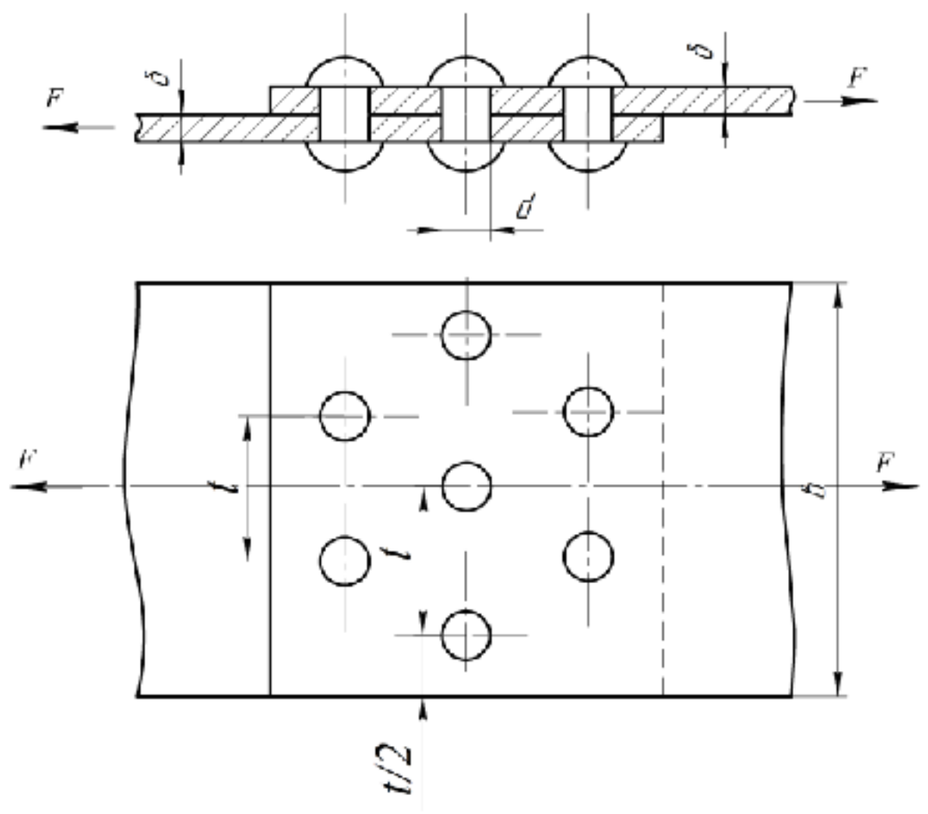


Рис. 1.16. Расчетная схема заклепочного соединения

Расчет заклепочного соединения ведется:

а) на срез заклепок

$$\tau_{ср} = \frac{F}{k \cdot n\left(\pi \cdot d_0^{\,2}/4\right)} \le [\tau]_{ср}\ ; \qquad (1.26)$$

б) на разрыв скрепляемых листов

$$\sigma_р = \frac{F}{(t - d_0)m \cdot \delta} \le [\sigma_р]; \qquad (1.2)$$

в) на смятие скрепляемых листов или заклепок

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d_0 \cdot \delta \cdot n} \le [\sigma_{см}]\ . \qquad (1.27)$$

В приведенных формулах F – действующая сила, кН; d_0 – диаметр заклепок, мм; δ – толщина соединяемых листов, мм; k – число плоскостей среза заклепок; t – шаг заклепок в ряду, мм; m – число заклепок в одном ряду; n – общее число заклепок; $\tau_{ср}$, $[\tau]_{ср}$ – расчетное и допускаемое напряжение на срез для заклепок, Н/мм^2; $\sigma_р$, $[\sigma_р]$ – расчетное и допускаемое напряжение на растяжение листов; $\sigma_{см}$, $[\sigma_{см}]$ – расчетное и допускаемое напряжение на смятие листов и заклепок.

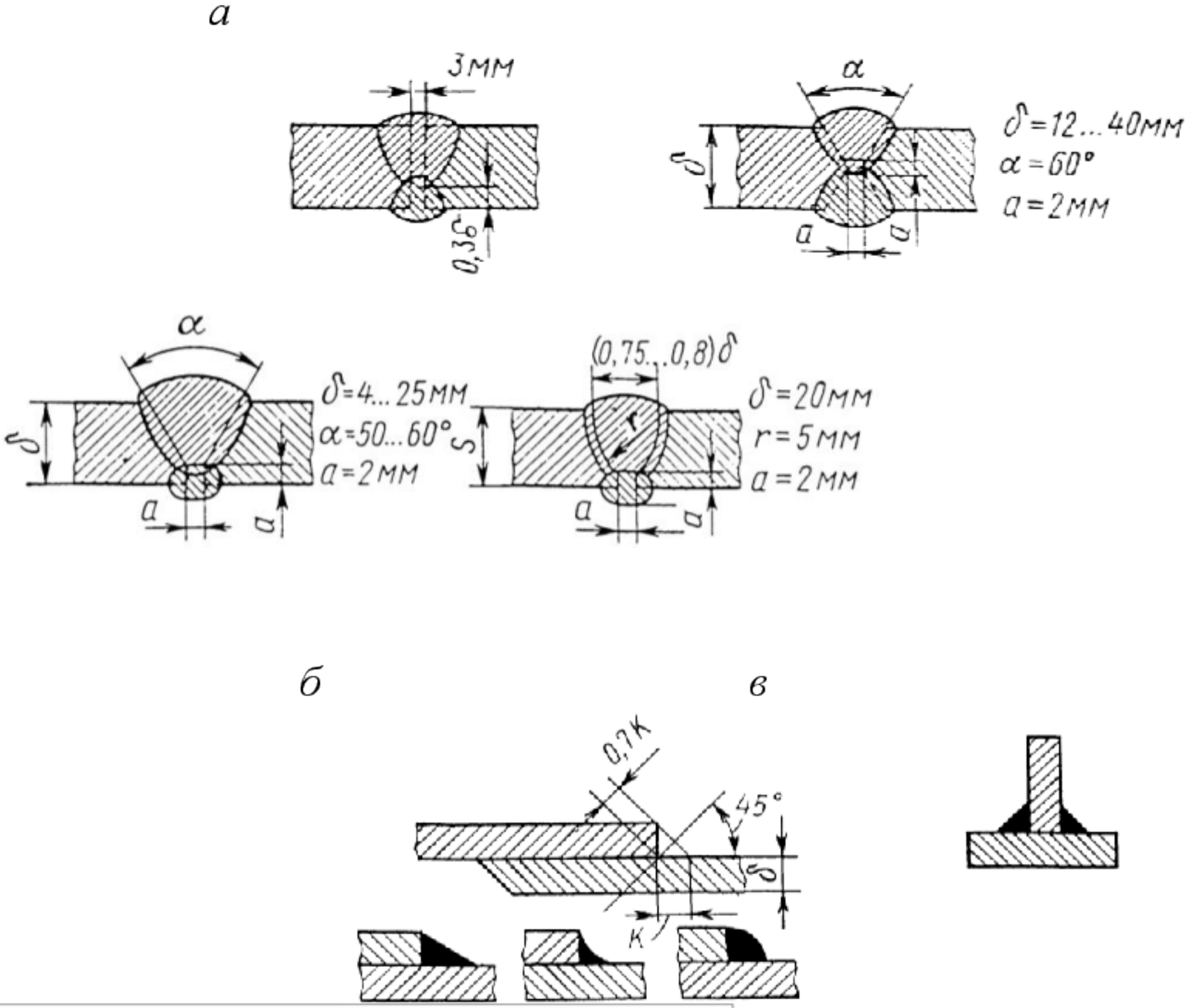
Таблица 1.7

Исходные данные для расчета заклепочного соединения

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Вариант	F, кН	d_0, мм	δ, мм	t, мм	k	m	n	$[\tau_{ср}]$, Н/мм^2	$[\sigma_р]$, Н/мм^2	$[\sigma_{см}]$, Н/мм^2
1	80	8	4	40	1		7	100	160	280
2	100	12	6	50						
3	140	16	8	60						
4	190	20	10	70						
5	220	24	12	80						
6	120									
7	180	18	8	60						
8	200	22	12	80						
9	160	16	10	80						
10	240	24	14	90						

Сварные соединения – применяются в основном при изготовлении металлических конструкций сложной формы путем сваривания стальных деталей в зоне их примыкания электродуговой или газовой сваркой.



ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

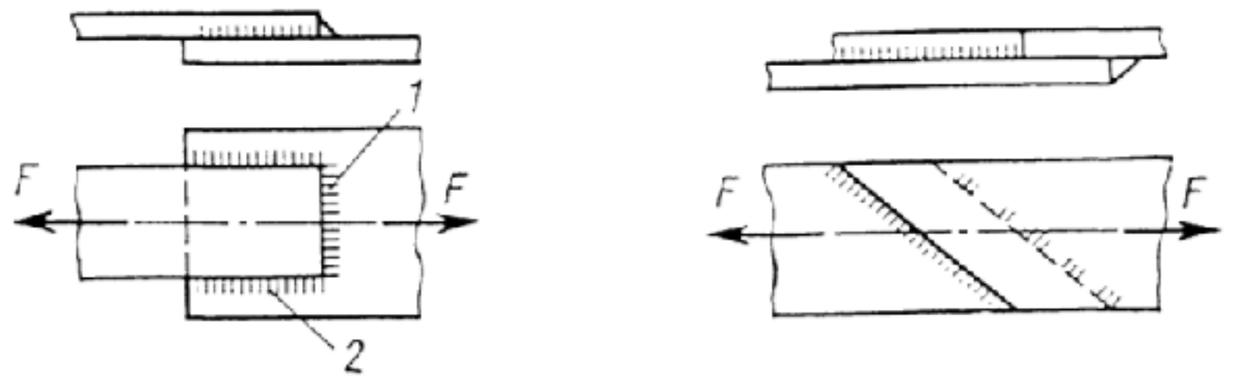


Рис. 1.17. Сварные соединения

Классификация и расчет сварных соединений

По конструктивному исполнению различают: встык (рис. 1.3, *а*), внахлестку (рис. 1.3, *б*, *г*, *д*), втавр (рис. 1.3, *в*).

Соединения внахлестку выполняют различными швами: а) угловыми: лобовыми, фланговыми и косыми (рис. 1.3, *г*, *д*); б) угловые: нормальные (равнобедренный треугольник), специальные (неравнобедренный), вогнутые, выпуклые (рис. 1.3, *б*).

Расчет стыкового шва ведется на растяжение

$$\sigma_p = F/\delta \cdot l \le [\sigma'_p] \qquad (1.28)$$

или на сжатие:

$$\sigma_{сж} = F/\delta \cdot l \le [\sigma'_{сж}]. \qquad (1.29)$$

Расчет углового шва ведется на срез:

$$\tau_{ср} = F/0{,}7 \cdot k \cdot l \le [\tau'_{ср}]. \qquad (1.30)$$

В приведенных формулах: F – действующая на шов растягивающая или сжимающая сила, кН; δ – толщина свариваемых деталей, мм; l – длина шва, мм; k – катет поперечного сечения шва; $\sigma_p, [\sigma'_p], \sigma_{сж}, [\sigma'_{сж}], \tau_{ср}, [\tau'_{ср}]$ – расчетные и допустимые напряжения соответственно растяжения, сжатия и среза в сварном шве.

Задача. Рассчитать сварной шов встык для соединения двух полос толщиной δ из стали Ст. 3, воспринимающих растягивающую нагрузку F – (рис. 1.18). Допускаемое напряжение растяжения для основного металла $[\sigma_p]$ = 160 Н/мм². Допускаемое напряжение растяжения сварного шва принимают равным $[\sigma'_p] = 0{,}9[\sigma_p]$.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.9.

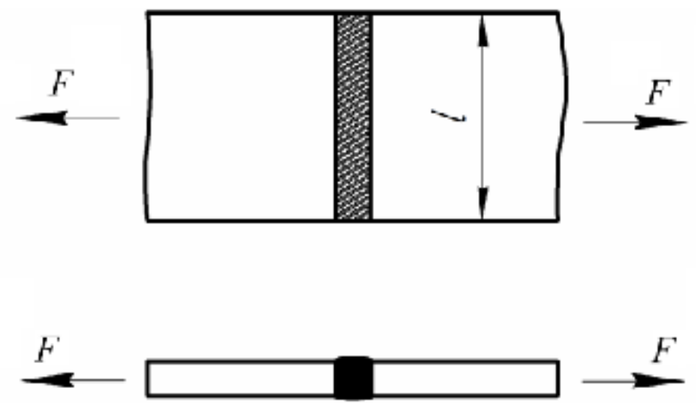


Рис. 1.18. Расчетная схема сварного соединения встык

Таблица 1.8

Исходные данные для расчета шва

Варианты	F, кН	δ, мм	$[\sigma'_p]$, Н/мм^2	l, мм
1	100	8	$[\sigma'_p]=0{,}9[\sigma_{бр}]$	
2	200	10		
3	400	12		
4	600	16		
5	800	22		

Из выражения (1.4) определяют длину сварного шва:

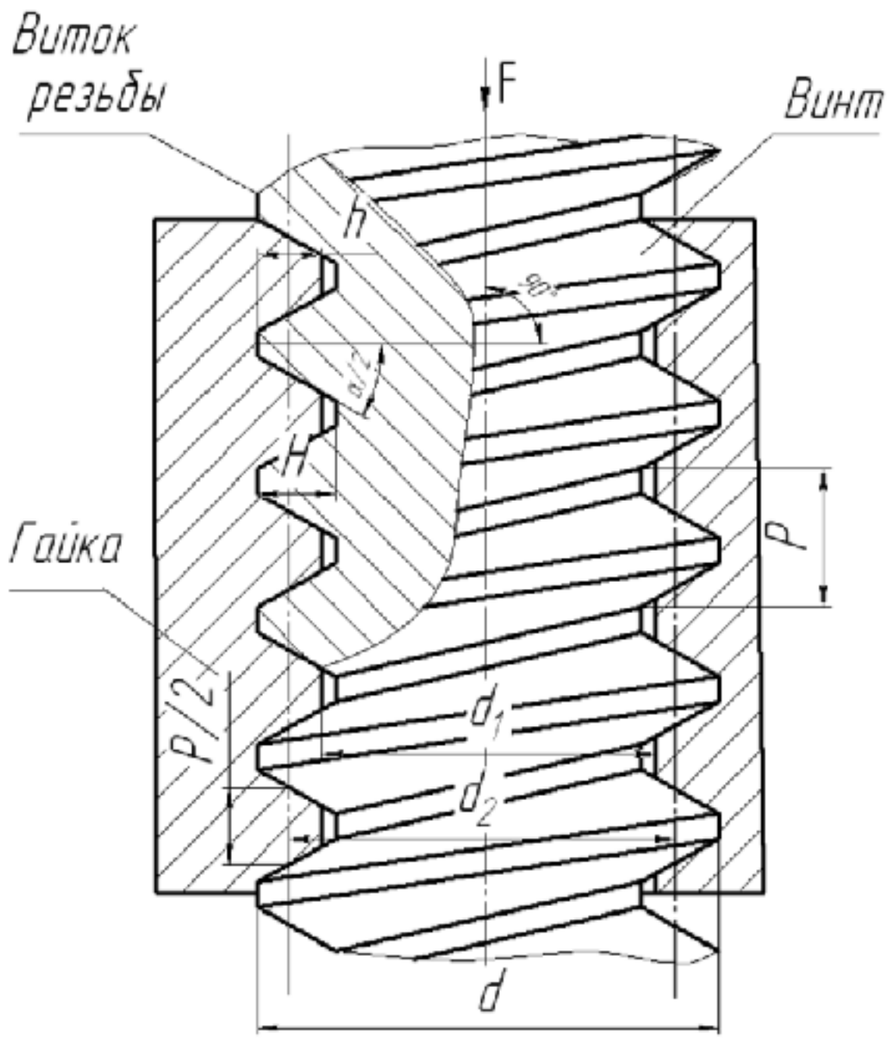
$$l \geq \frac{F}{\delta[\sigma']} \qquad (1.31)$$

Резьбовые соединения относятся к разъемным соединениям и состоят из двух, сопрягаемых резьбой, деталей (рис. 1.19, а), называемых винтовой парой, одна из которых имеет наружную резьбу (болт, винт, шпилька), а другая – внутреннюю (гайка).

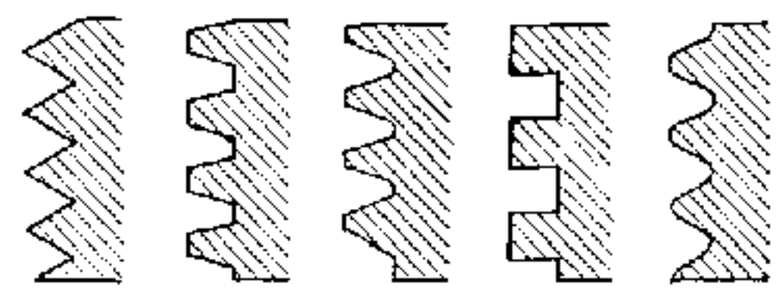
Резьба образуется путем нанесения с помощью специальных инструментов на цилиндрическую поверхность канавок различного профиля: треугольного, трапецеидального, прямоугольного и круглого (рис. 1.19, *б* – *е*). ***Резьбы бывают***: правые и левые, однозаходные и многозаходные. Основные параметры резьбы (см. рис. 1.19, *а*): d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр; d_2 – средний диаметр; β – угол подъема резьбы; p – шаг резьбы.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

а



б *в* *г* *д* *е*



ж

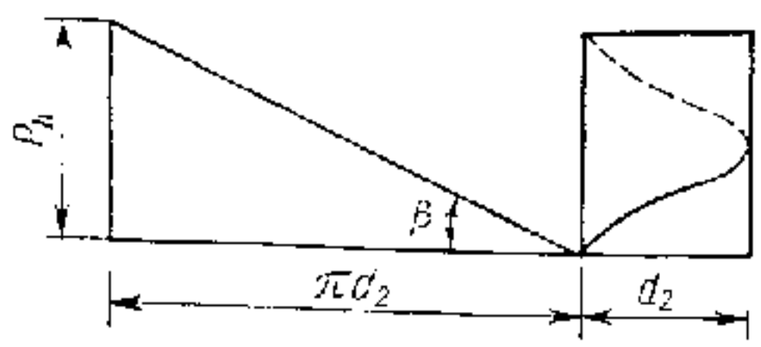
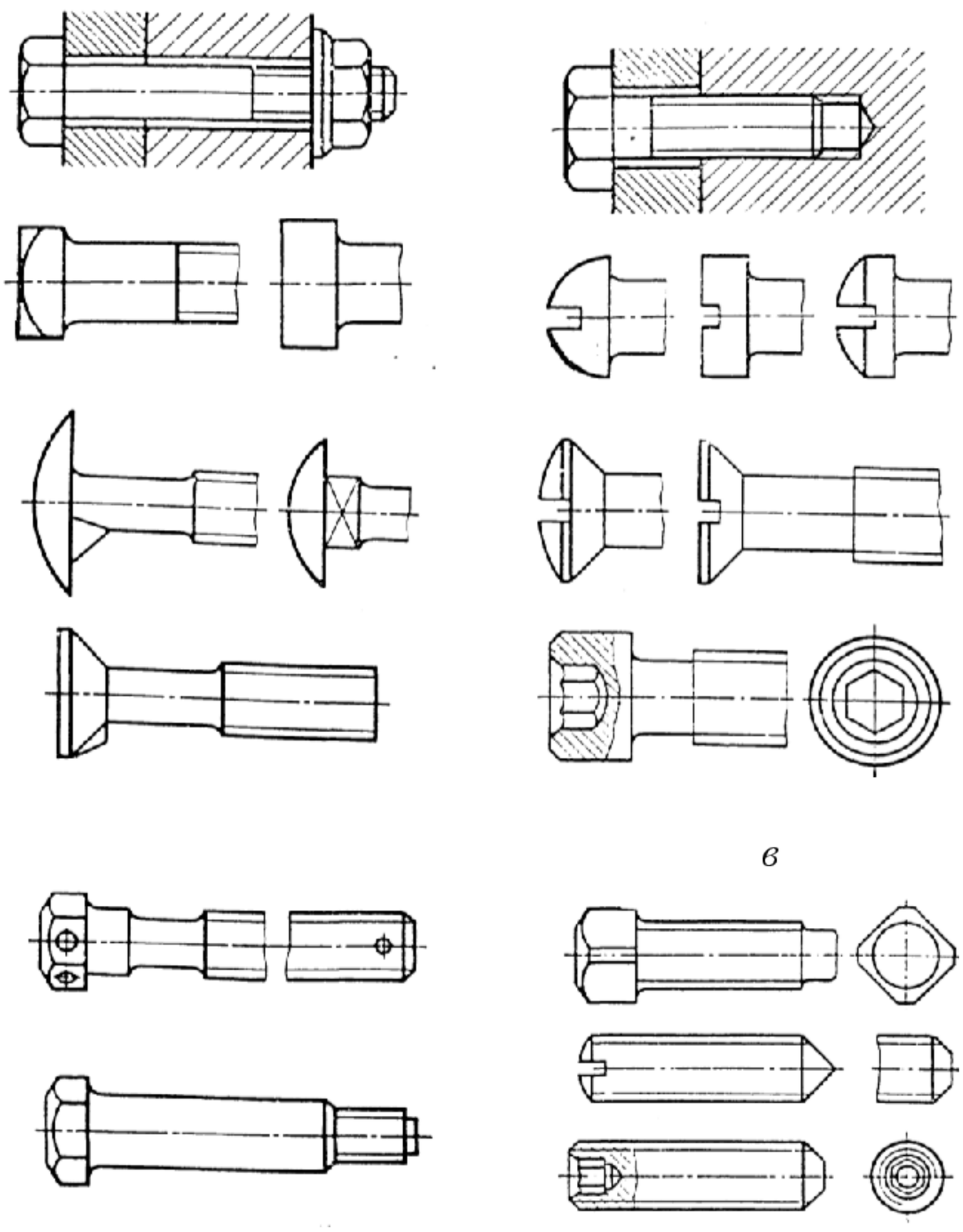


Рис. 1.19. Резьбовые соединения

а *б*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022



в

Рис. 1.20. Виды болтов и винтов

Болты и винты – цилиндрические стержни с резьбой на одном конце и головкой – на другом.

Болты (рис. 1.20, *а*): с шестигранной, прямоугольной, полукруглой и потайной головкой; с отверстиями для стопорных деталей; с цилиндрическими или квадратными подголовками.

Винты бывают: ***крепежные*** (рис. 1.20, *б*) и установочные (рис. 1.20, *в*), которые имеют резьбу по всей длине. ***Головки*** винтов выполняются либо под ключ (шестигранные, квадратные, цилиндрические с углублением под ключ), либо под отвертку (полукруглые, цилиндрические, цилиндрические со сферой, потайные и полупотайные).

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

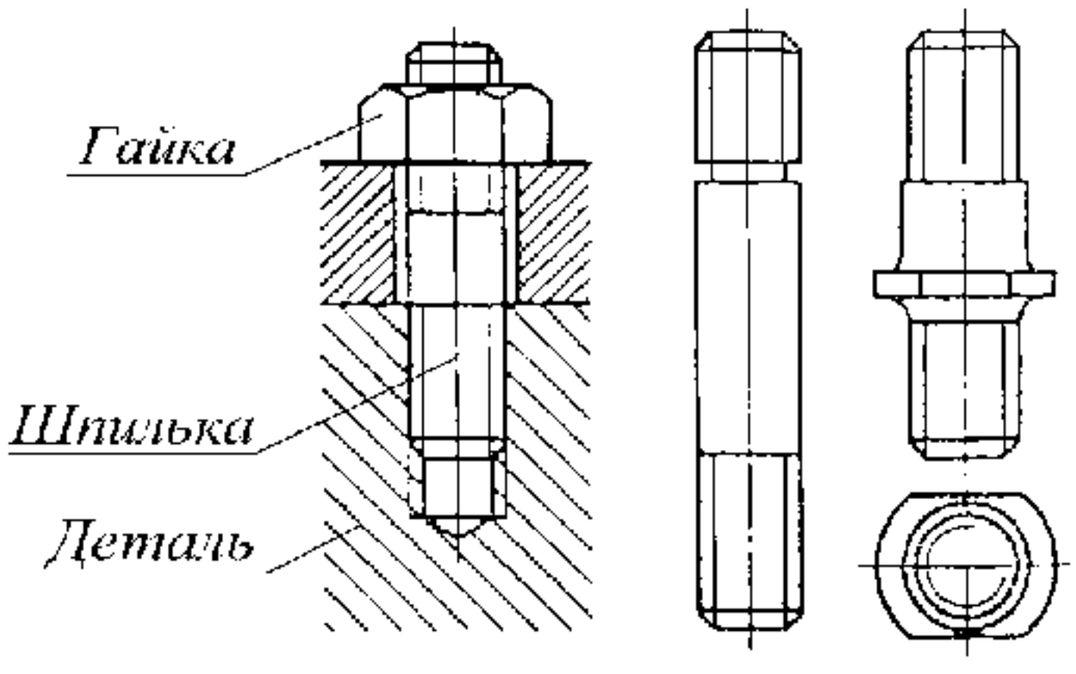


Рис. 1.21. Шпильки

Шпилька (рис. 1.21) – стержень, имеющий резьбу на его обоих концах, один из которых ввинчивается в резьбовое отверстие соединяемой детали, а на другой конец навинчивается гайка.

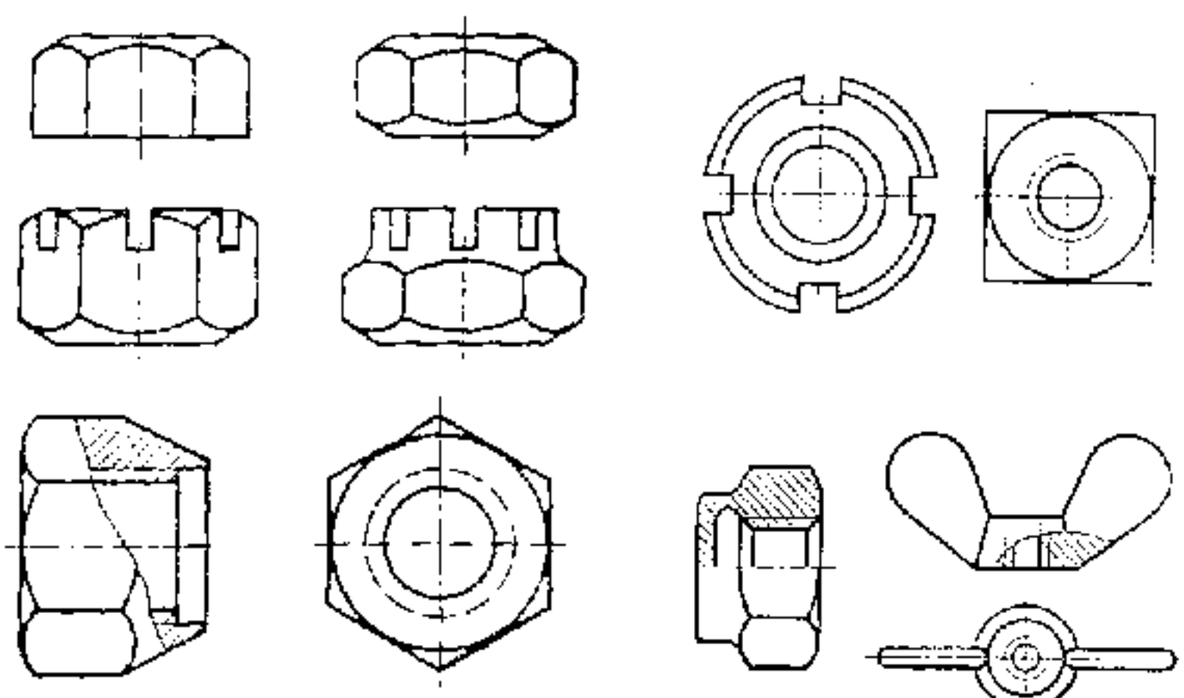
Гайка – служит для замыкания деталей, соединяемых с помощью болта или шпильки. ***Гайки бывают*** (рис. 1.22): шестигранные, квадратные, круглые (с пазами или отверстиями под ключ), прорезные и корончатые при использовании стопорных деталей.

Шайбы: простые – служат для уменьшения смятия соединяемых деталей гайкой; стопорные (пружинные, клинковые, замковые) предохраняют гайку от самоотвинчивания.

Расчет болтов, нагруженных осевой растягивающей силой, сводится к определению внутреннего диаметра резьбы:

$$d_1 = 1{,}1\sqrt{\frac{F}{\sigma_p}}\,, \qquad (1.32)$$

где F – растягивающая сила, кН; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения материала болта, Н/мм^2.



ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Рис. 1.22. Гайки

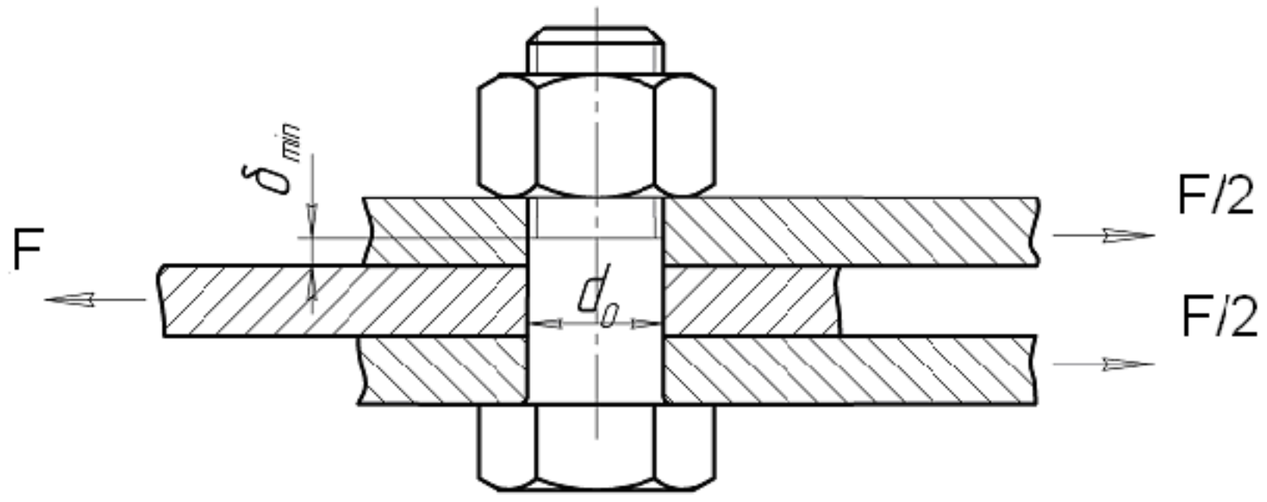


Рис. 1.23. Расчетная схема болтового соединения

При установке болтов в отверстия деталей без зазора при действии поперечной нагрузки они работают на срез и смятие (рис. 1.23).

При расчете болта на срез по схеме, приведенной на рис. 1.23, определяют напряжение $\tau_{ср}$ в плоскости среза болта, которое не должно превышать допускаемое напряжение на срез $[\tau_{ср}]$:

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_0^2 \cdot i} \le [\tau_{ср}], \qquad (1.33)$$

где i – число плоскостей среза; d_0 – наружный диаметр стержня болта, мм; F – поперечная сила, действующая на болт, Н.

Стенки отверстия в соединяемых деталях должны быть проверены на смятие. Согласно схеме рис. 1.9,

$$\sigma_{см} = \frac{F}{2 \cdot d_0 \cdot \delta_{min}} \le [\sigma_{см}], \qquad (1.35)$$

где δ_{min} – меньшая из толщин соединяемых деталей, мм.

Задача. Рассчитать болтовое соединение (см. рис. 1.23) на срез и смятие из условия допускаемых напряжений при действии поперечной силы F. Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.9

Таблица 1.9

Исходные данные для расчета болтового соединения

Вариант	d_0, мм	δ_{min}, мм	F, кН	i	$[\tau_{ср}]$, Н/мм^2	$[\sigma_{см}]$, Н/мм^2
1	10	5	10,2	2	75,0	240,0
2	12	8	12,6			
3	14	10	15,2			
4	16	15	17,4			
5	18	25	18,5			
6	20	30	22,4			
7	24	40	24,8			
8	28	50	26,5			
9	30	55	28,9			

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

10	32	60	21,6			

Шпоночные и шлицевые соединения – служат для крепления вращающихся деталей (шкивов, зубчатых колес, звездочек, муфт) на осях и валах, а также для передачи крутящего момента и вращательного движения с ведущего вала на ведомый.

Различают следующие виды шпонок: клиновые врезные (рис. 1.24, *а*), тангенциальные (рис. 1.24, *б*), призматические обыкновенные (рис. 1.24, *в*), призматические направляющие (рис. 1.10, *г*) и сегменчатые (рис. 1.24, *д*).

Шпоночные соединения могут быть ненапряженными (с призматическими и сегменчатыми шпонками) и напряженными (с клиновыми (рис. 11, *а*) и тангенциальными шпонками).

Размеры стандартных призматических шпонок и пазов втулок и валов, в которых они устанавливаются, соответствуют определенному значению диаметра вала и рассчитаны на передачу крутящего момента максимально допустимой велечины.

При расчете шпоночного соединения после подбора стандартных размеров шпонки в соответствии с диаметром вала и длиной его ступицы, на которую устанавливается вращающаяся деталь, из условий прочности шпоночного соединения на смятие определяют максимально допустимый передаваемый момент, Н·мм:

$$M_{\text{кр}} = \frac{[\sigma_{\text{см}}] \cdot d \cdot h \cdot l_p}{4}, \qquad (1.36)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$– допускаемое напряжения смятия, Н/мм^2; d – диаметр вала, мм; h – высота шпонки, мм; l_p – рабочая длина шпонки, $l_p = l - b$, мм; b – ширина шпонки, мм.

В ответственных соединениях шпоночное соединение проверяют на срез по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{d \cdot b \cdot l_p} \le [\tau_{\text{ср}}], \qquad (1.37)$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$– допускаемое напряжение на срез, Н/мм^2.

Задача. Определить допускаемую величину передаваемого момента $M_{\text{кр}}$ и проверить шпоночное соединение на прочность из условий среза согласно исходным данным, приведенным в табл.(1.10).

Таблица 1.10

Исходные данные для расчета шпоночного соединения

Вариант	d, мм	b, мм	h, мм	l_p	$[\sigma_{\text{см}}]$Н/мм^2	$[\tau_{\text{ср}}]$, Н/мм^2	$\tau_{\text{ср}}$, Н/мм^2
1	36	10	8	20	100…150	60…90	
2	45	14	9	36			
3	50	16	10	45			

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

4	60	18	11	52			
5	68	20	12	50			
6	75	20	12	60			
7	85	24	14	65			
8	100	28	16	75			
9	110	32	18	88			
10	130	36	20	95			

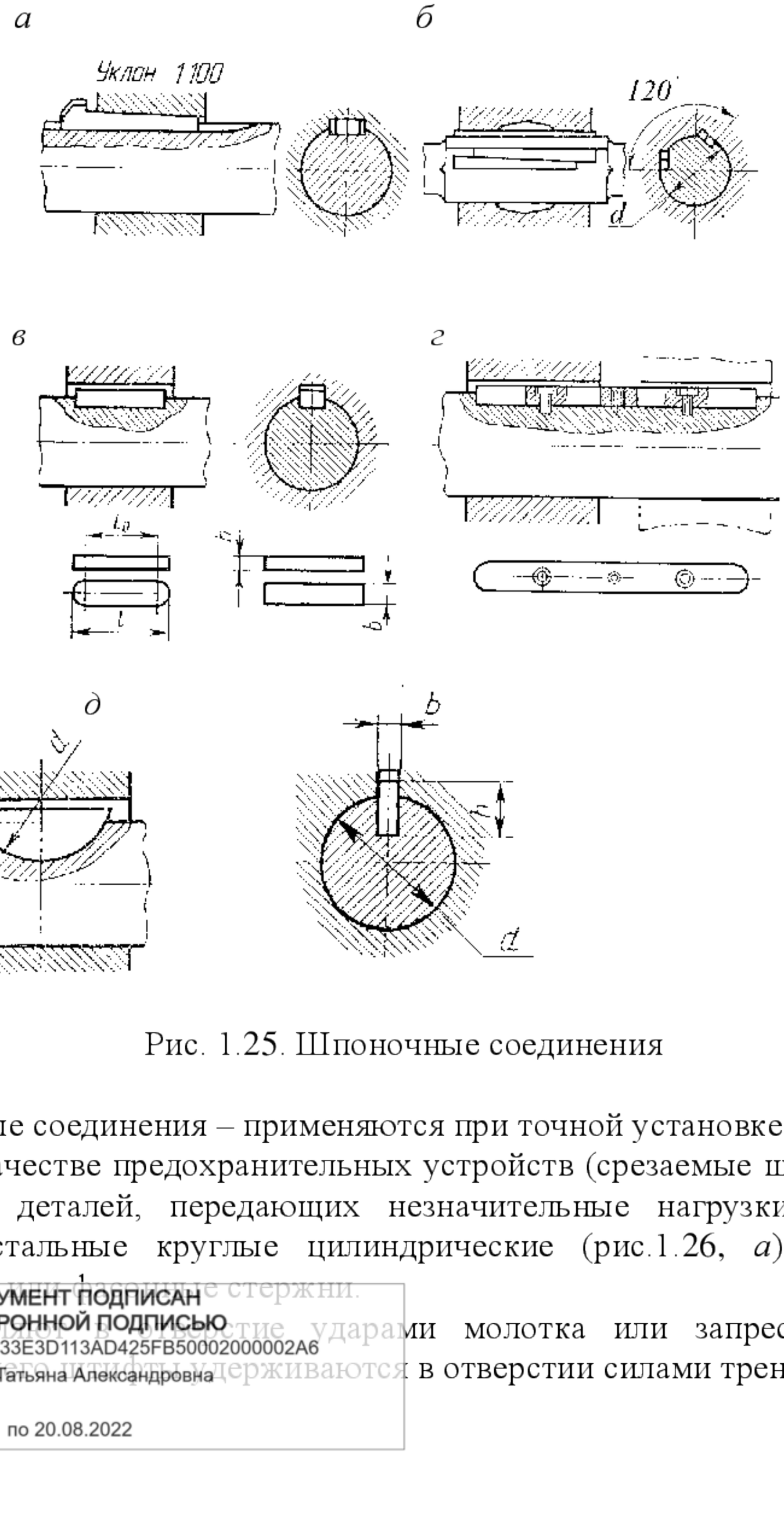


Рис. 1.25. Шпоночные соединения

Штифтовые соединения – применяются при точной установке соединяемых деталей в качестве предохранительных устройств (срезаемые штифты) и для соединения деталей, передающих незначительные нагрузки. Штифтами называют стальные круглые цилиндрические (рис.1.26, *а*), конические (рис.1.26, *б*) или фасонные стержни.

Их вставляют в отверстие ударами молотка или запрессовывают, в результате чего штифты удерживаются в отверстии силами трения.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Штифтовые соединения рассчитывают на срез при передаче поперечных усилий или на срез и смятие при передаче крутящего момента.

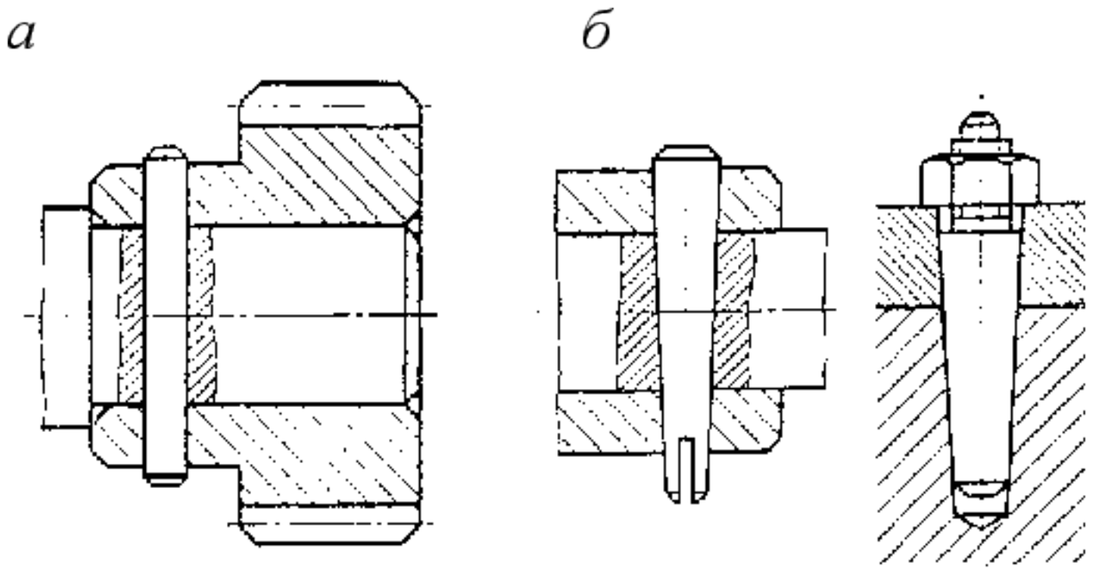


Рис. 26. Штифтовые соединения

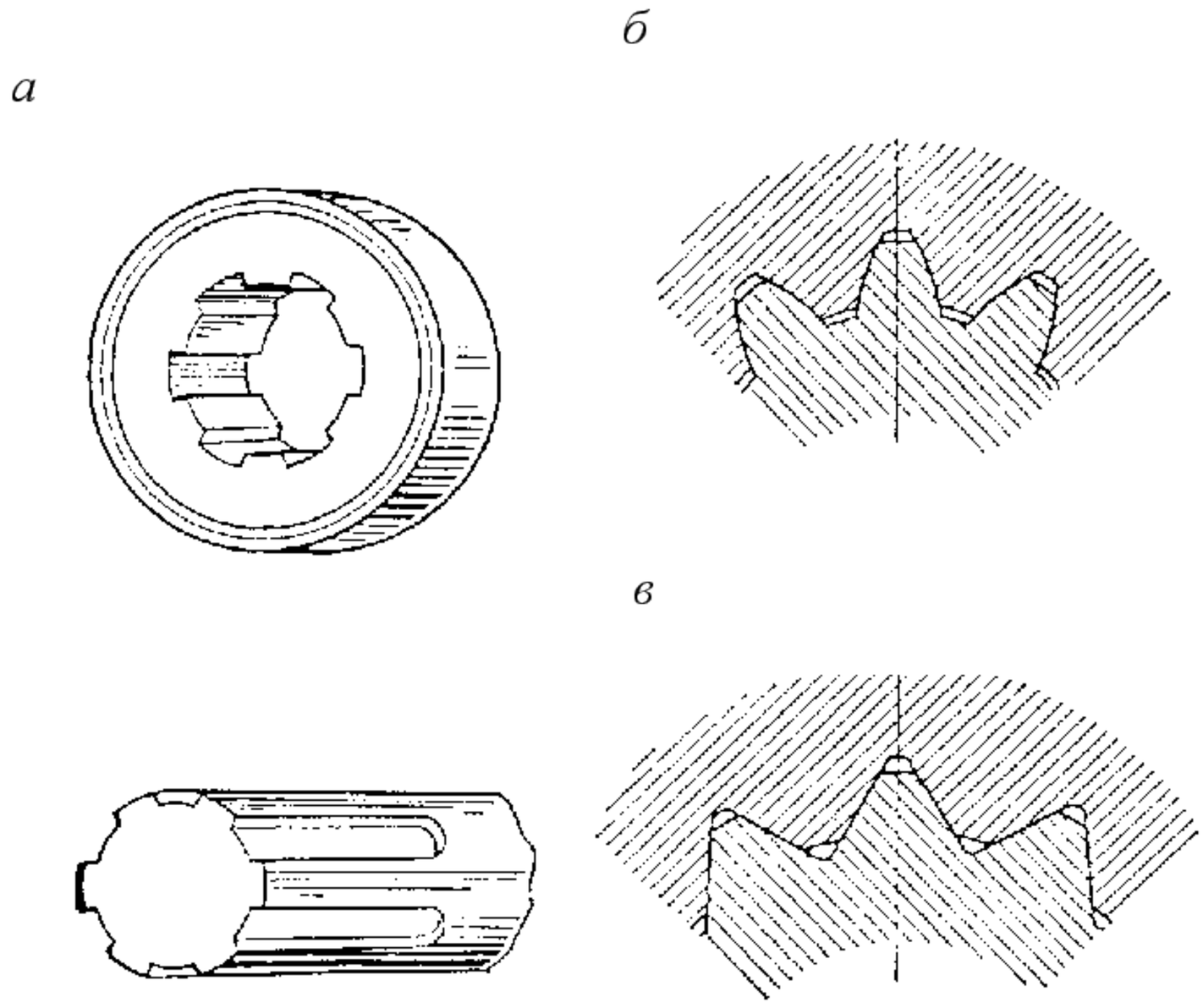


Рис. 1.27. Зубчатые соединения

Зубчатые (шлицевые) соединения (рис. 1.27) иногда называют многошпоночными и назначение их аналогично шпоночным соединениям.

Зубчатые соединения образованы выступами – зубьями на валу, входящими во впадины – пазы во втулке. Данное соединение имеет ряд преимуществ по сравнению со шпоночными: 1) большую нагрузочную способность благодаря большей рабочей поверхности контакта; 2) лучшее центрирование сопрягаемых деталей; 3) более высокую усталостную

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

По конструкции шлицев эти соединения бывают с прямобочными шлицами (рис. 1.27, *а*), с эвольвентными шлицами (рис. 1.27, *б*), с треугольными шлицами (рис. 1.27, *в*).

Контрольные вопросы:

1. Приведение сил и масс в механизмах. Приведенный момент пары сил.
2. Приведение сил и масс в механизмах. Приведенный момент инерции.
3. Зубчатые механизмы и их классификация.
4. Геометрические параметры зубчатой передачи. Модуль зацепления.
5. Основная теорема зацепления, следствия. Внутреннее и внешнее зацепление.
6. Кинематические характеристики зубчатых механизмов. Передаточное отношение.
7. Передаточное отношение сложных зубчатых механизмов с неподвижными осями.
8. Эвольвента окружности. Параметрические уравнения эвольвенты окружности.
9. Эвольвентное зацепление. Свойства эвольвентного зацепления.
10. Методы изготовления зубчатых колес. Инструмент.
11. Корригирование зубчатых колес. Виды и цели смещения инструмента при изготовлении зубчатых колес.
12. Планетарные механизмы. Дифференциальные механизмы. Определение передаточного отношения планетарных механизмов (аналитический метод).
13. Планетарные механизмы. Дифференциальные механизмы. Определение передаточного отношения планетарных механизмов (графический метод).

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Список рекомендуемой литературы

Перечень основной литературы

1. Капустин, А.В. Теория механизмов и машин / А.В. Капустин ; Поволжский государственный технологический университет. – Йошкар-Ола : ПГТУ, 2018. – 76 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=494309. – Библиогр.: с. 73. – ISBN 978-5-8158-2011-1. – Текст : электронный.

Перечень дополнительной литературы:

2. Теория механизмов и машин / М.А. Мерко, А.В. Колотов, М.В. Меснянкин, А.А. Шаронов ; Министерство образования и науки Российской Федерации, Сибирский Федеральный университет. – Красноярск : СФУ, 2015. – 248 с. : ил., табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=497728 – Библиогр.: с. 243-244. – ISBN 978-5-7638-3362-1. – Текст : электронный

Перечень ресурсов информационно-телеккомуникационной сети «Интернет», необходимых для освоения дисциплины

1. Электронно-библиотечная система IPRbooks
2. Электронная библиотечная система «Университетская библиотека on-line»
3. Электронно-библиотечная система Лань

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Пятигорский институт (филиал) СКФУ

Методические указания

по организации самостоятельной работы
по дисциплине «Теория механизмов и машин»
для студентов направления подготовки /специальности

23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Пятигорск, 2022

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Содержание

Введение 57
1.Общая характеристика самостоятельной работы студента 58
2. План - график выполнения самостоятельной работы 59
3.Методические рекомендации по изучению теоретического материала 59
3.1. Вид самостоятельной работы: самостоятельное изучение литературы.....59
3.2. Вид самостоятельной работы: подготовка к лабораторным занятиям 60
4. Методические указания 60
Список рекомендуемой литературы 61

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Введение

Методические указания и задания для выполнения самостоятельной работы студентами по дисциплине «Теория механизмов и машин» по направлению подготовки бакалавров: 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Методическое пособие содержит весь необходимый материал для выполнения самостоятельной работы по дисциплине «Теория механизмов и машин».

В данном методическом пособии приведены темы и вопросы для самостоятельного изучения.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

1.Общая характеристика самостоятельной работы студента

Самостоятельная работа – это вид учебной деятельности, выполняемый учащимся без непосредственного контакта с преподавателем или управляемый преподавателем опосредовано через специальные учебные материалы; неотъемлемое обязательное звено процесса обучения, предусматривающее прежде всего индивидуальную работу учащихся в соответствии с установкой преподавателя или учебника, программы обучения.

На современном этапе самостоятельную работу студента следует разделить на работу с бумажными источниками информации, т.е. учебниками, методическими пособиями, монографиями, журналами и т.д. и электронными источниками информации, т.е. доступ к электронным ресурсам через Интернет.

Сегодня самостоятельную работу студента невозможно представить без использования информационной сети – Интернет. Необходимость использования Интернета возникает не только при подготовке к практическим и семинарским занятиям, но, в большей степени, при написании различных исследовательских и творческих работ. Многие современные монографии, периодические журналы изданы только в электронном виде и с ними можно познакомиться только в Интернете.

Цели и задачи самостоятельной работы: формирование способностей к самостоятельному познанию и обучению, поиску литературы, обобщению, оформлению и представлению полученных результатов, их критическому анализу, поиску новых и неординарных решений, аргументированному отстаиванию своих предложений, умений подготовки выступлений и ведения дискуссий.

Компетенции обучающегося, формируемые в результате освоения дисциплины

Наименование компетенции

Код, формулировка компетенции	Код, формулировка индикатора	Планируемые результаты обучения по дисциплине (модулю), характеризующие этапы формирования компетенций, индикаторов
ОПК-1 Способен применять естественнонаучные и общеинженерные знания, методы математического анализа и моделирования в профессиональной деятельности	ИД-1$_{ОПК-1}$ Основы естественнонаучных и общеинженерных наук, методов математического анализа и моделирования.	Готовность к контролю технического состояния транспортных средств с использованием средств технического диагностирования
	ИД-2$_{ОПК-1}$ Применять естественнонаучные и общеинженерные знания, методы математического анализа и моделирования в профессиональной деятельности.	Готовность к организации и контролю качества и безопасности процессов сервиса, параметров технологических процессов с учетом требований потребителя

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

	ИД-3$_{ОПК-1}$ Навыком применения естественнонаучных и общеинженерных знаний, методов математического анализа и моделирования в профессиональной деятельности.	Способен адаптировать и модифицировать специализированное программное обеспечение, методы и алгоритмы систем искусственного интеллекта и машинного обучения в профессиональной деятельности

2. План - график выполнения самостоятельной работы

Коды реализуемых компетенций, индикатора(ов)	Вид деятельности студентов	Средства и технологии оценки	Объем часов, в том числе		
			СРС	Контактная работа с преподавателем	Всего
3 семестр					
ОПК-1 (ИД-1; ИД-2; ИД-3)	Самостоятельное изучение литературы по темам № 1-9	Собеседование	87,48	9,72	97,2
ОПК-1 (ИД-1; ИД-2; ИД-3)	Подготовка к лабораторным занятиям	Отчёт (письменный)	1,62	0,18	1,8
Итого за 3 семестр			89,1	9,9	99
Итого			89,1	9,9	99

3.Методические рекомендации по изучению теоретического материала

3.1. Вид самостоятельной работы: самостоятельное изучение литературы

Изучать учебную дисциплину «Теория механизмов и машин» рекомендуется по темам, предварительно ознакомившись с содержанием каждой из них в программе дисциплины. При теоретическом изучении дисциплины студент должен пользоваться соответствующей литературой. Примерный перечень литературы приведен в рабочей программе

Для более полного освоения учебного материала студентам читаются лекции по важнейшим разделам и темам учебной дисциплины. На лекциях излагаются и детально рассматриваются наиболее важные вопросы, составляющие теоретический и практический фундамент дисциплины.

Итоговый продукт: конспект лекций

Средства и технологии оценки: Собеседование

Критерии оценивания: Оценка «отлично» выставляется студенту, если в полном объеме изучен курс данной дисциплины и выполнены практические задания

Оценка «хорошо» выставляется студенту, если достаточно полно изучен курс данной дисциплины и выполнены практические задания

Оценка «удовлетворительно» выставляется студенту, недостаточно если полно изучен курс данной дисциплины и выполнены практические задания

Оценка «неудовлетворительно» выставляется студенту, если отсутствуют знания и практические навыки по данной дисциплине.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна
Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Темы для самостоятельного изучения:

1. Структурные формулы кинематических цепей.
2. Кинематический анализ механизмов. Основные положения и понятия. Назначение и классификация зубчатых передач.
3. Силовой расчет механизмов без учета трения в кинематических парах.
4. Приведение масс к звену и точке.
5. Передаточное отношение многозвенных зубчатых передач с неподвижными и подвижными осями.
6. Дисковой кулачок с качающимся и движущимся поступательно толкателями.

3.2. Вид самостоятельной работы: подготовка к лабораторным занятиям

Итоговый продукт: отчет по лабораторной работе

Средства и технологии оценки: защита отчета

Критерии оценивания: Оценка «отлично» выставляется студенту, если в полном объеме изучен курс данной дисциплины и выполнены лабораторные задания

Оценка «хорошо» выставляется студенту, если достаточно полно изучен курс данной дисциплины и выполнены лабораторные задания

Оценка «удовлетворительно» выставляется студенту, недостаточно, если полно изучен курс данной дисциплины и выполнены лабораторные задания

Оценка «неудовлетворительно» выставляется студенту, если отсутствуют знания и практические навыки по данной дисциплине

4. Методические указания

Методические указания по выполнению лабораторных работ по дисциплине «Теория механизмов и машин», направления подготовки 23.03.03 - Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022

Список рекомендуемой литературы

Перечень основной литературы

1. Капустин, А.В. Теория механизмов и машин / А.В. Капустин ; Поволжский государственный технологический университет. – Йошкар-Ола : ПГТУ, 2018. – 76 с. : ил. – Режим доступа: по подписке. – URL: http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=494309. – Библиогр.: с. 73. – ISBN 978-5-8158-2011-1. – Текст : электронный.

Перечень дополнительной литературы:

1. Теория механизмов и машин / М.А. Мерко, А.В. Колотов, М.В. Меснянкин, А.А. Шаронов; Министерство образования и науки Российской Федерации, Сибирский Федеральный университет. – Красноярск: СФУ, 2015. – 248 с. : ил., табл., схем. – Режим доступа: по подписке. – URL: http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=497728 – Библиогр.: с. 243-244. – ISBN 978-5-7638-3362-1. – Текст : электронный

Перечень ресурсов информационно-телеккомуникационной сети «Интернет», необходимых для освоения дисциплины

1. Электронно-библиотечная система IPRbooks
2. Электронная библиотечная система «Университетская библиотека on-line»
3. Электронно-библиотечная система Лань

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 12000002A633E3D113AD425FB50002000002A6
Владелец: Шебзухова Татьяна Александровна

Действителен: с 20.08.2021 по 20.08.2022