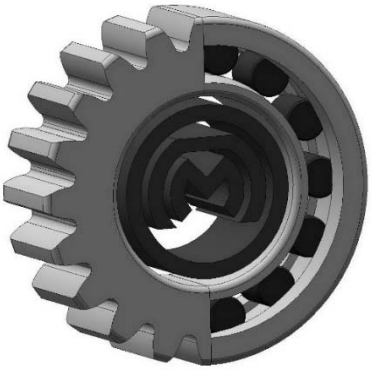
МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Методические рекомендации к лабораторным работам для студентов специальностей 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств» и 6-05-0714-03 «Инженерно-техническое проектирование и производство материалов и изделий из них» очной и заочной форм обучения



Могилев 2026

УДК 531.8
ББК 30.12
П75

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «28» сентября 2026 г., протокол № 2

Составитель С. А. Зыль

Рецензент канд. техн. наук, доц. Е. В. Ильюшина

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе студентов специальностей 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств» и 6-05-0714-03 «Инженерно-техническое проектирование и производство материалов и изделий из них» очной и заочной форм обучения при проведении лабораторных работ по дисциплине «Прикладная механика».

Учебное издание

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	А. А. Подошевко
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2026

Содержание

Введение 4
Правила безопасности при выполнении лабораторных работ 5
1 Лабораторная работа № 1. Изучение резьбовых соединений 6
2 Лабораторная работа № 2. Изучение конструкций подшипников качения 9
3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора 11
4 Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора 13
5 Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач 16
6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкций и снятие характеристик упругих муфт 19
7 Лабораторная работа № 7. Испытание ременной передачи 21
8 Лабораторная работа № 8. Определение критической частоты вращения вала 25
Список литературы 27

Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с учебными программами по курсу «Прикладная механика» для студентов специальностей 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств» и 6-05-0714-03 «Инженерно-техническое проектирование и производство материалов и изделий из них» и содержат указания по выполнению лабораторных работ, охватывающих основные разделы курса, в которых рассматриваются соединения, механические передачи и подшипники.

Лабораторные работы являются наиболее действенным практическим средством обучения, в процессе которого студенты должны приобретать навыки для выполнения научных исследований. Поэтому основными задачами лабораторных работ являются экспериментальное подтверждение теоретических выводов, полученных при изучении лекционного материала; развитие навыков, привычек и способностей к самостоятельному выполнению необходимых действий с приборами и установками; приобретение навыка практической оценки результатов опытов; глубокое изучение физической сущности функционирования различных деталей и узлов машин.

Материалы, изложенные в рекомендациях, кроме инструкций по выполнению лабораторных работ, содержат сведения теоретического характера и предназначены для студентов очной и заочной форм обучения. Дополнительный теоретический материал, а также более подробное изложение вопросов, касающихся расчетов в конкретно рассматриваемой области знаний, приводятся в литературе, список которой дан в конце методических рекомендаций.

Знания и опыт, приобретенные студентами в процессе выполнения лабораторных работ, являются основой для дальнейшей практической работы.

Правила безопасности при выполнении лабораторных работ

При проведении лабораторных работ обучающиеся работают с лабораторным оборудованием, элементы которого имеют сравнительно большую массу; оборудование необходимо располагать на столе в устойчивом положении во избежание падения.

Сборку и разборку механизмов проводить только в присутствии преподавателя в порядке, описанном в разделе «Порядок выполнения работы», и только специализированным инструментом.

Затягивать болты резьбовых соединений следует плавно, без рывков; при затяжке гайки не допускать перемещения приспособления с испытуемым соединением по столу.

При установке индикаторов часового типа крепёжные винты сильно не зажимать.

В лабораториях имеется электропитание от сети 220 и 380 В; запрещается самовольно включать установленное в лаборатории оборудование и переключать тумблеры на нем.

1 Лабораторная работа № 1. Изучение резьбовых соединений

Цель работы: ознакомление с основными типами резьбовых соединений, конструктивными формами болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб, основными способами стопорения резьбовых соединений.

Порядок выполнения работы.

1 Изучить типы резьбовых соединений.

Различают три основных типа резьбовых соединений:

1) соединение болтом или винтом с гайкой – болтовое соединение (рисунок 1.1, *а*);

2) соединение болтом или винтом, завернутым в резьбовое отверстие, – винтовое соединение (рисунок 1.1, *б*);

3) соединение шпилькой (рисунок 1.1, *в*).

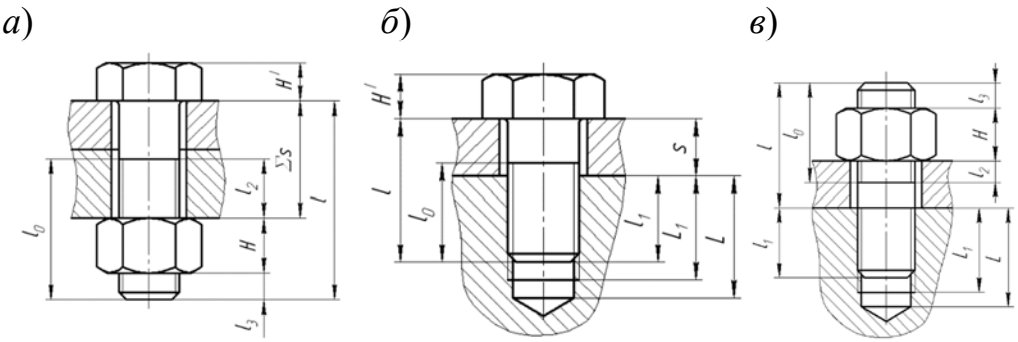


Рисунок 1.1 – Типы резьбовых соединений

При выборе одного из этих трех вариантов учитывают прочность материала соединяемых деталей, частоту сборки и разборки деталей.

При многократной сборке и разборке во избежание повреждения резьбы в детали предпочтительны варианты по рисунку 1.1, *а* или рисунку 1.1, *в*.

2 Изучить конструктивные формы болтов.

По форме стержня болты изготавливают для постановки в отверстие с зазором и без зазора (в отверстия после развертки).

Болты, устанавливаемые в отверстия без зазора, – болты с шестигранной уменьшенной головкой для отверстия после развертки, применяются при больших поперечных (сдвигающих) нагрузках в целях уменьшения габаритов соединения. Такие болты одновременно могут выполнять функцию штифтов.

3 Изучить конструктивные формы головок болтов и винтов.

Все болты и винты по форме их головок можно разделить на три группы:

1) захватываемые инструментом снаружи;

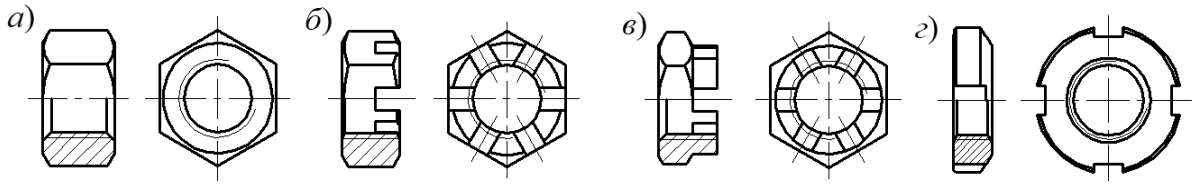
2) захватываемые инструментом с торца;

3) с головками, препятствующими повороту.

4 Изучить основные типы и области применения гаек.

Гайки шестигранные с нормальным и уменьшенным размером под ключ,

высокие и низкие (рисунок 1.2, *а*). Гайки прорезные (рисунок 1.2, *б*) и гайки корончатые (рисунок 1.2, *в*) с прорезью под шплинты. Гайки круглые с прорезями под ключ (рисунок 1.2, *г*) применяются, главным образом, для закрепления деталей на валах.



а – гайка шестигранная; *б* – гайка шестигранная прорезная; *в* – гайка корончатая; *г* – гайка круглая с прорезями под ключ

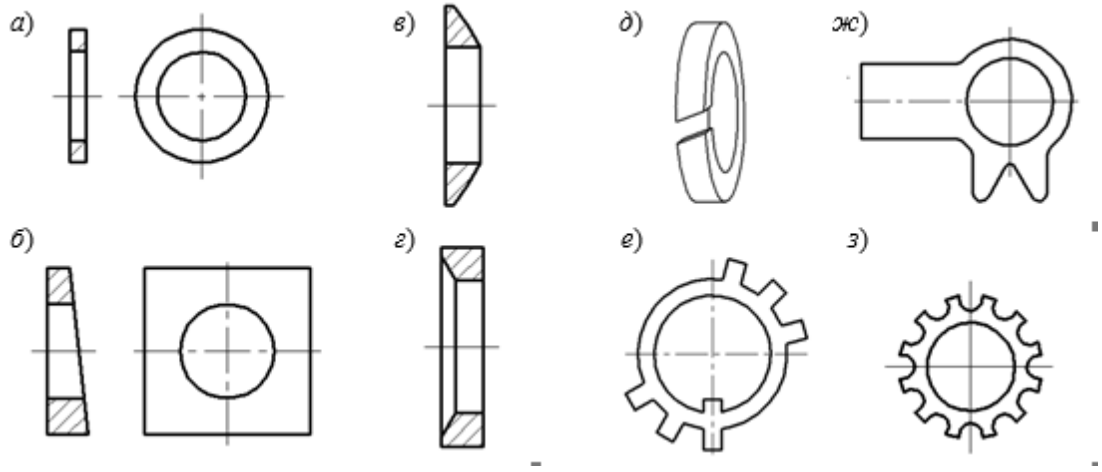
Рисунок 1.2 – Конструктивные формы гаек

5 Изучить основные типы шайб и области их применения.

Все типы шайб можно разделить на две основные группы:

1) шайбы подкладные (рисунок 1.3, *а–г*);

2) шайбы стопорные (рисунок 1.3, *д–к*).



а – простая; *б* – косая; *в* – сферическая; *г* – коническая; *д* – пружинная (шайба Гровера); *е* – многолапчатая; *ж* – шайба с лапкой; *з* – вырубная с наружными зубьями

Рисунок 1.3 – Конструктивные формы шайб

Шайба простая (см. рисунок 1.3, *а*) ставится под гайку или головку винта с целью предохранения чистых поверхностей деталей от повреждения при завинчивании гайки (винта) и уменьшения смятия деталей гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала.

Шайбы косые (см. рисунок 1.3, *б*) используются для устранения изгиба стержня болта при опоре гайки на полки прокатных профилей.

Шайба сферическая (см. рисунок 1.3, *в*) в комплекте с шайбой конической (см. рисунок 1.3, *г*) обеспечивают самоустановку гаек (головок болтов) и поэтому осевая нагрузка распределяется строго по оси стержня болта.

Шайбы пружинные (см. рисунок 1.3, *д*) применяют для стопорения гайки или головки винта относительно корпуса (предохранение от самоотвинчивания).

Шайбы стопорные многолапчатые (см. рисунок 1.3, *е*) служат для закрепления круглых гаек (см. рисунок 1.2, *г*) относительно вала. Внутренний выступ входит в паз на валу, один из наружных выступов загибается в шлиц гайки.

Шайбы стопорные с лапкой (см. рисунок 1.3, *ж*) применяют для закрепления гайки или головки винта относительно корпуса путем пластических деформаций: шайбу загибают на деталь и на грань гайки или головки винта.

Шайбы стопорные вырубные с наружными зубьями (см. рисунок 1.3, *з*).

6 Изучить способы стопорение резьбовых соединений.

В крепежных резьбах угол трения ρ значительно превышает угол подъема винтовой линии β, т. е. в резьбе обеспечивается самоторможение (ρ > β) [1].

В технике применяют следующие способы стопорения соединений:

– создание дополнительных сил трения на торце гайки или головке болта. Преимуществом стопорения дополнительными силами трения является возможность фиксировать детали в любом положении;

– стопорение специальными элементами. Такое стопорение обеспечивает жесткое соединение, создает надежность.

При стопорении дополнительными силами трения широко применяются пружинные шайбы (рисунок 1.3, *д*), которые благодаря упругости и врезанию острых кромок в гайку и корпусную деталь, противодействуют самоотвинчиванию. Аналогичный принцип положен, в основу работы вырубных шайб с наружными зубьями (рисунок 1.3, *з*).

Для стопорения специальными элементами применяют шайбы стопорные с лапкой (рисунок 1.3, *ж*), шплинты, проволоку.

7 Изучить материалы деталей резьбовых соединений и структуру условного обозначения болта (рисунок 1.4).

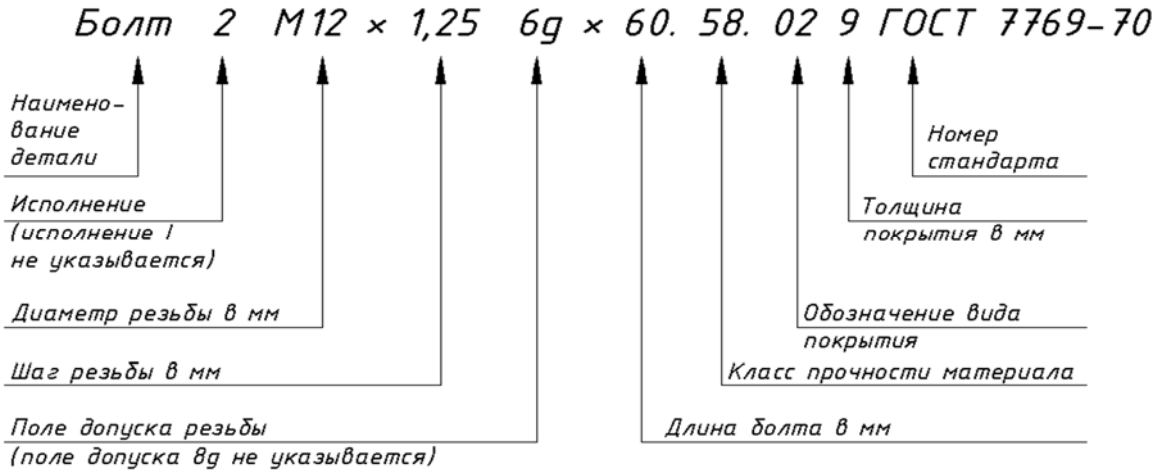


Рисунок 1.4 – Пример условного обозначения болта

Резьбовые детали (болты, винты, шпильки) изготавливаются из углеродистых и легированных сталей. Выбор материала определяется особенностями работы, способом изготовления, габаритами и массой.

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Цель работы.

2 Эскиз соединения болтом с указанием основных соотношений размеров.

3 Эскизы одной из конструктивных форм стержней болтов, головок болтов и винтов, а также одной из конструктивных форм гаек, шайб.

4 Эскиз способа стопорения резьбовых соединений.

5 Условное обозначение винта или болта.

6 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

1 Типы резьбовых соединений. Чем отличаются и как обосновывается их выбор?

2 Какие бывают конструктивные формы болтов?

3 Какие бывают конструктивные формы головок болтов и винтов?

4 Перечислите основные типы гаек и укажите их особенности.

5 Перечислите основные типы шайб и укажите их особенности.

6 Перечислите способы стопорения резьб.

2 Лабораторная работа № 2. Изучение конструкций подшипников качения

Цель работы: изучить классификацию, конструкции и условные обозначения основных типов подшипников качения.

Сведения о подшипниках качения.

Подшипники качения (рисунок 2.1) представляют собой готовый узел, основными структурными и конструктивными элементами которого являются: *1* – наружное кольцо; *2* – внутреннее кольцо; *3* – сепаратор, разделяющий и направляющий тела качения; *4* – дорожка качения на внутреннем кольце; *5* – дорожка качения на наружном кольце; *6* – лицевая сторона наружного кольца; *7* – лицевая сторона внутреннего кольца; *8*, *9* – посадочная поверхность внутреннего кольца; *10* – тела качения (шарики); *11* – фаска на наружном кольце.

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам: направлению действия воспринимаемых нагрузок, форме тел качения, конструктивным особенностям и числу рядов тел качения.

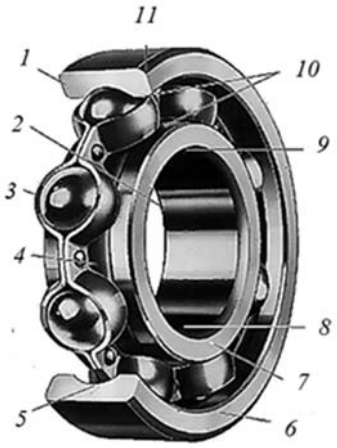


Рисунок 2.1 – Подшипник качения

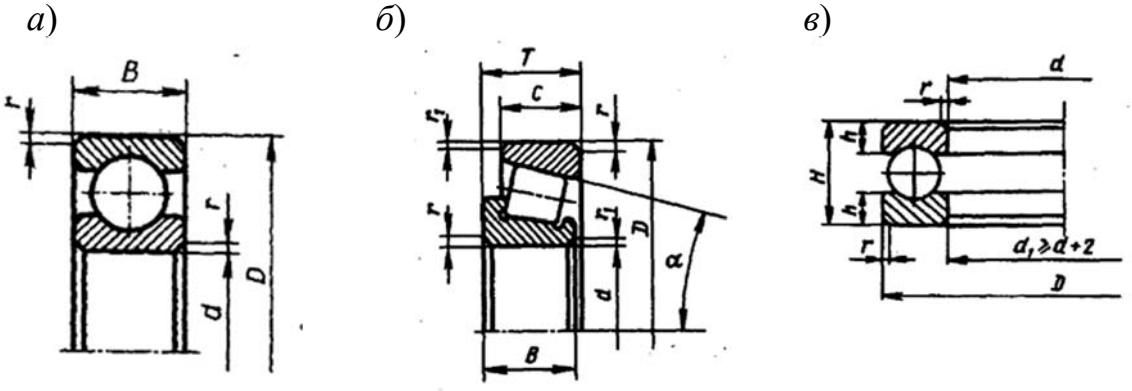
Порядок выполнения работы.

1 Изучить конструкцию и условные обозначения основных типов подшипников качения.

2 На выданных преподавателем образцах подшипников выполнить необходимые замеры габаритных размеров в соответствии с рисунком 2.2.

3 Выполнить эскизы подшипников с простановкой габаритных и установочных размеров.

4 Записать условное обозначение каждого подшипника, произвести его расшифровку.



а – шариковый радиальный однорядный; *б* – роликовый радиально-упорный конический; *в* – шариковый упорный

Рисунок 2.2 – Подшипники качения (эскизы) с необходимыми размерами

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Цель работы.

2 Эскизы выданных преподавателем подшипников с указанием габаритных размеров.

3 Расшифровку записанных обозначений подшипника.

4 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

1 Из каких основных деталей состоит подшипник качения?
2 Какие типы подшипников воспринимают радиальную нагрузку?
3 Какие типы подшипников воспринимают осевую нагрузку?
4 Какие подшипники воспринимают радиальную и осевую нагрузку?
5 Какие подшипники относятся к самоустанавливающимся?

3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора

Цель работы: ознакомиться с конструкцией и назначением основных деталей и узлов зубчатого цилиндрического редуктора; определить параметры зубчатого зацепления; измерить габаритные, установочные и присоединительные размеры.

Описание конструкции редуктора.

Редуктор – это механизм, предназначенный для увеличения момента и снижения частоты вращения при передаче движения ведущего вала к ведомому. Вид редуктора определяется количеством и видом передач, входящих в его состав. Например, если в состав редуктора входят две цилиндрические зубчатые передачи, то такой редуктор называется цилиндрическим двухступенчатым.

Основным параметром редуктора является передаточное отношение, которое показывает во сколько раз скорость выходного вала редуктора меньше, чем входного [1].

Ответственным узлом редуктора является его корпус. Он проектируется на основании многих требований, учитывающих технологию изготовления корпуса и монтажа передачи, удобства осмотров и ремонта при эксплуатации.

Для снижения потерь на трение, уменьшения износа контактирующих поверхностей и удаления продуктов износа предусмотрена система смазки зубчатых колес и подшипников.

Чтобы предотвратить при нагревании протечки масла через разъемы корпуса и уплотнения валов, а при остывании – засасывание загрязненного воздуха внутрь, предусматривают вентиляцию корпуса. При смазке зубчатых колес окунанием для вентиляции достаточно поставить пробку-отдушину.

Порядок выполнения работы.

1 Числа зубьев зубчатых колес определить подсчетом, а величину делительного межосевого расстояния a_w – замером. Полученные результаты уточнить у преподавателя.

2 Модуль определить в зависимости от нормального основного шага. Нормальный основной шаг p_{bn} определить, как разность двух длин общей нормали,

измеренных на одном зубчатом колесе:

$$p_{bn} = W_{z_{n+1}} - W_{z_n}.$$

3 Длину общей нормали W_{Zn} измерить согласно рисунку 3.1 при числе зубьев в длине общей нормали z_n, а вторую длину W_{Zn+1} измерить при числе зубьев в длине общей нормали z_{n+1}. Определять p_{bn} лучше на ведомом зубчатом колесе, т. к. в этом случае погрешность измерений, возникающих из-за того, что зубья располагаются по окружности, будет меньше. Установить, какому ближайшему стандартному значению нормального модуля m_n соответствует полученное значение основного шага и, полагая что $a = a_w$, рассчитать делительный угол наклона линии зуба.

$$\beta = \arccos\frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cdot a}.$$

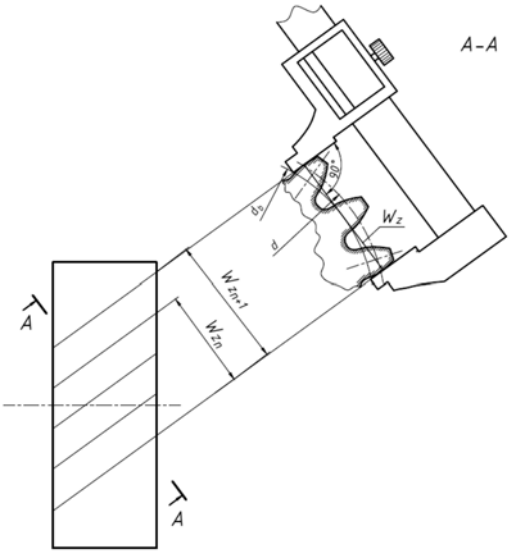


Рисунок 3.1 – Измерение длин общей нормали для определения основного нормального шага

4 Определить направление линии зубьев зубчатых колес. Правым называют такое направление линии зуба, точка на которой движется по часовой стрелке при удалении вдоль зуба, если смотреть на колесо со стороны торца. Левым – против часовой стрелки.

5 Рассчитать передаточное число передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Цель работы.

2 Все необходимые результаты измерений и расчеты.

3 Параметры редуктора и зубчатых колес.
4 Выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

1 Для чего нужны редукторы?
2 Что предусмотрено, чтобы увеличить жесткость корпуса редуктора?
3 Что предусмотрено для осмотров редуктора?
4 Какие силовые факторы действуют на корпус редуктора?
5 Что предусмотрено в редукторе для его строповки?
6 Что служит в редукторе для выравнивания внутреннего давления?

4 Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора

Цель работы: ознакомиться с конструкцией, назначением основных деталей, способом регулировки подшипников и червячного зацепления.

Общие сведения о червячных редукторах.

Червячные редукторы применяются для передачи вращения между перекрещивающимися валами. Червячные редукторы дают возможность получать в одной ступени большие передаточные отношения ($i = 8…80$), обладают низкой виброакустической активностью и шумностью, высокой плавностью работы. К недостаткам червячных редукторов следует отнести низкие значения КПД, меньший ресурс, чем у редукторов других типов, и необходимость применения дорогостоящих бронз для изготовления венцов червячных колес [1].

Практически червячные редукторы применяются для передачи мощности, как правило, до 45 кВт и в виде исключения до 150 кВт. Иногда для привода тихоходных машин требуются особо большие передаточные отношения. Это может быть обеспечено двухступенчатыми червячными редукторами, в которых передаточное отношение может достигать $i \approx 4000$.

Конструкция червячного редуктора.

В червячном редукторе червячная передача состоит из червяка, расположенного сверху или снизу, и червячного колеса. Червяк представляет из себя винт. Винтовой выступ червяка называется витком.

Опоры червяка и вала колеса состоят из роликовых (реже шариковых) радиально-упорных подшипников, зазоры в которых можно регулировать.

Корпус редуктора изготавливается из чугуна. Его конструкция должна обеспечивать легкую постановку узлов червяка и червячного колеса, а также возможность регулировки зацепления. Корпус одновременно служит и резервуаром для масла.

Смазка осуществляется жидким маслом. Способ смазки – картерный, непроточный, общий для червячного зацепления и подшипников.

В крышках, через которые выходят концы валов, ставят уплотнения. Назначение уплотнений – предотвратить попадание механических частиц в подшипники и зацепления через зазор между крышками и валом и вытекание смазки из редуктора.

В крышке, закрывающей верхний смотровой люк, сделано отверстие или установлена пробка-отдушина для выравнивания давления воздуха в редукторе с атмосферным. В противном случае при нагревании во время работы воздух выдавливал бы через уплотнения масло, создавая подтеки. А при остывании после работы засасывал бы эти масляные подтеки обратно, но уже загрязненные.

Порядок выполнения работы.

1 Редуктор установить на плиту (рисунок 4.1) и с помощью штангенрейсмуса измерить расстояния H_1 и H_2 от опорной поверхности нижнего фланца редуктора (от плиты) до верхней кромки выходного конца быстроходного вала и верхней кромки выходного конца тихоходного вала. Штангенциркулем измерить диаметры выходных концов быстроходного и тихоходного валов D_1 и D_2. Вычислить межосевое расстояние червячной передачи по формуле

$$a_W = H_1 - H_2 - \left(D_1/2\right) + \left(D_2/2\right).$$

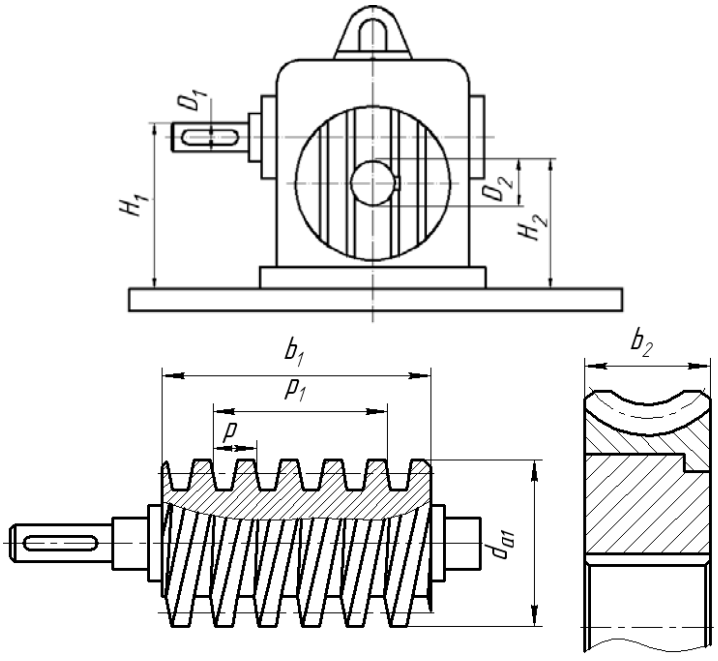


Рисунок 4.1 – Измеряемые параметры редуктора и основных деталей

2 Разобрать редуктор, изучить конструкцию его деталей и подсчитать число витков z_1 червяка и число зубьев z_2 червячного колеса.

3 Измерить на червяке (см. рисунок 4.1) расстояние p_1 между двумя одноименными точками в начале витка и в конце по делительному диаметру и, поделив на число шагов в этом расстоянии, определить расчетный шаг p.

4 Измерить диаметр вершин витков червяка d_{a1}.

5 Определить расчетный модуль зацепления в осевом сечении:

$$m = p/\pi.$$

Значение m округлить до стандартного по ГОСТ 9672–74 (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Ряды модулей червячных передач

Модуль m, мм	1-й ряд	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16
	2-й ряд	1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0
	3-й ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 4,5; 9,0; 11; 14; 18; 22

6 Определить коэффициент диаметра червяка по формуле

$$q = d_1/m,$$

где d_1 – делительный диаметр червяка, $d_1 = d_{a1} - 2 \cdot h_a^* \cdot m$;

h_a^* – коэффициент высоты головки витка (h_a^* = 1 по ГОСТ 19036–81).

Значение q округлить до стандартного по ГОСТ 9672–74 (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Ряды коэффициентов диаметра червяка

Коэффициент q диаметра червяка	1-й ряд	6,3; 7,5; 8,0; 10; 12,0; 12,5; 16; 20; 25
	2-й ряд	7,1; 9,0; 11,2; 14; 18; 22,4

7 Определить передаточное отношение редуктора:

$$i = z_2/z_1,$$

где z_1 – число витков (заходов) червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса.

8 Определить коэффициент смещения червяка:

$$x = (a_w/m) - 0{,}5 \cdot (q + z_2).$$

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Титульный лист.

2 Цель работы.

3 Результаты замеров и расчетов.

4 Эскизы основных деталей с проставленными замеренными размерами (см. рисунок 4.1).

5 Выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

1 Где применяются червячные редукторы?

2 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?

3 Для чего служит система смазки? Какие элементы относятся к системе смазки?

4 Как в редукторе выполнено уплотнение валов?

5 Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач

Цель работы: изучить назначение и области применения планетарных передач; изучить конструкцию планетарного редуктора и назначение его элементов; закрепить навыки практического определения характеристик, размеров и параметров планетарных передач.

Конструкция и описание редуктора.

Редуктор имеет две ступени и собран в корпусе, состоящем из основания *1*, промежуточной диафрагмы *2* и крышки *3* (рисунок 5.1).

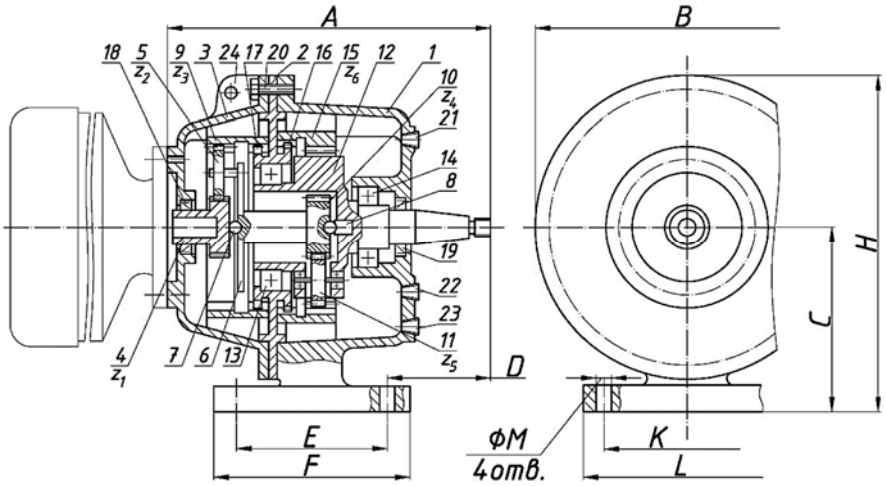


Рисунок 5.1 – Планетарный двухступенчатый редуктор

Ведущим элементом в каждой ступени является солнечное колесо, а ведомым – водило. Солнечное колесо *4* первой ступени устанавливается непосредственно на валу электродвигателя и зацепляется с сателлитом *5* первой ступени, установленным на водиле *6* консольно. С целью обеспечения равномерности распределения нагрузки между сателлитами водило *6* выполнено плавающим (с возможностью самоустановки) и фиксируется в осевом направлении с помощью запрессованных в его торцах шариков *7*, один из которых взаимодействует со вставкой *8*, а другой – с торцем ведущего колеса *4*. Сателлиты *5*, кроме ведущего

колеса *4*, зацепляются с коронным колесом *9* внутреннего зацепления. На водиле *6* закреплено солнечное колесо *10* второй ступени, зацепляющееся с сателлитом *11*, смонтированными на водиле *12*. Водило *12* смонтировано в корпусе на двух подшипниках *13* и *14* качения, один из которых (*14*) установлен в основании *1* корпуса, а другой (*13*) в промежуточной диафрагме *2*. Сателлиты *11* зацепляются с коронным колесом *15* внутреннего зацепления. Коронные колеса *9* и *15* зафиксированы от вращения с помощью шлицевых пластин *16* и *17*, закрепленных на диафрагме *2* и зацепляющихся с зубьями неподвижных колес *9* и *15*. Места выхода из корпуса редуктора ведущего колеса *4* и водила *12* уплотнены манжетами *18* и *19*.

Сборка и разборка редуктора осуществляются в осевом направлении, при этом диафрагма и крышка крепятся к основанию корпуса болтами *20*.

Масло заливается в корпус редуктора через отверстие, закрытое пробкой *21*, а сливается через отверстие, закрытое пробкой *23*. Уровень масла контролируется с помощью пробки *22*.

Для строповки редуктора при его перемещениях служит проушина *24*.

Порядок выполнения работы.

1 Разобрать редуктор.

2 Подсчитать числа зубьев зубчатых колес $z_1 ... z_6$.

3 Определить передаточные отношения i_{ah}^b ступеней редуктора по формуле

$$i_{ah}^b = 1 + \left(z_b / z_a \right).$$

4 Определить основной нормальный шаг как разность значений двух длин общих нормалей, охватывающих числа зубьев зубчатого колеса, отличающиеся на единицу (рисунок 5.2). Длину общей нормали измерять штангенциркулем с точностью 0,1 мм.

Число зубьев *n*, охватываемых общей нормалью, зависит от числа зубьев зубчатого колеса и при числе зубьев *z* = 26…36 зубчатого колеса оно составляет *n* = 3...5. В зависимости от полученного значения основного нормального шага выбрать модуль m_n зацепления.

5 Замерить диаметры d_a вершин зубьев зубчатых колес.

6 Замерить размеры *A* и определить радиусы водила (рисунок 5.3) обеих ступеней редуктора по формуле

$$R = \frac{A - d_a}{2 \cdot \cos 30^\circ}.$$

7 Определить угол β наклона зубьев зубчатых колес:

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2R}.$$

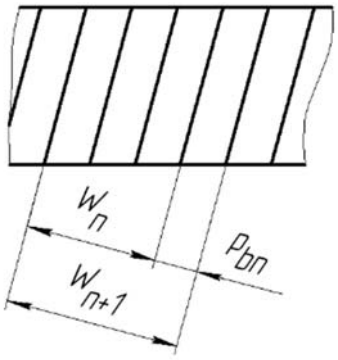


Рисунок 5.2 – Схема измерения длин общих нормалей

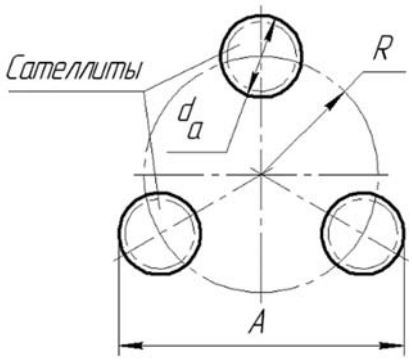


Рисунок 5.3 – Определение радиуса водила

8 Определить коэффициенты смещения инструмента для зубчатых колес по формуле

$$x = \frac{d_a}{2m_n} - \frac{z}{2\cos\beta} - 1.$$

9 Определить делительные диаметры зубчатых колес по формуле

$$d = d_a \pm 2m_n.$$

10 Определить начальные диаметры зубчатых колес по формуле

$$d = m_n\left(\frac{z}{\cos\beta} + 2x\right).$$

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.
1 Титульный лист.
2 Кинематическую схему редуктора с обозначениями зубчатых колес.
3 Таблицу размеров зубчатых колес и параметров зубчатых передач.

Вопросы для самоконтроля

1 Назовите основные элементы планетарного редуктора и их назначение.
2 Из каких элементов состоят планетарные передачи, входящие в редуктор?
3 Как определить передаточное отношение редуктора?
4 Как определить модуль зацепления в I и II ступенях редуктора?
5 Как определить угол наклона зубьев зубчатых колес?
6 Как определить радиус водила?

6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкций и снятие характеристик упругих муфт

Цель работы: изучение конструкций и снятие характеристик упругих муфт.

Основные сведения о муфтах.

Муфты – это устройства, которые служат для соединения концов валов.

Муфты классифицируются по возможности управления [1]: неуправляемые (постоянно действующие), управляемые, самоуправляемые.

Неуправляемые муфты делятся на глухие, упругокомпенсирующие, жёсткокомпенсирующие.

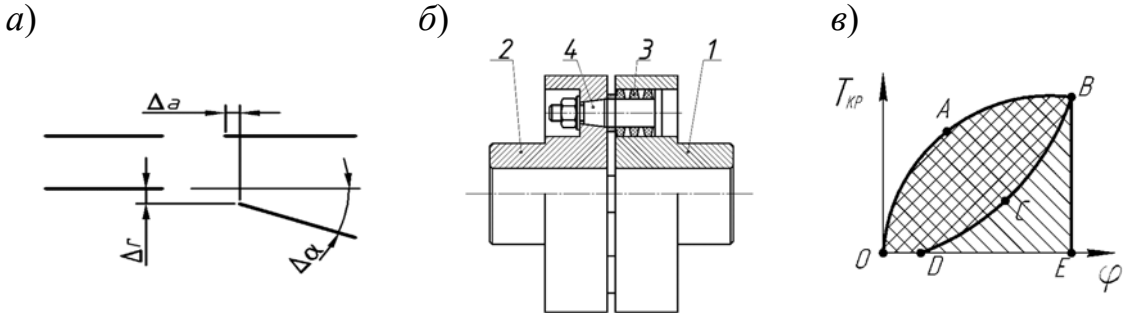
Упругокомпенсирующие муфты предназначены для компенсации вредного влияния толчков и ударов, передаваемых в момент пуска двигателя, защиты от резонансных крутильных колебаний и компенсации несоосности валов.

Различают три вида несоосности валов (рисунок 6.1, *а*):

1) продольное смещение Δa (может быть вызвано также температурным удлинением валов);

2) радиальное смещение Δr или эксцентриситет;

3) угловое смещение $\Delta\alpha$ или перекос.



а – виды несоосности; *б* – общий вид муфты; *в* – характеристика упругодемпфирующей муфты; *1*, *2* – ведущая и ведомая полумуфты; *3* – упругое звено; *4* – палец

Рисунок 6.1 – Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) для компенсации несоосности валов

Характерным элементом упругих муфт является звено или ряд звеньев, способных деформироваться в процессе работы, причем способность к упругой деформации является главной особенностью упругой муфты.

Благодаря этой способности упругие муфты допускают угловой относительный поворот ведущей и ведомой полумуфт. Устройство упругой муфты рассмотрим на примере устройства упругой втулочно-пальцевой муфты – МУВП (рисунок 6.1, *б*).

Жесткость муфты определяет ее упругие свойства. Если закрепить одну полумуфту, а к другой приложить крутящий момент T, то вторая полумуфта повернется относительно первой на некоторый угол φ. В простейшем случае связь

между T и φ. линейная: $T = C \cdot \varphi$. График зависимости $T(\varphi)$ называется характеристикой муфты, а коэффициент C – жесткостью муфты. Величина, обратная жесткости, называется податливостью: $e = 1 / C$.

Способность муфты необратимо поглощать энергию при деформировании упругого элемента называется демпфирующей способностью. Она характеризуется коэффициентом демпфирования ψ, представляющим собой отношение энергии, потерянной за один цикл колебаний муфты, к полной энергии, затраченной на её деформацию за этот же период (рисунок 6.1, *в*) и выражающимся формулой

$$\psi = \frac{Площадь\ OABCD}{Площадь\ OABE}.$$

Потерянная энергия необратимо поглощается муфтой и в конечном счете переходит в тепло.

Петля *OABCD* называется петлей гистерезиса.

По виду характеристической кривой упругие муфты можно разделить на линейные и нелинейные, с демпфированием и без демпфирования.

Порядок выполнения работы.

1 Ступенчато нагрузить муфту. Для чего, завинчивая винт нагружателя, следить, чтобы стрелка индикатора нагружателя перемещалась на одно или полтора деления. Одно деление индикатора, равное 0,01 мм, соответствует 70 Н. Для каждой точки измерения фиксировать по индикатору измерителя деформаций отклонения его стрелки. Ступенчатым нагружением получить 10 или 8 точек для построения графика.

2 Отвинчивая винт нагружателя, ступенчато разгружать муфту, фиксируя те же точки по индикатору нагружателя, что и при нагружении. При этом также фиксировать отклонения стрелки на индикаторе измерителя деформаций. сняв показания при нулевой нагрузке.

3 Определить для соответствующих экспериментальных точек:

– усилие нагружения P, Н, по формуле

$$P = S_1 \cdot 70,$$

где S_1 – показания индикатора нагружателя, дел.;

– момент нагружения T, Н·м, по формуле

$$T = 0{,}125 \cdot P.\cdot$$

4 Перевести показания $S_{2дел}$ индикатора измерителя деформаций в делениях при нагружении и разгрузке для выбранных экспериментальных точек в миллиметры ($S_{2мм}$) по формуле

$$S_{2мм} = S_{2дел} \cdot k,$$

где k – цена деления индикатора измерителя деформаций,
а последние в углы закручивания φ по формуле

$$\varphi = \frac{S_{2мм} \cdot k}{R} \cdot \frac{180°}{\pi},$$

где R – расстояние от центра муфты до измерительного упора на муфте, R = 85 мм.

5 Построить график-характеристику муфты и определить масштаб графического изображения.

6 Подсчитать коэффициент демпфирования ψ.

7 Определить влияние на жесткость муфты количества упругих элементов, изменяя число рабочих пальцев муфты.

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Цель работы.
2 Результаты расчетов экспериментов.
3 Построенную характеристику муфты.
4 Расчёт коэффициента демпфирования.
5 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

1 Что такое упругая муфта?
2 Как устроена упругая муфта?
3 Что такое характеристика муфты?
4 Какие бывают упругие муфты?
5 Что такое демпфирующая способность муфты?

7 Лабораторная работа № 7. Испытание ременной передачи

Цель работы: изучение работы ременной передачи, построение кривых скольжения и КПД и определение оптимальной загрузки передачи.

Теоретические основы ременной передачи.

Ременная передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы [1]. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

Достоинства ременных передач: возможность передачи движения на средние расстояния; плавность работы (смягчение толчков, бесшумность); возможность работы с высокими частотами вращения; малая стоимость.

Недостатки ременных передач: значительные габариты (обычно в несколько раз больше, чем зубчатых); неизбежность некоторого упругого скольжения ремня; повышенные силы на валы и опоры, т. к. суммарное напряжение обеих ветвей ремня существенно больше передаваемой окружной силы; необходимость устройств для натяжения ремня; необходимость предохранения ремня от попадания масла; малая долговечность ремней в быстроходных передачах.

При передаче крутящего момента T_1 усилия в ветвях ременной передачи изменяются. На рисунке 7.1 показаны усилия в ветвях ремня в двух случаях: без нагрузки $T_1 = 0$ и под нагрузкой $T_1 > 0$.

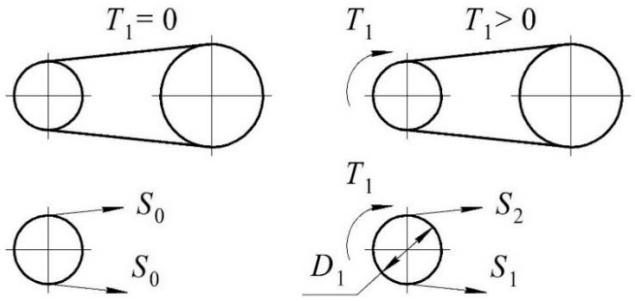


Рисунок 7.1 – Силы, действующие в ветвях ремня

Окружная сила на шкивах

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_1}.$$

Условие равновесия шкива

$$T_1 = \frac{D_1}{2} \cdot (S_1 - S_2),$$

где S_1, S_2 – натяжение ведущей и ведомой ветви в нагруженной передаче.

Откуда

$$S_1 - S_2 = F_t.$$

Связь между S_0, S_1 и S_2 устанавливают, исходя из того, что геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной как и в ненагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Поэтому можно записать, что

$$S_1 + S_2 = 2 \cdot S_0.$$

Отсюда следует

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2} \text{ и } S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Скольжение в передаче.

Под действием окружной силы F_t ведущая ветвь ремня получает дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения постоянно уменьшается на дуге обхвата, определяемой углом обхвата α, и станет равной нулю в некоторой точке C (рисунок 7.2). Дополнительное удлинение ремня сопровождается скольжением по шкиву. Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу AC – дугой упругого скольжения. На дуге BC ремень остается в покое. Эту дугу называют дугой покоя. Чем больше F_t, тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя, т. к. $AC + BC = AB = \text{const}$.

При увеличении F_t до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространяется на весь угол обхвата – наступит буксование. Дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающих ветвей.

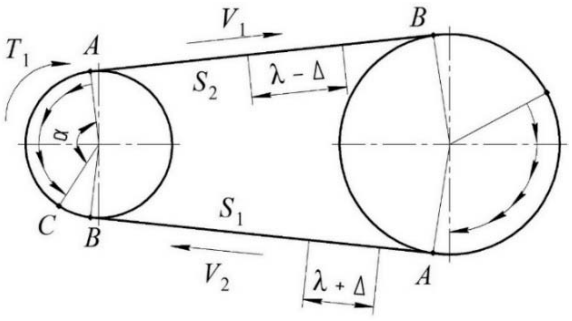


Рисунок 7.2 – Схема скольжения в ременной передаче

Скольжение в ременной передаче характеризуется коэффициентом упругого скольжения

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100\ \%.$$

Передаточное число (как видно из формулы, не является постоянным)

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 \cdot D_2}{V_2 \cdot D_1} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}.$$

КПД в ременной передаче

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100\ \%.$$

Кривые скольжения и КПД.

Работоспособность ременной передачи характеризуют кривыми скольжения и КПД (рисунок 7.3). По оси ординат отсчитывается коэффициент упругого

скольжения ε и КПД η в процентах, а по оси абсцисс – нагрузка передачи, которая выражается через коэффициент тяги, который позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня S_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t, т. е. характеризует загруженность передачи.

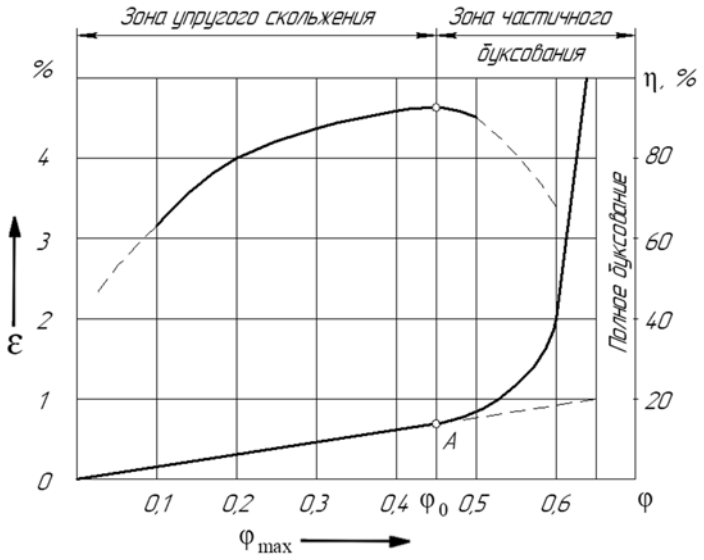


Рисунок 7.3 – Типовые кривые коэффициента упругого скольжения ε и КПД в зависимости от коэффициента тяги φ

Коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot S_0} = \frac{2 \cdot T_1}{D_1 \cdot 2 \cdot S_0} = \frac{T_1}{D_1 \cdot S_0},$$

где S_0 – предварительное натяжение ремня (без учета центробежных сил).

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и к полному буксованию. В зоне от φ_0 до φ_{max} наблюдается, как упругое скольжение, так и буксование, которое равно разности между ординатами кривой коэффициента упругого скольжения и пунктирной линией (продолжением *OA*).

Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках, например, при пуске. В этой зоне КПД резко снижается за счет увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Величина зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки. Потери мощности собственно в ременных передачах складываются из потерь: от скольжения ремня по шкивам; потерь на внутреннее трение в ремне; потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов. Максимальное значение КПД передачи зависит, в основном, от потерь на внутреннее трение в ремне и поэтому уменьшается с уменьшением диаметра шкива.

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Цель работы.

2 Расчетные формулы.

3 Таблицу с результатами экспериментов.

4 Графики $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$; $\eta = \eta(\varphi)$.

5 Рекомендации по оптимальной загрузке передачи.

6 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

1 Где применяются ременные передачи?

2 Какие преимущества и недостатки ременных передач?

3 Назовите способы натяжения ремней.

4 Какие силы действуют на валы от ременной передачи?

5 Какие виды потерь существуют в ременной передаче?

8 Лабораторная работа № 8. Определение критической частоты вращения вала

Цель работы: экспериментальное определение критической частоты вращения вала и изучение влияния массы диска, жесткости вала и дисбаланса на его критическую частоту.

Установка для испытаний.

Установка состоит из станины, правой *13* и левой *12* опор электродвигателя *11* и пульта управления. На пульте смонтированы кнопки пуск-стоп *9*, пакетный выключатель *3*, микроамперметр *5*, рукоятка *6* для изменения частоты вращения вала.

Изменение длины вала осуществляется с помощью подвижной правой опоры *13*, в которой находится разжимная цанга.

Вся установка закрыта двумя кожухами: подвижным *8* и неподвижным *7*. Перед пуском двигателя установку необходимо закрыть подвижным кожухом *8*, в противном случае установка не включится.

Дополнительная нагрузка на вал создается двумя кольцами *16* массой 0,35 кг каждый. Для создания дисбаланса к одному из колец крепится винт *17*.

Изменение длины вала осуществляется с помощью подвижной правой опоры *13*, в которой находится разжимная цанга.

Вся установка закрыта двумя кожухами: подвижным *8* и неподвижным *7*. Перед пуском двигателя установку необходимо закрыть подвижным кожухом *8*, в противном случае установка не включится.

Общий вид установки показан на рисунке 8.1.

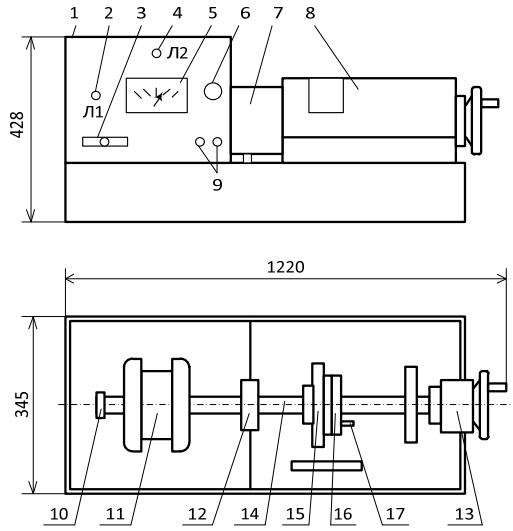


Рисунок 8.1 – Общий вид установки

Порядок выполнения работы.

Для определения влияния массы на критическую частоту вращения вала необходимо определить два расчетных значения величины прогиба вала *f*, мм, когда масса диска m равна 2 кг и масса диска с двумя кольцами равна 2,7 кг, при расстоянии между опорами $L = 500$ мм или $L = 550$ мм.

$$f = \frac{gl^2\left(m + m_в\right)\left(L - l\right)^2}{3EJL},$$

где m – масса диска, кг;

$m_в$ – масса вала; $m_в = 0{,}485$ кг;

L – расстояние между опорами вала, мм;

l – расстояние от средней линии диска до оси правой опоры, мм; $l = L - 275$;

J – осевой момент инерции сечения вала, мм^4; $J = \frac{\pi d^4}{64}$;

E – модуль упругости, МПа; $E = 2{,}15 \cdot 10^5$;

d – диаметр вала, $d = 12$ мм;

g – ускорение свободного падения, м/с^2.

Определить расчетное значение критической частоты вращения вала $n_{кр}$, об/мин, по формуле

$$n_{кр} = 300 \cdot \sqrt{\frac{10}{f}}\,.$$

Найти экспериментальное значение критической частоты вращения вала. Для этого необходимо произвести следующую последовательность действий:

– закрыть установку подвижным кожухом *8*, следя за тем, чтобы край ко-

жуха совпадал с риской, нанесенной на неподвижный кожух, и включить электродвигатель (пакетный выключатель *3* и кнопки *9*);

– регулируя рукояткой *6* частоту вращения вала электродвигателя, довести вал до состояния резонанса (зажигается лампочка Л2) и, не задерживая работу вала в этом положении, увеличить частоту вращения вала, выходя из зоны резонанса в закритическую область;

– затем вал из критической области через состояние резонанса ввести в докритическую область (опыт повторить три раза, фиксируя частоту вращения вала перед выходом в резонанс и после выхода из состояния резонанса);

– выключить электродвигатель, подсчитать среднее арифметическое значение критической частоты и сравнить с расчетным значением;

– увеличить массу вала, навинчиваем на диск одного кольца, а затем второго колец *16,* и опыты повторить в той же последовательности.

Результаты занести в таблицу и построить теоретический и экспериментальный графики зависимости критической частоты вращения вала от массы.

Для определения влияния жесткости вала на его критическую частоту вращения необходимо определить расчетные значения величин прогиба вала при его постоянной массе, когда расстояние L между опорами равно 500, 525 и 550 мм. Определить соответствующие расчетные значения критической частоты вращения вала.

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Цель работы.

2 Расчеты критической частоты.

3 Графики влияния массы и жесткости на критическую частоту вращения вала, построенные по результатам опытов и по расчетам.

4 Выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

1 Что такое критическая частота вращения вала и как ее определить?

2 Что такое резонанс?

3 В каких режимах может работать вал данной установки?

4 Как изменяется критическая частота с изменением жесткости вала?

5 Как изменяется критическая частота вращения с изменением массы вала?

6 Как изменяется критическая частота вращения при создании дисбаланса?

Список литературы

1 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 16-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2023. – 457 с. : ил.

2 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов ; под ред. О. А. Ряховский. – 15-е изд. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2024. – 564 с.: ил.