

Е.Ф. Чубенко

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА МОДУЛЬ 2.
ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

**3D-МОДЕЛИ КОНСТРУКЦИЙ
УЗЛОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ САМОХОДНЫХ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ЛИЦ
С ОГРАНИЧЕННЫМИ ВОЗМОЖНОСТЯМИ ЗДОРОВЬЯ**



Учебно-методическое пособие

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Владивостокский государственный университет
экономики и сервиса (ВГУЭС)

Институт транспорта и логистики

Е.Ф. Чубенко

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА МОДУЛЬ 2.
ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

**3D-МОДЕЛИ КОНСТРУКЦИЙ
УЗЛОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ САМОХОДНЫХ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ЛИЦ
С ОГРАНИЧЕННЫМИ ВОЗМОЖНОСТЯМИ
ЗДОРОВЬЯ**

Учебно-методическое пособие

Владивосток
Издательство ВГУЭС
2020

ББК 34.42
УДК 621.81(075.8)
Ч81

Рецензенты: *О. В. Гриванова*, канд. техн. наук, директор ИТЛ, доцент кафедры ТПТ ВГУЭС;
Г. Л. Овсянникова, канд. экон. наук, доцент кафедры ТПТ ВГУЭС

Чубенко, Елена Филипповна
Ч81 **Прикладная механика модуль 2. Техническая механика: 3D-модели конструкций узлов ходовой части самоходных транспортных средств для лиц с ограниченными возможностями здоровья : учебно-методическое пособие / Е.Ф. Чубенко; Владивостокский государственный университет экономики и сервиса. – Владивосток: Изд-во ВГУЭС, 2020. – 108 с.**

ISBN 978-5-9736-0599-5

В учебно-методическом пособии представлена авторская разработка, выполненная экспериментальным путем на базе лаборатории прикладной механики кафедры транспортных процессов и технологий Владивостокского государственного университета экономики и сервиса, изложены необходимые сведения о деталях самоходных транспортных средств для лиц с ОВЗ, проанализированы основные принципы конструирования сцепных устройств и ходовой части. Приведены описания разработанных 3D-конструкций, основных современных методов 3D-моделирования, организации и использования 3D-печати для изготовления деталей проектируемых узлов и конструкций. Пособие составлено в соответствии с учебными программами, а также требованиями ФГОС к учебным дисциплинам «Прикладная механика. Модуль 2» и «Техническая механика». Приведены описания лабораторных работ.

Для студентов направлений подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов; 23.03.01 Технология транспортных процессов всех форм обучения.

ББК 34.42
УДК 621.81(075.8)

ISBN 978-5-9736-0599-5

© Е.Ф. Чубенко, текст, 2020
© ФГБОУ ВО «Владивостокский государственный университет экономики и сервиса», издание, 2020

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время особое внимание уделяется улучшению качества жизни людей с постоянными или временными ограничениями возможностей здоровья (ОВЗ). Возвращение таких маломобильных групп населения в производственные процессы и социальную жизнь общества является гуманитарной и технической проблемой.

Настоящее учебно-методическое пособие предназначается для студентов ВГУЭС направлений подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, изучающих дисциплину «Прикладная механика. Модуль 2» и 23.03.01 Технология транспортных процессов, изучающих дисциплину «Техническая механика». В данных учебных курсах будущий бакалавр получает основные сведения и навыки, необходимые для проектирования деталей, узлов и машин в целом. Это требует выяснения характера работы деталей и узлов машин, а также изучения возникающих при этом явлений.

Часто влияние отдельных факторов на работу деталей не может быть учтено теоретическим путем, а оценивается либо на основании практики эксплуатации узлов машин, либо на основании результатов специально поставленных экспериментов. Отсюда следует, что экспериментальное изучение работы деталей машин является неотъемлемой частью учебных курсов.

Учебно-методическое пособие предназначено для изучения отдельного раздела дисциплин «Прикладная механика. Модуль 2» и «Техническая механика» с целью практической разработки 3D-моделей узлов самоходного транспортного оборудования (инвалидных колясок) для лиц с ОВЗ. Студентов ознакомят с методиками проведения экспериментальных работ, научатся выполнять 3D-модели конструкций. В учебно-методическом пособии также освещены некоторые узкие вопросы, наиболее трудные для понимания студентов, но обладающие актуальностью и новизной. Приведены описания лабораторных работ по указанным учебным курсам с подробными методическими указаниями по их выполнению, рассмотрены основные измерительные устройства и приборы с обоснованием их выбора, представлены итоговые тесты промежуточной аттестации. Даны методики расчета погрешностей измерений и контрольные вопросы к защите результатов работ.

Пособие может быть использовано не только при проведении работ по указанному курсу, но и при выполнении междисциплинарного курсового проектирования, работ по проектной деятельности и социально значимых научных проектов.

Тема 1. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ 3D-МОДЕЛИРОВАНИЯ

3D-моделирование – это процесс формирования виртуальных моделей, позволяющий с максимальной точностью продемонстрировать размер, форму, внешний вид объекта и другие его характеристики. Другими словами, 3D-моделирование – создание трехмерного изображения при помощи компьютерных программ.

Основной процесс моделирования представляет собой соединение наборов точек с линиями и полигональными фигурами для создания каркасных моделей.

1.1. Полигональное моделирование

Полигональное моделирование дает возможность производить различные манипуляции с сеткой 3D-объекта на уровне подобъектов: вершин, ребер, граней.

Сам полигон состоит из граней, но в системах, которые поддерживают многосторонние грани, полигоны и грани будут равнозначны.

Это самый первый и основной вид моделирования, так как при помощи его можно создать объект любой сложности путем соединения групп полигонов [1].

Полигональное моделирование подразделяется на три типа:

– **низкополигональное моделирование (Low-Poly)** – предназначено для создания объектов с небольшим числом полигонов, как правило для экономии ресурсов, когда не требуется высокая детализация, а также для создания низкополигональных иллюстраций, которые набирают большую популярность в последнее время;

– **среднеполигональное моделирование (Mid-Poly)** – ориентировано только на необходимый результат при рендеринге, то есть при моделировании нужной геометрии, например, с применением булевых операций; над полигональной сеткой никакие работы по её оптимизации не производят или они минимальны;

– **высокополигональное моделирование (High-Poly)** – создание объекта с большим числом полигонов, точной его копии.

Стандартная схема High-Poly моделирования происходит с постепенным наращиванием уровня детализации 3D-объекта:

– первый уровень является базовым и представляет собой общую форму объекта;

- на втором уровне происходит уточнение базовой формы, обычно путём добавления фасок;
- третий уровень – завершающий, то есть на нем производится четкая детализация объекта путем применения плагинов сглаживания.

1.2. Сплайновое моделирование

Сплайновое моделирование представляет собой создание 3D-объектов при помощи кривых линий (*сплайнов*). Сплайнами могут выступать линии различной формы: окружности, прямоугольники, дуги и т.д. Объекты при этом получают плавной формы, в связи с чем данный метод получил широкое применение в создании органических моделей, таких, как растения, люди, животные и т.д.

Преимущество данного метода в гибкости изменения формы сплайна. Такой вид моделирования часто сравнивают с полигональным, как векторную графику с растровой.

Преимущество векторной графики в том, что при увеличении объекта его качество не изменяется, в отличие от растрового, где становятся видны пиксели. При увеличении объекта, созданного сплайнами, его качество также останется неизменным, а при полигональном моделировании будут уже видны полигоны.

1.3. NURBS-моделирование

NURBS представляет собой технологию создания 3D-объектов при помощи специальных кривых, которые называются B-сплайнами.

Принцип моделирования состоит в следующем: при помощи B-сплайнов, расположенных по вертикали и горизонтали, строится нужная форма объекта, а затем все это соединяется при помощи полигонов.

Существуют две разновидности данного моделирования:

- **при помощи P-кривых** (Point), форму которых можно изменять посредством вершин, которые расположены на самой линии;
- **при помощи CV-кривых** (ControlVertex), форму которых можно изменять посредством вершин, которые расположены за пределами линии.

NURBS-моделирование применяется почти во всех популярных программах 3D-моделирования совместно с другими видами.

В качестве примеров программ, которые используют моделирование кривыми как основной метод, можно привести «Rhinoceros», «AutodeskAlias», «MOI 3D», «SolidThinking».

1.4. Промышленное моделирование

Системы Автоматизированного Проектирования (САПР) или по-английски CAD (Computer-Aided Design) применяют для создания 3D-моделей в первую очередь промышленного назначения.

Они предназначены для создания точных копий реальных объектов.

При данном виде моделирования учитываются не только малейшие зазоры, но и свойства материала моделируемого объекта, это обусловило его широкое применение в инженерном деле. Особенность такого моделирования состоит в том, что для создания модели используют не полигоны, а цельные формы.

Промышленное моделирование можно разделить на следующие подвиды: параметрическое, твердотельное и поверхностное.

В качестве примера программы, которая использует промышленное моделирование, можно привести «SolidWorks».

1.5. Параметрическое моделирование

Параметрическое моделирование осуществляется путем введения требуемых параметров элементов модели, а также соотношения между ними. Иными словами, создается математическая модель с нужными параметрами, изменяя которые можно создать различные комбинации модели и тем самым избежать ошибок, внося необходимые корректировки. Является достаточно старым и самым простым способом проектирования промышленных деталей и механизмов.

В качестве примера программы, которая использует промышленное моделирование, можно привести «Modo».

1.6. Твердотельное моделирование

Если при полигональном моделировании куб разрезать пополам, то там внутри будет пустота.

При твердотельном моделировании, если разрезать куб, то там не будет пустоты, как если бы разрезали реальный твердый предмет [3].

При построении модели работают сразу со всей оболочкой, а не с отдельными поверхностями.

Сначала создается простая форма оболочки, например, сферы, а затем к ней применяют различные операции: резка, объединение с другими телами, булевы операции и др.

Твердотельное моделирование идеально подходит для создания твердых 3D-моделей несложной формы: шестеренок, двигателей и т.д.,

но не применим к созданию мягких. В качестве примера программы, которая использует промышленное моделирование, можно привести «Rhinceros».

Вывод

Для того чтобы оптимизировать процесс создания моделей, необходимо освоить большинство из вышеперечисленных методов 3D-моделирования. Кроме того, множество современных комплексов программного обеспечения включают в себя все эти методы, например «Modo» и «Rhinceros 3D».

Тема 2. ОРГАНИЗАЦИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ 3D-ПЕЧАТИ

Модели для 3D-печати обычно распространяются в файлах формата STL. Чтобы превратить STL-файл в G-код, требуется программа-слайсер, которая нарезает 3D-модель на множество плоских двумерных слоев, из которых 3D-принтер будет складывать физический объект. Самым удобным и распространенным комплексом программного обеспечения является «Cura».

2.1. Виды материалов для 3D-печатаей

Для получения деталей с необходимыми свойствами (прочность, термостойкость, цветовая гамма) необходимо выбрать вид пластика. Кроме того, от требуемых свойств будет зависеть цена на готовое изделие [2]:

1. **PLA** – за счет небольшой температуры плавления и усадки является одним из самых доступных материалов для 3D-печати. Не требует наличия подогрева стола в принтере.

Пластик биоразлагаемый, не токсичный. При печати практически не пахнет.

Растворителем для PLA является дихлорметан (метиленхлорид, хлористый метилен).

2. **ABS** – ударопрочный термопластик. Очень популярный, благодаря своим физико-механическим свойствам.

Он прекрасно обрабатывается: шкурится, сверлится, пилится, также подходит для печати функциональных моделей. Хорошо растворяется ацетоном.

Благодаря этому можно получать глянцевые изделия при помощи ацетоновой бани. ABS при печати дает сильную усадку, желательно использовать принтер с закрытой камерой и подогреваемым столом.

3. **PETG** – полиэтилентерефталат-гликоль, высоко ударопрочный пластик из полиэтилентерефталата с добавлением гликоля (по международному обозначению PET-G). Является средним между ABS и PLA. Материал имеет небольшую усадку, им можно печатать на принтере без подогреваемого стола.

В то же время материал прекрасно обрабатывается. Растворитель – метилэтилкетон, циклогексанон.

4. **Polycarbonate, или PC**, – ударопрочный, жесткий, термостойкий материал, устойчивый к ударным воздействиям. Главное отличие от других видов пластика – слабая воспламеняемость.

Применяется для печати готовых функциональных изделий, требуется наличие камеры и подогреваемой платформы. Температура печати 260–300 градусов.

5. **ePA ESUN** (Нейлон) – износостойкий, без проблем обрабатывается, с отличным коэффициентом скольжения (можно печатать втулки), что делает его достаточно популярным. Отлично подходит для печати шестеренок и механизмов.

Для печати требуется подогреваемый стол, желательна закрытая камера.

6. **ePA-CF** – ePA с добавлением карбоновых волокон. Это делает изделия из ePA-CF еще более прочными, жесткими и износостойкими. Для печати рекомендуется принтер с закрытой камерой и подогреваемым столом.

7. **eFlex** – специальный гибкий материал, похожий на силикон. Изделия из него получаются гибкие и прочные.

Печатать лучше на небольших скоростях, около 15–30 мм/с, иначе пруток может «зажевываться» механизмом подачи.

8. **Bronze** – декоративный пластик на основе PLA с красивым бронзовым цветом. Подходит для печати декоративных изделий.

Готовые модели выглядят очень выигрышно, особенно бюсты. Можно печатать на холодном столе, главное хорошо обдуть модель.

9. **Wood** – декоративный пластик с цветом «дерево». В отличие от пластика с деревянным наполнителем очень легко печатается и не забивает сопло. Цвет получается с перламутровым блеском, но близкий к светлomu дереву.

10. **eCopper**, **eAfill** и **eSteel** – пластики с металлической пудрой (алюминиевой, нержавеющей или медной). Как и Bronze, интересны в декоративном применении.

После печати для «вскрытия» металлического наполнения рекомендуем зачистить модель металлической щеткой.

При печати могут возникнуть проблемы с прилипанием первого слоя, поэтому лучше печатать на принтерах с подогреваемым столом.

11. **HIPS** – термопластичный полимер. Его получают, добавляя во время полимеризации полибутадиен к полистиролу. Из-за того, что растворителем для него является лимонен – чаще всего используется как материал поддержки.

Поддержки из HIPSa легко выламываются и вымываются, хотя HIPS можно использовать в качестве самостоятельного материала. Он более мягкий по сравнению с ABS, легко шлифуется и обрабатывается.

12. **PVA**, или поливиниловый спирт, растворим в воде, что делает его непригодным для создания функциональных моделей, но позволяет использовать в качестве поддержек.

ESUN предназначен для прочистки сопла принтера. Хорошо подходит для атомной чистки экструдера или же для прочистки сопла при замене типа пластика.

Применение достаточно простое: после нагрева экструдера до 150–220 градусов необходимо вставить нить пластика и ждать, пока она выйдет через сопло с остатками загрязнений и застывшего пластика.

2.2. 3D-принтеры: устройство и принцип работы

2.2.1. Устройство 3D-принтера

3D-принтер – устройство для создания физических объектов путем последовательного накладывания слоев. Другими словами, 3D-принтер способен распечатать любой физический предмет, который смоделирован на ПК.

На сегодняшний день существуют различные модели 3D-принтеров, способные работать с разными расходными материалами.

Это означает, что при помощи трехмерной печати можно изготавливать любые детали для механизмов, которые смогут выдерживать высокие нагрузки и не уступают деталям, сделанным традиционным способом.

Независимо от модели все современные 3D-принтеры имеют одинаковый принцип работы.

По своему устройству 3D-принтер схож с обычным принтером для печати 2D-изображений.

Отличие заключается только в том, что 3D-принтер печатает в трех плоскостях. Другими словами, помимо ширины и высоты присутствует глубина.

Независимо от модели все 3D-принтеры имеют практически одинаковое устройство (рис. 2.1).

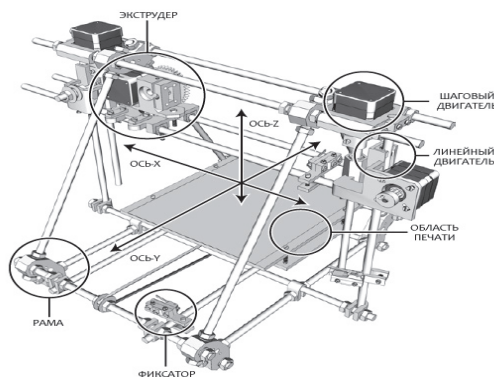


Рис. 2.1. Устройство 3D-принтера

Устройство 3D-принтера включает в себя:

- экструдер, который разогревает и выдавливает полужидкий пластик;
- рабочая поверхность – платформа, на которой выполняется печать;
- линейный мотор, приводящий в движение подвижные органы;
- фиксаторы – датчики, ограничивающие движения подвижных органов, к примеру, когда они подходят к краю рабочей поверхности;
- рама;
- картезианский робот – машина, способная двигаться в трех направлениях по осям координат X, Y и Z.

Принтер управляется при помощи компьютера, который задает величины движений каждого из компонентов.

2.2.2. Принцип работы 3D-принтера

Принцип действия 3D-принтера заключается в последовательном наложении тончайших слоев расходного материала (пластика или металлической пудры и т.д.).

Слой за слоем создается физический объект. При этом стоит отметить, что такая технология изготовления моделей отличается высокой скоростью, точностью и идентичностью оригиналу.

Принцип работы принтера по пластику заключается в том, что печатающая головка (экструдер) сильно нагревается и плавит пластик, который подается в виде литой трубки.

Далее расплавленный материал подается с нижней части печатающей головки и помещается в нужных местах.

Для правильной работы принтера необходим специальный файл, который содержит всю информацию о создаваемой модели.

В зависимости от модели принтер может быть подключен к ПК или работать автономно.

Как и любой другой 3D-принтер, устройства, печатающие металлом, также управляются при помощи компьютера. Кроме этого, используется такой же принцип послойного создания модели.

Однако в отличие от принтера, печатающего пластиком, 3D принтер по металлу не плавит расходный материал.

Печатающая головка наносит специальное связующее вещество (клей) в местах, указанных компьютером.

После этого вал наносит тончайший слой металлической пудры на всю рабочую площадь.

В местах, где нанесен «клей», металлическая пудра склеивается и затвердевает.

Далее печатающая головка снова наносит «клей», после чего вал насыпает еще один тончайший слой металлического порошка и т. д.

По окончании работы принтера получается необходимый физический объект.

Для придания детали жесткости и прочности изделие помещается в специальный контейнер, который засыпается бронзовой пудрой, и все это помещается в специальную печь для сплавления молекул металла между собой и насыщения изделия бронзой.

Применяемый в данной разработке 3D-принтер Phrozen Shuffle XL обладает следующими эксплуатационными характеристиками:

- длина УФ волны: 405 нм;
- технология печати: LCD;
- тип материала: Фотополимеры;
- размер области построения: 190×120×200 мм;
- точность позиционирования по оси XY: 75 мкм;
- точность позиционирования по оси Z: 10 мкм, двойной линейный рельс, винт, подшипник;
- толщина слоя: 10–100 микрон;
- источник света: Para LED Matrix 2.0, 8,9 дюймовый LCD дисплей разрешением 2К;
- скорость печати: До 20 мм/час;
- интерфейс подключения: Ethernet, USB, Wi-Fi;
- программное обеспечение: ChiTuСлайсер, NanoDLP;
- электропитание: 100-240 VAC, 50/60 Гц;
- вес (без упаковки): 19,5 кг;
- размеры (без упаковки): 390×290×470 мм.

Такой же принцип работы имеют и принтеры, печатающие стеклом.

Вывод

Для выполнения задач, сформулированных в настоящем учебно-методическом пособии, наиболее выгодным представляется использование Phrozen Shuffle XL 3D-принтеров, обладающих несомненными преимуществами с точки зрения стоимости и эксплуатационной надежности.

Тема 3. ПРИМЕНЕНИЕ СТАНКОВ С ЧПУ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ САМОХОДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ МАЛОМОБИЛЬНЫХ ГРУПП НАСЕЛЕНИЯ

3.1. Фрезерные станки с ЧПУ: виды и особенности

Для того чтобы правильно подобрать фрезерный станок с ЧПУ для изготовления матриц из пеноплекса, а также из некоторых цветных металлов, необходимо изучить их принцип работы и разновидности.

Развитие технологий стало причиной того, что компьютеры и другие передовые технические средства все активнее используются в повседневной жизни людей, а также в промышленности.

Например, на современных промышленных предприятиях и на небольших частных все чаще можно встретить фрезерный станок с ЧПУ, управляемый не руками оператора, а при помощи специальных компьютерных программ и соответствующих электронных устройств (рис. 3.1).

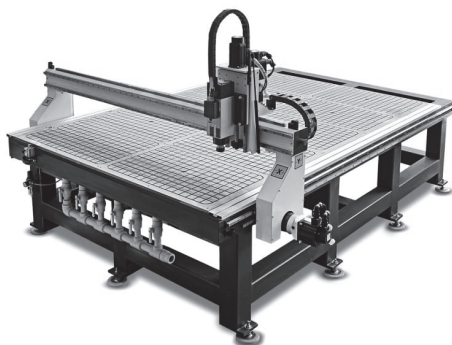


Рис. 3.1. Фрезерный станок с ЧПУ

Благодаря такой системе управления значительно облегчается эксплуатация станка, а из процесса изготовления деталей исключается человеческий фактор, который может оказывать негативное влияние на их качество и точность обработки.

3.1.1. Принцип работы фрезерных станков

Фрезерное оборудование позволяет осуществлять различные технологические операции: резку, сверление, расчет расстояний между отверстиями, которые необходимо выполнять, а также ряд других. В качестве материалов, которые можно обрабатывать на таком оборудовании, могут выступать:

- древесина;
- черные и цветные металлы;
- керамика;
- полимерные материалы;
- природный и искусственный камень.

Фрезерные станки с ЧПУ производятся в двух конструктивных исполнениях: консольного и бесконсольного типа.

В свою очередь модели консольного типа подразделяются:

- модели, обладающий широкой универсальностью;
- горизонтального типа;
- вертикального типа.

Модели бесконсольного типа бывают:

- вертикальные;
- горизонтальные.

Самыми популярными и, соответственно, распространенными являются фрезерные станки с ЧПУ консольного типа.

На консоль закрепляется обрабатываемая заготовка, и именно этот рабочий орган совершает движения по отношению к режущему инструменту.

Сам шпиндель такого станка не движется, он жестко зафиксирован в одной позиции.

Обработка на фрезерных станках бесконсольного типа осуществляется за счет того, что перемещаться в них может как рабочий стол, который движется в двух направлениях, так и шпиндель, способный изменять свою позицию в вертикальной плоскости, а также во всех остальных направлениях (рис. 3.2).

Станок фрезерной группы с ЧПУ автоматически выполняет операции, информация о которых предварительно записана на один из носителей. Программы, которые управляют его работой, могут быть нескольких типов:

– *позиционные*, предполагающие фиксацию координат конечных точек, по которым и выполняется обработка заготовки. Такие программы используются для управления станками сверлильной и расточной группы;

– *контурные*, управляющие траекторией обработки заготовки. Они используются для управления станками круглошлифовальной группы;

– *комбинированные*, которые объединяют в себе возможности программ контурного и позиционного типа. Такими программами управляются станки, относящиеся к многоцелевой категории;

– *многоконтурные* являются самым сложным типом ПО. С их помощью можно управлять всеми функциональными возможностями станка. При помощи таких программ обеспечивается управление широкоформатным оборудованием.

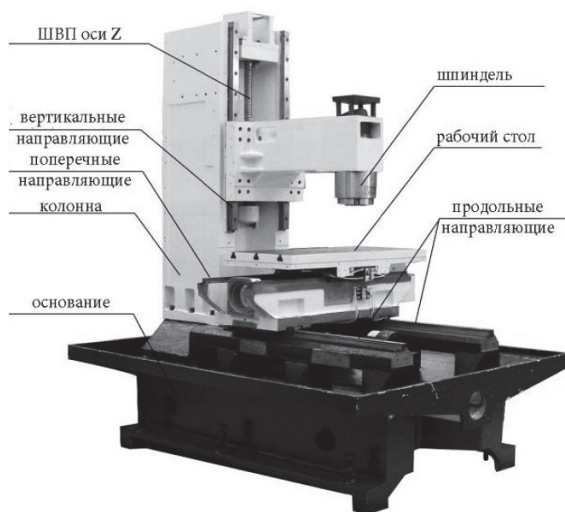


Рис. 3.2. Основные узлы станка

Фрезерные станки, оснащенные ЧПУ, обладают целым рядом значимых преимуществ:

- позволяют увеличить производительность обработки в 2–3 раза;
- дают возможность изготавливать детали с высокой точностью;
- минимизируют объем ручного труда, что позволяет уменьшить штат обслуживающего персонала;
- сокращают время, необходимое для подготовки заготовок;
- минимизируют время обработки деталей.

3.1.2. Разновидности фрезерных станков с ЧПУ

Станки фрезерной группы, оснащенные ЧПУ, в зависимости от того, какой материал на них обрабатывается, подразделяются на следующие категории:

- для работы по металлу;
- для обработки полимеров.

Большую категорию оборудования данной группы составляют станки, на которых обрабатываются детали, выполненные из различных металлов:

- настольные фрезерные станки, оснащенные ЧПУ;
- обрабатывающие центры, отличающиеся высокой функциональностью;
- станки широкоуниверсального типа;
- токарно-фрезерной категории;
- сверлильно-фрезерной группы.

Фрезерные станки, управление которых осуществляется при помощи специальных управляющих программ, можно использовать для оснащения как домашней мастерской, так и на небольших предприятиях и в лабораториях, поскольку они отличаются простотой эксплуатации и позволяют изготавливать детали из металла и пеноплекса, выполненные с высокой точностью своих геометрических параметров.

По принципу работы и своей производительности фрезерные станки, оснащенные ЧПУ, могут быть следующих категорий:

- отличающиеся небольшими габаритами и невысокой производительностью – министанки;
- настольного типа;
- вертикально-фрезерного типа;
- широкоформатные.

Оборудование настольного типа обладает рядом весомых преимуществ:

- невысокая стоимость;
- исключительная мобильность;
- простота эксплуатации и конструктивного исполнения.

Такие станки, несмотря на свою компактность, способны выполнять различные технологические операции по металлу и другим материалам: фрезерование, сверление, растачивание.

Для обработки заготовок, обладающих большими габаритами, используются вертикально-фрезерные станки. В качестве рабочих инструментов на них применяются сверла, фрезы цилиндрического, концевого, фасонного и торцевого типов. С помощью такого оборудования, которым преимущественно оснащаются крупные производственные предприятия, можно выполнять обработку как горизонтальных, так и вертикальных поверхностей.

Широкоформатные фрезерные станки, оснащенные ЧПУ, полностью соответствуют своему названию: в их конструкции имеется специальная рабочая головка, которая может поворачиваться в любом направлении. Благодаря своей универсальности такие станки чаще всего используются для оснащения цехов нестандартного оборудования и инструментальных участков.

Наиболее подходящий вариант для лаборатории прикладной механики – вертикально-фрезерный станок бесконсольного типа со средним рабочим полем.

3.1.3. Подбор фрез

Выбирать фрезу для 3D-обработки следует исходя из их типа заготовки для будущего изделия. В зависимости от твёрдости поверхности заготовки понадобятся либо фрезы из быстрорежущей стали (с молибденовыми и/или вольфрамовыми добавками), либо более выносливые – из твёрдого сплава.

Со временем, по мере износа, режущие кромки фрезы истираются и выкрашиваются. Поэтому в идеале материал режущей части должен быть очень твёрдым, но не слишком хрупким.

Создать сплав, сочетающий оба этих требования, очень непросто. Поэтому твёрдосплавные фрезы отличаются высокой стоимостью и узкой «специализацией» (под каждый тип заготовки).

Поскольку 3D-изделия, как правило, имеют сложный рельеф со множеством мелких деталей, для их фрезеровки используются цилиндрические или конусные сферические фрезы различного диаметра (3–6 мм для черновой обработки и 1–3 мм – для чистового этапа).

При использовании твёрдосплавной конической двухзаходной конусной фрезы возможна обработка сравнительно глубоких 3D-рельефов за один этап (без чернового фрезерования).

Конусная форма обуславливает значительную прочность фрезы при малом размере режущего кончика.

Для 3D-обработки акрила и цветных металлов (алюминия, бронзы, меди) применяют сферические или V-образные граверы. Этот инструмент также подходит для снятия фасок с торцевых краёв заготовок из цветных металлов.

Для 3D-обработки органического стекла или пластика (АБС, ПВХ) используется конический гравер. Такой инструмент отлично подходит для точной гравировки эскизов с мелкими деталями. Обеспечивает высокую гладкость поверхности после чистового этапа фрезерования.

Для нанесения мелких символов следует выбирать гравер с меньшим углом и малым лезвием. Для резьбы, напротив, угол следует выбирать максимальным.

Основные виды фрез:

1) *концевая* – с ее помощью фрезеровка материала осуществляется по ряду линий. Алмазные фрезы ЧПУ-обработки имеют две рассекающие кромки и напоминают сверло;

2) *торцевая* – в этом виде инструмент имеет форму цилиндра, а производные резьбы выступают на торцах. Применимы для создания ровной плоскости;

3) *дисковая* – применяют для формирования пазов и выемок. Многозадачный инструмент производит большинство операций, зависящих от количества и месторасположения режущих кромок;

4) *угловая* – используют для фрезеровки края поверхности. В составе две режущие кромки, находящиеся одна к другой под разными углами;

5) *фасонная* – используется для криволинейных фрезерных работ и формирования разноуровневых образцов. Фасонные лезвия фрезы для станка отличаются высочайшими характеристиками и используются уже при финишной обработке, где срез выходит предельно аккуратным.

Виды фрез по обработке:

1) *однозаходные*, с обрезкой стружки вверх. Лидируют в фрезеровании пластмассы и вязких веществ;

2) *двухзаходные*, с удалением стружки вверх. Подбирают при обработке древесины, легкой и неплавкой продукции;

3) *трех- и четырехзаходные*, с обрезкой стружки вверх. Используются при выполнении объемных работ, обладают высокой скоростью;

4) *с обрезкой стружки вниз*. Выбирают при работе с тонким предметом или когда ряд листов обрезается одновременно. Преимуществом выбора является дополнительное надавливание поверху;

5) *с ровными лезвиями*. Применяются для резьбы фанеры и иных многослойных изделий;

6) *«кукуруза», рашпильные, бор-фрезы* применимы в деятельности со стеклотекстолитом, материалами, обладающими высокой твердостью;

7) *компрессионные*. Используют при работе с деревом, склонным к возникновению ворса или сколов;

8) *фасонные*. Инструмент с ножами для гибкого композита V-образные, галтельные, калёвочные. Задача – обработка фасонной поверхности;

9) *для рельефов и обработки 3D*. Характерной чертой выступает сферический наконечник, с помощью которого формируются рельефные поверхности;

10) *граверы* – применяются для гравировальной деятельности.

3.2. Язык программирования станков с ЧПУ

G-код – условное именование языка программирования устройств с числовым программным управлением (ЧПУ).

Производители систем ЧПУ (CNC), как правило, используют ПО управления станком, для которого написана (оператором) программа обработки в качестве осмысленных команд управления, используется G-Code в качестве базового подмножества языка программирования, расширяя его по своему усмотрению.

G-Code – это стандартный язык печати, используемый многими 3D-принтерами для управления процессом печати.

Файлы G-Code могут быть открыты с помощью различных программ 3D-печати, например, Simplify 3D, G-CodeViewer, а также текстового редактора, поскольку их содержимое представляет собой обычный текст.

3.2.1. Уровни CAD/CAM-системы

CAM-система предназначена для автоматического создания управляющих программ на основе геометрической информации, подготовленной в CAD-системе.

Главные преимущества заключаются в наглядности работы, удобстве выбора геометрии, высокой скорости расчетов, возможности проверки и редактирования созданных траекторий.

Различные CAM-системы могут отличаться друг от друга областью применения и возможностями.

К примеру, существуют системы для токарной, фрезерной, электроэрозионной обработки, деревообработки и гравировки. Несмотря на то, что большинство современных CAD/CAM-систем умеют создавать УП для любого типа производства, такое разделение по областям применения остается актуальным.

В свою очередь, модули системы отличаются определенным уровнем возможностей. Обычно для фрезерной обработки вводят следующие уровни:

- 2,5-осевая обработка. На этом уровне система позволяет рассчитывать траектории для простого двухкоординатного фрезерования и обработки отверстий;

- трехосевая обработка с позиционированием 4-й оси. На этом уровне вы сможете работать с 3D-моделями. Система способна генерировать УП для объемной обработки;

- многоосевая обработка. В этом случае система предназначена для работы с самым современным оборудованием и способна создавать УП для 5-осевого фрезерования самых сложных деталей.

Чем выше уровень модуля, тем большими возможностями он обладает. Естественно, что для разработки алгоритмов 5-координатной обработки требуются большие инвестиции (как финансовые, так и интеллектуальные), чем для разработки алгоритмов 3-координатной обработки. Следовательно, и стоимость модулей будет разной.

3.2.2. Геометрия и траектория

Прежде чем начать работу с CAD/CAM-системой, необходимо понять, что геометрия детали, изготовленной на станке с ЧПУ, может отличаться от истинной геометрии CAD-модели.

Несомненно, 3D-модель служит базой для расчета траекторий, но готовая деталь является результатом работы САМ-системы и станка с ЧПУ, которые по-своему интерпретируют исходную геометрическую информацию.

Чем выше задана точность, тем больше будет произведено отдельных сегментов и тем больший размер будет иметь программа обработки. Особенно ярко этот эффект проявляется при обработке 3D-моделей.

Самым первым действием является выбор геометрических элементов, подлежащих обработке. Такие геометрические элементы называются рабочими, или обрабатываемыми. Это могут быть точки, линии, поверхности, грани и ребра 3D-моделей.

Современные САМ-системы позволяют контролировать перемещение инструмента не только относительно рабочих элементов, но и относительно других геометрических элементов. Можно выбрать контролируемые элементы, которых инструмент не должен касаться ни при каких условиях.

Некоторые САМ-системы требуют определения геометрии заготовки уже на начальном этапе проектирования обработки. Это означает, что система рассчитывает траектории, исходя из действительного припуска. Заготовка может быть определена несколькими способами:

- в виде цилиндра;
- в виде параллелепипеда (куба);
- произвольной формы.

Существуют системы, которые не требуют определения геометрии заготовки на этом этапе. Заготовка назначается и используется только на этапе верификации и не участвует в процессе расчета траекторий. Такое решение является недостаточно эффективным, так как при расчетах система всегда исходит из заготовки правильной формы – параллелепипеда или цилиндра. Если же на самом деле заготовка имеет неправильную форму, то система может сформировать довольно много холостых ходов.

Выбирая геометрические элементы, подлежащие обработке, следует учитывать положение детали и заготовки относительно нулевой точки. Можно сместить 3D-модель детали относительно нулевой точки таким образом, чтобы выбранный элемент совпал с ней. Можно сместить нулевую точку относительно модели, «привязывая» ее к определенному геометрическому элементу. Однако это не означает, что первоначальный выбор нулевой точки является окончательным. Система позволяет изменять любые параметры, в том числе и положение нулевой точки детали, в любой момент и на любом этапе проектирования обработки.

На втором этапе работы с САМ-системой происходит выбор стратегии и параметров обработки, назначается инструмент и режимы реза-

ния. Современная система обычно имеет солидный набор стратегий и позволяет выполнить обработку одной и той же детали разными способами.

Условно все стратегии можно разделить на черновые и чистовые, стратегии плоской и объемной обработки.

Стратегии плоской обработки применяются при работе с 2D-геометрией. В этом случае не требуется большого разнообразия – вся обработка сводится к фрезерованию контура или плоскости, выборке кармана и обработке отверстий.

Стратегии объемной обработки предназначены для работы с 3D-моделями. Эти стратегии отличаются большим разнообразием, однако условно могут быть разделены на черновые и чистовые.

Стратегии объемной черновой обработки предназначены для быстрой послойной выборки большого объема материала и подготовки детали к последующей чистовой обработке.

Стратегии объемной чистовой обработки используются для окончательного фрезерования поверхностей с требуемым качеством. Зачастую при объемном чистовом фрезеровании управление перемещением режущего инструмента осуществляется одновременно минимум по трем координатам.

Как правило, при объемной обработке используют сферические фрезы. В этом случае произвести расчет перемещения инструмента самостоятельно, без использования CAD/CAM-системы чрезвычайно трудно.

Стратегия радиальной обработки обычно применяется для черновой или чистовой обработки деталей круглой формы. Перемещение инструмента в этой стратегии производится от центра детали к ее внешним границам (или наоборот) с постепенным изменением угла в плоскости обработки.

С помощью черновой вертикальной выборки можно быстро обработать деталь, используя движения, аналогичные сверлению.

Производства, использующие такую стратегию, приобретают специальные плунжерные фрезы, позволяющие быстро выбрать материал и имеющие подвод охлаждающей жидкости через ось инструмента.

Стратегия черновой вертикальной выборки отлично подходит для обработки глубоких впадин и карманов.

Стратегия фрезерования остатков (дообработка) позволяет автоматически удалить материал, оставшийся от предыдущей операции.

Для увеличения производительности обработки принято выбирать материал сначала инструментом большого диаметра, а уже затем производить фрезерование в труднодоступных местах инструментом меньшего диаметра.

Система, анализируя объем снятого и оставшегося материала, автоматически генерирует траекторию для выборки материала, который не был удален в предыдущей операции обработки.

Стратегия контурной обработки используется для черновой или чистовой контурной обработки деталей произвольной формы. Суть стратегии заключается в удалении припуска за счет проходов фрезы по контурам, созданным путем «смещения» границ текущего слоя по Z.

Стратегию обработки по потоковым линиям применяют для чистовой обработки любых поверхностей. Система создает траектории с учетом формы и направления поверхностей.

Стратегия проекционной обработки позволяет наложить на любой участок обрабатываемой поверхности своеобразный шаблон траектории движения инструмента или спроецировать плоскую траекторию на 3D-модель.

После выбора стратегии и определения основных параметров обработки необходимо назначить режущий инструмент либо выбрать его из библиотеки инструментов. На этом же этапе определяются режимы резания: скорость рабочей подачи, обороты шпинделя – и программируется включение или выключение СОЖ.

Результатом второго этапа является сформированная траектория. В дереве операций САМ-системы должна появиться новая технологическая операция.

3.2.3. Бэкплот и верификация

В настоящее время любая САМ-система имеет функции для проверки правильности созданных траекторий.

Функция бэкплота (Backplot) позволяет отслеживать перемещения режущего инструмента. При этом можно наблюдать за траекторией центра инструмента и самим инструментом прямо на 3D-модели.

Как правило, бэкплот используется для предварительной проверки рассчитанных траекторий и настройки технологических параметров операции. Окончательная проверка обычно осуществляется с помощью верификации.

Инструменты верификации предоставляют возможности для наглядной проверки траектории движения инструмента, для оценки качества и общей технологии изготовления детали.

Основной смысл верификации заключается в демонстрации процесса удаления материала заготовки и возможности посмотреть на окончательный результат работы УП – модель изготовленной детали. Верификация может быть твердотельной или растровой. В случае твердотельной верификации система работает с трехмерной моделью заготовки и позволяет реализовать множество полезных функций.

Результатом предыдущего этапа является сформированная траектория перемещения инструмента для определенной операции. Информацию об этой траектории, всех координатах и инструменте система записывает в специальный промежуточный файл. Этот файл не похож на обычную программу обработки, в нем нет привычных G- и M-кодов. В настоящий момент именно этот файл является объектом для верификации и бэклода.

После постпроцессирования необходимо перенести файл УП в операционную систему станка следующими способами:

- через провод;
- по локальной сети;
- DVD- или USB-разъем;
- по сети Wi-Fi.

Ассоциативность CAD/CAM-системы заключается в ее способности связать геометрию с траекторией обработки, инструментом, материалом, параметрами и сформировать завершённую операцию.

Тема 4. МОТОР-КОЛЕСО КАК ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ДЛЯ ЛИЦ С ОВЗ

Мотор-колесо – это электродвигатель, встроенный в колесо, в котором не используется дополнительный механизм передачи мощности от двигателя к колесу, мотор-колесо не имеет трущихся деталей, за исключением подшипников в безредукторном варианте.

Мотор-колесо наиболее подходит к конструкциям инвалидных колясок, поскольку имеет малые габариты, невысокую стоимость, простоту конструкции, эксплуатационную надежность и высокий коэффициент полезного действия, а также является экологически чистым.

В настоящее время известны следующие конструкции мотор-колес: редукторные и с прямым приводом, а также бесщеточные или бесколлекторные. Они отличаются по типу питания. Существует два основных варианта: вентильные трёхфазные мотор-колёса и коллекторные мотор-колёса постоянного тока.

Коллекторные и бесколлекторные электродвигатели постоянного тока различаются тем, как электрический ток передается на коммутатор или электромагниты, которые заставляют ротор продолжать вращаться.

По сути, в щеточном двигателе ток передается механически через металлические щетки, тогда как в бесколлекторном двигателе ротор поворачивается благодаря электронике, без необходимости физических контактов.

В щеточном двигателе фиксированные магниты располагаются с обеих сторон вращающегося электромагнита: один ориентирован на положительный полюс, а другой – на отрицательный. Электромагнит формируется рядом катушек или обмоток и называется коммутатором.

Когда электрический ток проходит через эти обмотки, они генерируют собственное магнитное поле, которое отталкивается и притягивается к магнитным полям, генерируемым фиксированными магнитами.

В бесщеточном двигателе постоянного тока позиции фиксированных магнитов и электромагнитных катушек меняются на противоположные. Фиксированные магниты размещаются на роторе, а обмотки размещаются в окружающем его корпусе.

Двигатель работает благодаря току, проходящему через каждую обмотку последовательно. Это отталкивает и притягивает поля неподвижных магнитов и поддерживает вращение ротора, к которому они прикреплены.

Для работы такого двигателя обмотки коммутатора необходимо синхронизировать с неподвижными магнитами, чтобы поля постоянно находились в оппозиции, а ротор продолжал вращаться.

Для этого требуется электронный контроллер или микропроцессор для координации приложения тока к каждой электромагнитной катушке.

Графическая схема классификации электрических двигателей показана на рис. 4.1.



Рис. 4.1. Классификация электрических двигателей

В результате проведенного анализа было выбрано мотор-колесо с коллекторным двигателем постоянного тока. Аргументировано это тем, что они дешевле и проще в конструкции и обслуживании, чем бесколлекторные двигатели, поскольку их механизм менее сложный.

Располагаться такое колесо будет сзади, т.к. это увеличит маневренность и повысит управляемость данной конструкции в целом.

Для конструкций, представленных в данном методическом пособии, наиболее подходят два типа мотор-колес.

Первый тип мотор-колеса предназначен для конструкций тянущего типа (табл. 4.1).

**Технические характеристики мотор-колеса Mijia Xiaomi M365
для конструкций тянущего типа**

Показатель эффективности	Параметры
Мощность двигателя	250 Вт
Емкость аккумулятора	2000мАч
Диаметр колеса	6,5"
Максимальная скорость	25 км/ч

Данное мотор-колесо состоит из следующих элементов (рис. 4.2):

- тормозной диск;
- ведущий электродвигатель;
- электромагнитный тормозной суппорт;
- электродвигатель активной подвески;
- стальная пружина подвески, активная электрическая подвеска.

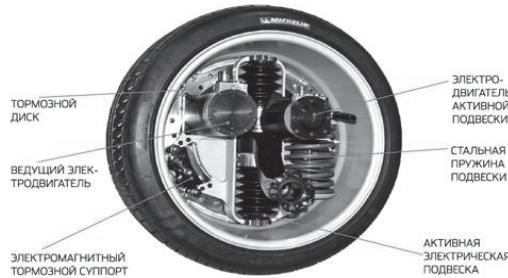


Рис. 4.2. Мотор-колесо Mijia Xiaomi M365 для конструкций тянущего типа

Его технические характеристики приведены в табл. 4.2.

**Технические характеристики мотор-колеса KUGOO M2 PRO
для конструкций толкающего типа**

Материал	Алюминиевый сплав
Мощность мотор-колеса	350Вт
Размер колеса	8,5"
Максимальная скорость под нагрузкой	30 км/ч
Емкость батареи	2500 мАч
Емкость и напряжение АКБ	7.5 Ач, 36 В

Такое мотор-колесо обладает большей мощностью, емкостью батареи и максимальной скоростью специально для конструкции толкающего типа, требующей большей мощности для начала движения.

Данный тип мотор-колеса также состоит из:

- тормозного диска;
- ведущего электродвигателя; электромагнитного тормозного суппорта;
- электродвигателя активной подвески;
- стальной пружины подвески;
- активной электрической подвески (рис. 4.3).

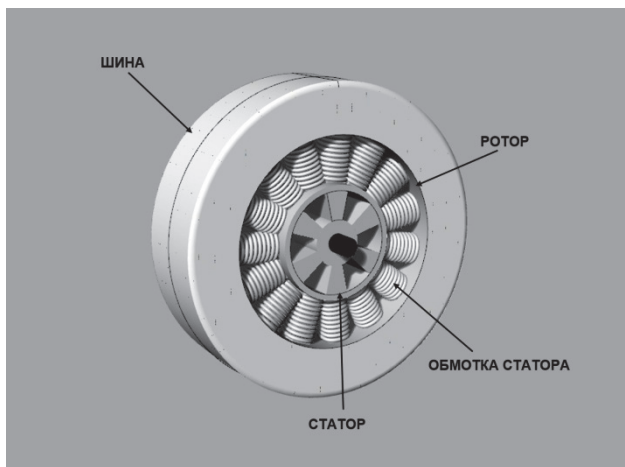


Рис.4.3. Мотор-колесо KUGOO M2 PRO толкающего типа

Вывод

Конструкции с мотор-колесами как тянущего, так и толкающего типа могут быть применены при создании конструкций и узлов самоходных транспортных средств для лиц с ОВЗ.

Выбор типа расположения стойки управления зависит непосредственно от задачи проектирования и может иметь различные решения.

Тема 5. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ 3D-МОДЕЛЕЙ СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ САМОХОДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

5.1. Сцепные устройства в конструкциях тянущего типа

5.1.1. Стержневое сцепное устройство

Маломобильные транспортные средства тянущего типа представляют собой в большинстве инвалидные коляски с присоединенным мотор-колесом в передней части конструкции.

При этом сцепление с мотор-колесом может производиться при помощи различных конструкций сцепных устройств.

В конструкции тянущего типа основой для ведущей транспортной стойки является мотор-колесо, которое обеспечивает привод всей конструкции.

Стойка с мотор-колесом предназначена для управления конструкцией и подачи сигнала для начала движения или торможения с помощью контроллеров.

В нижней части стойки расположен аккумулятор и амортизатор с мотор-колесом, т.е. электрическим двигателем (рис. 5.1).

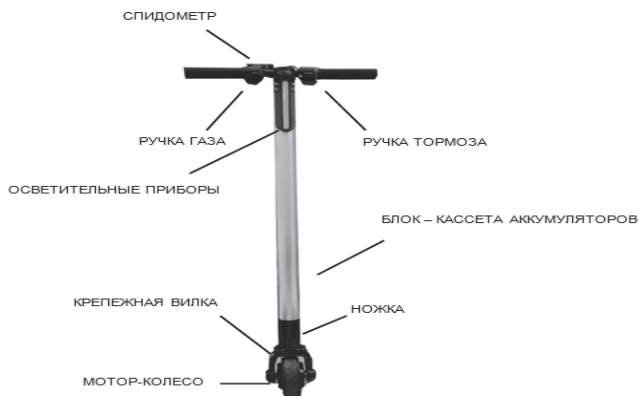


Рис. 5.1. Транспортная стойка с мотор-колесом

В представленном учебно-методическом пособии показана конструкция стержневого сцепного устройства, состоящего из главной и ответной частей. Главная часть состоит из цилиндрической втулки для соединения со стойкой управления. К цилиндрической втулке приваривается металлическая траверса со стальными направляющими стержнями, которые входят в цилиндрические втулки ответной части.

Ответная часть состоит из цилиндрических втулок и перфорированных пластин, которые привариваются к конструкции инвалидной коляски.

Конструкция закрепляется эксцентриковыми замками, которые обеспечивают перемещение стойки мотор-колеса в вертикальной плоскости, обеспечивая сцепление с поверхностью дорожного полотна, одновременно исключая из работы пассивно-ведомые задние колеса коляски.

Таблица 5.1

Функциональные характеристики конструкции

Элемент	Функция
Мотор-колесо	выполнение функции электродвигателя
Аккумулятор	источник питания для мотор-колеса
Амортизатор	гашение колебаний и вибраций, передаваемых на мотор-колесо
Спидометр	измерение скорости движения
Ручка тормоза	подача сигнала для торможения
Ручка газа	подача сигнала для начала движения

У данного типа сцепных устройств имеются свои недостатки (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Недостатки сцепного устройства стержневого типа

Недостаток	Последствие
Отсутствие устройства закрепления стойки в транспортное положение	Усложняет использование коляски в ограниченных габаритах помещений
Нестабильная прижимная сила мотор-колеса вследствие удаленности центра тяжести от центральной вертикальной оси стойки	Приводит к потере управляемости коляски и пробуксовке ведущего колеса

Недостаток	Последствие
Недостаточная эффективность тормозного устройства с увеличением скорости транспортировки и маневрирования коляски	Потеря управляемости транспортного устройства на повороте и на подъёме на угол до 12°
Отсутствие регулировки высоты стойки управления для пользователей с различными антропологическими данными	Возможные физические неудобства

Основным преимуществом стержневого цепного устройства является высокая сила прижатия к дорожному полотну, что минимизирует риск пробуксовки.

Дополнительные преимущества:

- малый вес;
- малая стоимость;
- легкость в сборке-разборке.

Разработанная конструкция стержневого цепного устройства приведена на рис. 5.2.

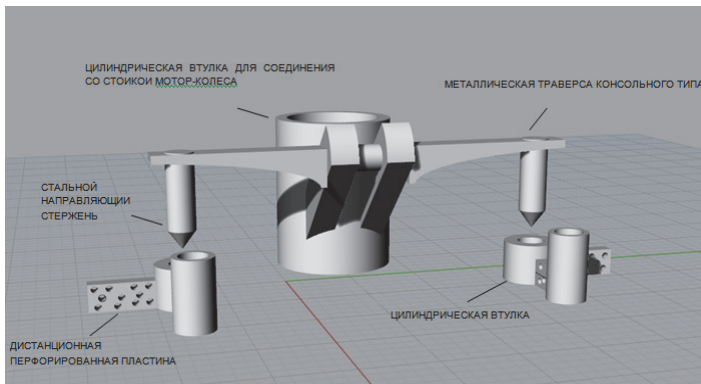


Рис. 5.2. Сцепное устройство стержневого типа

5.1.2. Втулочное сцепное устройство

Особую роль при разработке конструкций играют потребности пожилых людей, зачастую лишенных возможности комфортного существования [7].

Облегчить передвижение до работы, медицинского учреждения, торгового центра, рынка, приусадебного участка или прогулки по городу сможет универсальное транспортное средство, а именно: трехколесный велосипед с мотор-колесом в качестве электрического двигателя, концептуальная разработка которого представлена в данной работе.

Такое средство поможет без труда обеспечить перевозку необходимых пожилым людям грузов без привлечения посторонней помощи, так как имеет техническую возможность прикреплять к основной конструкции грузовую тележку.

Легкость в управлении, обслуживании и высокая техническая надежность делают его актуальным и социально значимым для пожилых людей.

Соединение стойки с рамой осуществляет цилиндрическое сцепное устройство втулочного типа (рис. 5.3), обеспечивающее жесткость и неподвижность двум деталям, а также целостность конструкции и обладающее достаточной прижимной силой для исключения буксования по дорожному полотну.

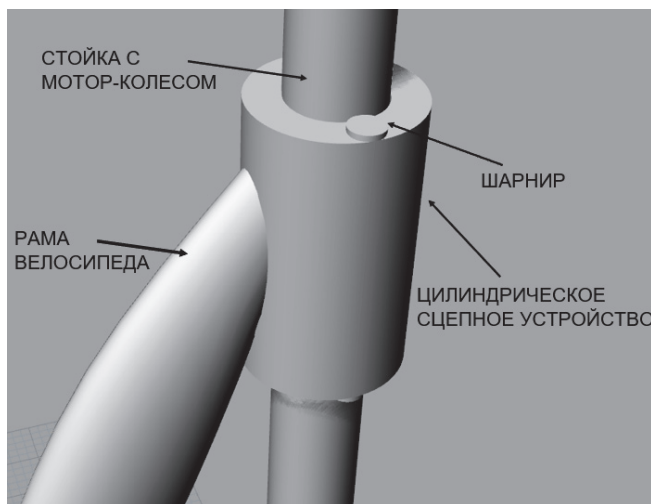


Рис. 5.3. Цилиндрическое сцепное устройство втулочного типа

Данное сцепное устройство перераспределяет переносимый вес нагрузки на раму.

Между трубой стойки и втулкой сцепного устройства расположена резиновая цилиндрическая прокладка для лучшего обеспечения неподвижности, более плотного прижатия к стойке и гашения вибраций от рамы.

5.1.3. Телескопическое сцепное устройство

Данный тип сцепного устройства выполнен из двух частей, которые закрепляются шплинтом. Такое сцепное устройство обеспечивает жесткое сцепление частей, что придает комфортность передвижению, а также обеспечивает устройство рядом важных технических характеристик: переносимый вес нагрузки, жесткость сцепления, прижимная сила и т.д.

Первая часть телескопического сцепного устройства закрепляется на транспортной стойке с мотор-колесом при помощи цилиндрической втулки. С цилиндрической втулкой соединен прямоугольный стержень, который входит в стержень ответной части.

Ответная часть крепится к инвалидной коляске при помощи платформы. На платформе расположен стержень прямоугольного поперечного сечения. Обе части фиксируются шплинтом, который входит в проделанные отверстия в прямоугольных стержнях.

Такие сочетания расположений отверстий и шплинта дают преимущество в расположении сцепления (рис. 5.4).

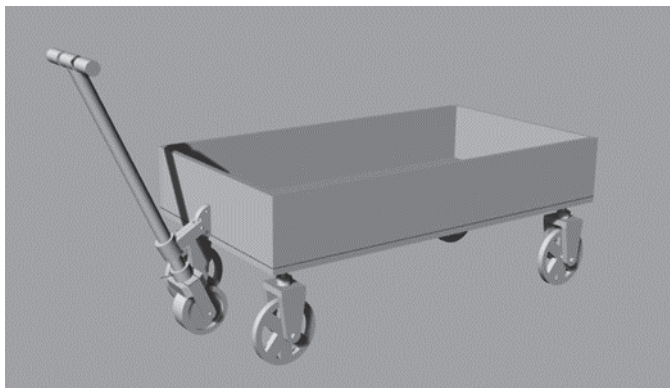


Рис. 5.4. Телескопическое стержневое устройство

5.2. Секторальное сцепное устройство в конструкциях толкающего типа

Анализ результатов большого количества натуральных экспериментов, проводимых в лаборатории прикладной механики кафедры ТПТ Института транспорта и логистики, показал перспективу разработки помимо конструкций инвалидных колясок также универсальных самоходных грузовых тележек.

Количество автомобильного транспорта в стране ежегодно растет, что приводит к увеличению числа автосервисных предприятий и производственного персонала, в том числе и с постоянным и временным ОВЗ. Также с улучшением развития экономики возникает потребность в складском хранении производственной выработанной материальной продукции, что вызывает рост и развитие складской сети, использующей физический труд при транспортировке различных грузов.

С ростом благосостояния населения увеличивается строительство зданий как жилого сектора, так и производственных предприятий, что является основой создания новых строительных площадок и использования на них большого количества людей, занятых физическим трудом.

Учитывая технологичность и экономичность изготовления тележек, принято конструктивное решение применения наклонной стойки толкающего типа (рис. 5.5).



Рис. 5.5. Транспортная стойка толкающего типа с грузовым устройством

Для организации движения следует соединить транспортную стойку с конструкцией.

Существует множество технических сцепных устройств, не применяющихся с мотор-колесами, а именно: крюк-петля, стандартное устройство крюкового типа и т.д.

Но все они обладают общим недостатком – отсутствием возможности изменять угол наклона стойки, они статичны.

Применительно к конструкции данной грузовой тележки было разработано секторальное сцепное устройство, содержащее шплинтовой элемент поворотного типа с пластинчатыми силовыми тягами и амортизаторами, поскольку именно оно позволяет изменять угол наклона стойки.

ки в довольно широком диапазоне и подходит по антропологическим критериям различным пользователям, благодаря этому нет ограничения в удобстве эксплуатации.

Также была учтена маленькая трудоемкость изменения положения стойки в конструкции тележки.

Существуют различные типы грузовых тележек: пластинчатые, трубчатые, ковшовые.

За основу разрабатываемой конструкции была взята пластинчатая, экономически выгодная и обладающая большим потенциалом в модернизации и спектре перевозимых предметов благодаря ее геометрической форме (рис. 5.6).

Секторальное сцепное устройство является универсальным сцепным устройством конструкции для людей с разными антропологическими размерами, так как обладает возможностью изменять угол наклона стойки в довольно широком диапазоне за счет секторального барабана, что увеличивает управляемость транспортного средства.

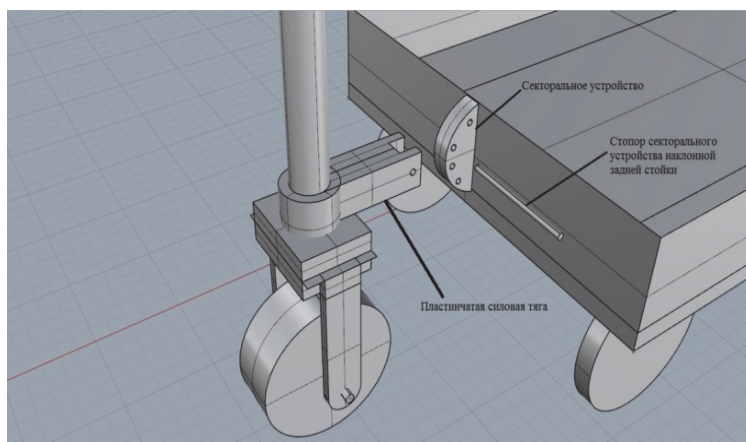


Рис. 5.6. 3D-чертеж конструкции с секторальным сцепным устройством

Данное сцепное устройство состоит из двух частей. Первое – это секторальный барабан, который соединяется с инвалидной коляской или грузовой тележкой при помощи сварных швов (рис. 5.7).

Секторальный барабан имеет несколько отверстий для выбора угла наклона стойки управления.

Вторая часть состоит из пластинчатой силовой тяги с цилиндрической втулкой для закрепления на стойки управления с мотор-колесом.

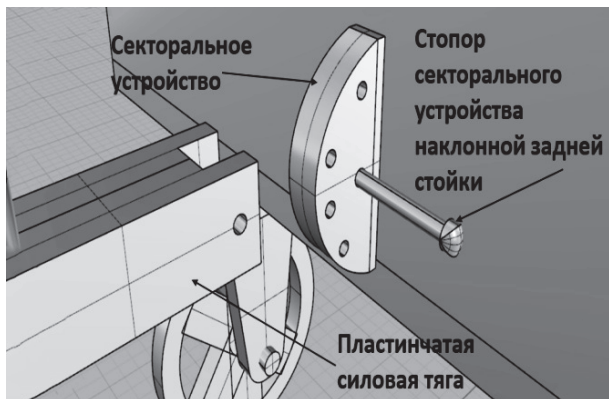


Рис. 5.7. Секторальное сцепное устройство

Две части соединяются между собой при помощи стопора, который входит в отверстия пластинчатой силовой тяги и секторального барабана для жесткой и неподвижной фиксации всей конструкции.

Жесткое сцепление, выбор угла наклона, простота конструкции, легкость в эксплуатации и небольшая розничная цена – основные достоинства сцепного устройства секторального типа.

Тем не менее, у данного сцепного устройства имеются свои недостатки:

- при увеличении веса пользователя резко увеличиваются статические нагрузки на стопор, что может привести его к выламыванию;
- при использовании секторального устройства с четырьмя положениями стопора не всегда можно создать самый удобный угол наклона транспортной стойки, что приводит к некоторому нарушению управляемости.

Выводы

Разработанные конструкции сцепных устройств обладают рядом преимуществ:

- удобство и простота в эксплуатации;
- улучшение качества жизни пожилых людей и лиц с ОВЗ;
- экологичность.

Получены высокие эксплуатационные характеристики: достаточная мощность для обеспечения требуемой скорости, сила прижатия и тягового усилия для выполнения транспортной работы.

Для соединения стойки с мотор-колесом разработаны сцепные устройства стержневого, втулочного и секторального типа, обеспечивающие достаточную прижимную силу для успешной эксплуатации транспортного средства.

Тема 6. ПЕРСПЕКТИВНОЕ САМОХОДНОЕ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО

В данном учебно-методическом пособии предложена разработка принципиальной конструкции универсального самоходного транспортного средства для передвижения лиц с постоянным или временным ограничением возможностей здоровья и пожилых людей.

В качестве вида разрабатываемого транспортного средства выбран трехколесный велосипед с мотор-колесом и грузовой тележкой, а также как вариант с использованием SOFTWHEEL колес.

Велосипед для пожилых людей (рис. 6.1) состоит из следующих основных элементов:

- стойка с мотор-колесом;
- цилиндрическое сцепное устройство втулочного типа;
- рама трубчатой конструкции, сиденье;
- два задних ведомых колеса;
- секторальный барабан сцепления с грузовой тележкой;
- две платформы под ноги.

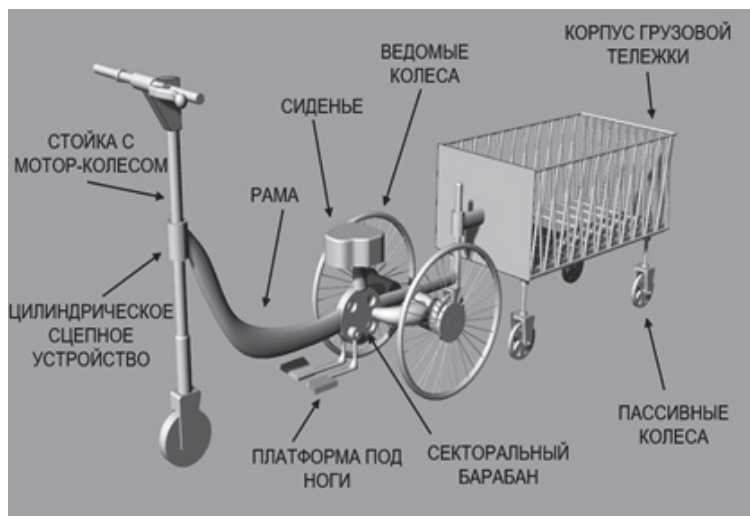


Рис. 6.1. 3D-конструкция грузового велосипеда

Рама трубчатой конструкции для облегчения выполнена из поллой алюминиевой трубы и является несущей конструкцией, которая нужна для прочности всего грузового велосипеда.

Платформы под ноги были сделаны достаточно широкими, чтобы пожилой человек смог с комфортом расположить ноги на них. Две платформы соединяются между собой шплинтом, который проходит в отверстие барабана.

Сиденье велосипеда скреплено Т-образной формой для наиболее удобной посадки. Сиденье крепится за счет стержня, который входит в полую алюминиевую трубу, снизу приваренную к секторальному барабану.

Особенности данного сиденья заключаются в регулировке по высоте за счет подвижного стержня в поллой алюминиевой трубе и легкости в замене сиденья при необходимости под нужный антропологический размер.

Задние ведомые колеса велосипеда (рис. 6.2) являются шинными колесами, оснащенными металлическими спицами. Колеса соединены с рамой велосипеда при помощи железного стержня, приваренного к диску заднего колеса и фиксируются на двух металлических полусах с помощью шарикового стопорного подпружиненного устройства.

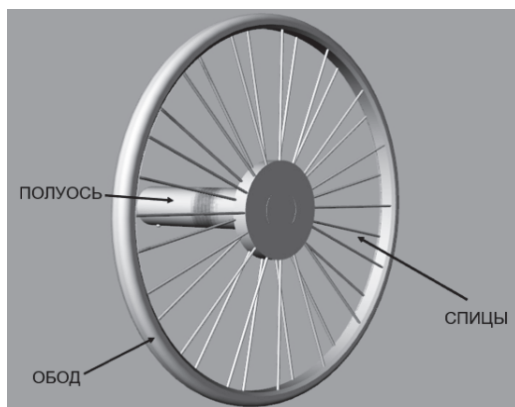


Рис. 6.2. Заднее ведомое колесо

Достигнутые технические характеристики конструкции показаны в табл. 6.1.

В представленном учебно-методическом пособии был проведен анализ величин сил прижатия колес к разным типам дорожного полотна при изменениях весовых категорий водителей. Данный анализ проводился с помощью платформенных весов, которые помогли определить силу прижатия.

Таблица 6.1

Достигнутые технические характеристики велосипеда

Техническая характеристика	Параметры
Вес велосипеда	15 кг
Ширина/длина	900×1200 мм
Высота по седлу	580-690 мм
Высота по рулевой стойке	1200 мм
Диаметр ведомых колес	20"
Дорожный просвет	120 мм

Для определения силы прижатия применялись специальные грузы разных масс для силового воздействия на раму велосипеда, моделирующие вес водителя (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Анализ величин сил прижатия колес

Нагрузка	Сила прижатия колес, Н					
	Мотор-колесо		Ведомое колесо велосипеда		Ведомое колесо тележки	
	Теор.	Эксп.	Теор.	Эксп.	Теор.	Эксп.
Без водителя	300	328	300	320	250	265
С водителем 100 кг	1300	1321	1300	1360	250	280
С водителем 120 кг	1500	1564	1500	1580	250	290
С водителем 130 кг	1600	1675	1600	1690	250	315
С водителем 140 кг	1700	1784	1700	1740	250	340
С водителем 150 кг	1800	1833	1800	1870	250	350

SOFTWHEEL – это инновационная система подвески, встроенная в колесо. Главное преимущество данной системы – подвеска внутри колеса, которая имеет свойство амортизировать толчки и вибрации в нескольких направлениях, улучшая отклик, управляемость и эффективность подвески.

Колеса **SOFTWHEEL** разработаны специально для велосипедов и инвалидных колясок, но в будущем возможно применение и в мотоциклах (рис. 6.3).

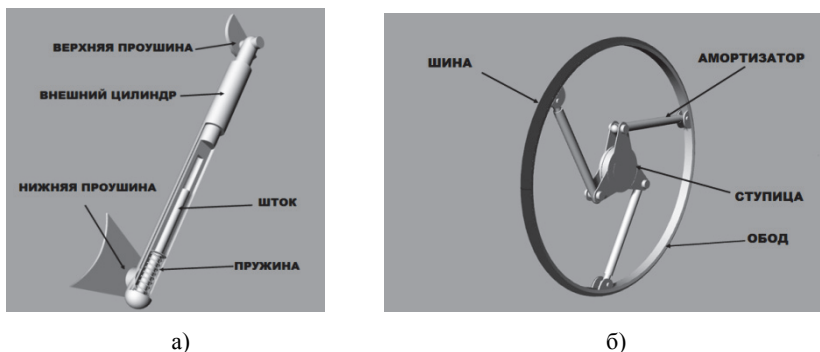


Рис. 6.3. Конструкции **SOFTWHEEL** колеса и амортизатора:
а) **SOFTWHEEL** колесо, б) амортизатор

Колесо **SOFTWHEEL** способно поглощать до 50% энергии во время движения по неровностям: бордюрам, ступенькам и т.д. Кроме того, подвеска внутри колеса активируется только в случае контакта с неровностью, а значит, при езде по ровным дорогам колесо **SOFTWHEEL** работает как обычное колесо.

По сравнению с обычными колесами **SOFTWHEEL** обладают преимуществами:

- поглощают вибрацию и удары при преодолении препятствий и неровностей во время движения;
- легко снимаются и устанавливаются на транспорт за счет быстросъемной оси;
- доступны в различных вариантах жесткости амортизаторов.

В системе **SOFTWHEEL** три поршня сжимаются для поглощения ударов, чтобы обеспечить амортизацию.

Обод колеса изготавливается жесткий и прочный, в то время как рычаги подвески и ступица обеспечивают амортизацию.

При преодолении препятствий пружина амортизатора автоматически сжимается, а при езде на ровной дороге становится жесткой.

Рычаги подвески расположены на одинаковом расстоянии вокруг центральной ступицы и приводятся в действие только при наличии препятствия или пересеченной местности (рис. 6.4).

Система обеспечивает амортизацию на 360 градусов независимо от угла расположения поршня.

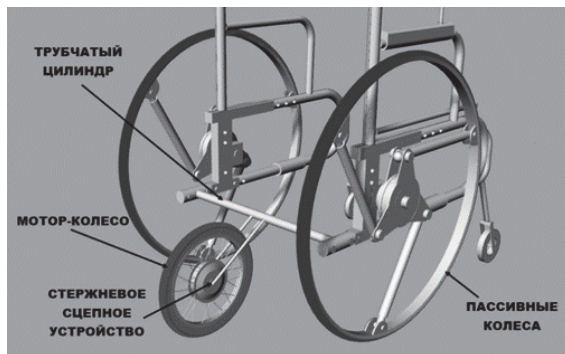


Рис. 6.4. 3D-модель ходовой части инвалидной коляски с мотор-колесом и колесами SOFTWHEEL в сборе

Данные колеса идеально подходят по характеристикам для конструкции инвалидной коляски, представленной в данном пособии, в условиях современного состояния дорог.

Инвалидная коляска управляется джойстиком, который находится на подлокотнике, с помощью электроники, подающей сигналы к мотор-колесу. Вся электронная сеть расположена в трубчатой конструкции коляски.

Мотор-колесо крепится к коляске при помощи сцепного устройства в виде двух трубчатых цилиндров, которые соединяются со ступицей колеса специальным валом.



Рис. 6.5. 3D-модель конструкции инвалидного транспортного средства с толкающим мотор-колесом и SOFTWHEEL колесами

С другой стороны, пластины соединены с поперечным полым цилиндром, который связан с коляской при помощи ряда отверстий, входящих в стержневую ходовую часть.

В таблице 6.3 представлены технические характеристики четырех вариантов комплектации инвалидных колясок: базовая форма (отсутст-

вие мотор-колеса и SOFTWHEEL колес); комплектация инвалидной коляски только мотор-колесом; комплектация инвалидной коляски только с SOFTWHEEL колесами; комплектация мотор-колеса в качестве двигателя совместно с SOFTWHEEL колесами (комбинированная комплектация).

Таблица 6.3

Технические характеристики инвалидных колясок

Характеристика	Базовая форма	Форма с мотор-колесом	Форма с SOFTWHEEL колесами	Комбинированная форма
Собственная масса, кг	19	3,5	8	30,5
Полная масса, кг	169	153,5	158	180,5
Дорожный просвет, м	0,2	0,2	0,2	0,2
Радиус поворота, м	0,75	0,95	0,75	0,95
Время разгона, с	15–20	5	15–20	5
Тормозной путь, м	3	1,5	3	1,5
Максимальная мощность, Вт	170	450	170	450
Крутящий момент, Нм	10	25	10	25

Эксплуатационные характеристики четырех вариантов формы инвалидных колясок представлены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Эксплуатационные характеристики инвалидных колясок

Характеристики	Базовая форма	Форма с мотор-колесом	Форма с SOFTWHEEL колесами	Комбинированная форма
Скоростные, км/ч	10	45	10	45
Тормозные	Ручное торможение	Ручное и электроторможение	Ручное и электроторможение	Ручное и электроторможение
Управляемость	Потеря управляемости	Улучшение управляемости на 20%	Улучшение управляемости на 50%	Существенное улучшение управляемости

Характеристики	Базовая форма	Форма с мотор-колесом	Форма с SOFTWHEEL колесами	Комбинированная форма
Поворачиваемость	Высокая короткобазовая поворачиваемость	Уменьшение поворачиваемости на 30%	Улучшение поворачиваемости на 40%	Высокая поворачиваемость
Маневренность	Высокая короткобазовая маневренность	Уменьшение маневренности на 30%	Улучшение маневренности на 40%	Высокая маневренность
Устойчивость	Склонность к опрокидыванию	Склонность к боковому опрокидыванию	Уменьшение бокового опрокидывания на 50%	Полная рабочая устойчивость на всех углах наклона
Проходимость	Низкая проходимость	Улучшение проходимости на 15%	Улучшение проходимости на 40%	Существенное улучшение проходимости
Плавность хода	Отсутствие плавности хода	Улучшение плавности хода на 20%	Улучшение плавности хода на 40%	Существенное улучшение плавности хода
Экологичность	Экологически чистый продукт	Экологически чистый продукт	Экологически чистый продукт	Экологически чистый продукт
Безопасность движения	Низкая безопасность движения	Улучшение безопасности движения на 40%	Улучшение безопасности движения на 15%	Существенное улучшение
Прочность	Стабильная прочность	Стабильная прочность	Улучшение прочности и жесткости	Улучшение прочности и жесткости
Приспособленность к ТО	Хорошая	Повышенные требования	Повышенные требования	Повышенные требования

При проведении трудоемких по исполнению экспериментальных работ актуальным представляется осуществление планирования, позволяющее значительно снизить количество параллельных опытов без снижения достоверности результатов.

При выборе факторов планирования учитывались следующие требования:

- факторы должны быть управляемыми;
- интервалы варьирования факторов должны быть гораздо больше точности замеров;
- факторы, должны быть однозначны, не быть функциями других факторов;
- факторы должны быть совместимы;
- факторы должны быть независимы друг от друга;
- множество факторов должно быть полным и достаточным.

Выбор плана проведения экспериментов при помощи результатов предварительных замеров показал наиболее оптимальный в данном случае трехуровневый план, при использовании которого рассматриваются 3 уровня варьирования факторов (-1, 0, +1).

Для определения минимального числа параллельных опытов было сделано предположение о том, что результаты измерений подчиняются нормальному закону распределения.

Проверка закона распределения была проведена по методике с использованием критерия Шапиро и Уилка для малых выборок.

Математическая модель была получена после обработки результатов экспериментов методом наименьших квадратов в виде:

$$A = \sum_1^d b_i \cdot f_j(X).$$

Эксплуатация разработанного трехколесного велосипеда подразумевает перевозку малогабаритных грузов в специальной четырехколесной тележке (рис. 6.6), которая прицепляется сзади с помощью цилиндрического сцепного устройства.



Рис. 6.6. Конструкция грузовой тележки

Конструкция тележки состоит из четырех легких металлических решетчатых стенок, причем боковые могут откидываться во внешнюю сторону для удобства погрузки.

Основание имеет оребрение для более удобного подхвата груза, так как дает возможность использовать руки снизу при погрузке.

Колеса размером 10 дюймов, которые закреплены снизу на амортизирующих стойках, имеют функцию 4WS для лучшей маневренности. Всю конструкцию можно легко отсоединить и продолжить движение, толкая ее руками.

Преимуществом данной тележки является самоходность благодаря возможному синтезу грузовой тележки и стойки с мотор-колесом.

Выводы

В учебно-методическом пособии разработано и представлено в виде 3D-модели перспективное, современное, удобное и экологически безопасное транспортное средство для пожилых людей, а именно: трехколесный велосипед со стойкой и мотор-колесом с возможностью присоединения грузовой тележки и использования SOFTWHEEL колес.

Данная конструкция обладает рядом преимуществ:

- удобство и простота в эксплуатации;
- улучшение качества жизни пожилых людей;
- экологичность;
- возможность отсоединять стойку с мотор-колесом от рамы велосипеда с дальнейшим присоединением к грузовой тележке.

Также была разработана конструкция универсальной съемной стойки с мотор-колесом, которая обладает достаточной мощностью для обеспечения эксплуатационной скорости, силой прижатия и достаточным тяговым усилием для выполнения транспортной работы.

Для соединения стойки с мотор-колесом, рамой велосипеда и грузовой тележкой были разработаны сцепные устройства цилиндрического типа, обеспечивающие достаточную прижимную силу для успешной эксплуатации представленного транспортного средства.

ЛАБОРАТОРНЫЙ КОМПЛЕКС

Лабораторная работа 1 Испытание резьбового соединения, работающего на сдвиг

Цель работы: экспериментальное определение величины минимальной силы, вызывающей относительный сдвиг скрепляемых деталей в зависимости от силы затяжки болта и шероховатости сопряженных поверхностей болтового соединения.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

– методы расчета болтовых соединений;

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать величину сдвигающей силы.

1.1. Теоретические основы и расчетные зависимости

В зависимости от назначения и условий сборки резьбовые соединения бывают *ненапряженными*, незатянутыми в процессе сборки, и *напряженными*, нагруженными осевым усилием от затяжки до приложения внешней нагрузки.

Затянутый болт помимо растяжения испытывает кручение. Прочность болта определяют по эквивалентным напряжениям по одной из теорий прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 - 4\tau^2}, \quad (1)$$

где σ – напряжение растяжения от усилия затяжки $F_{\text{зат}}$;

τ – напряжение кручения от момента сил трения в резьбе T_p .

$$\sigma = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}, \quad (2)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы.

$$\tau = \frac{T_p}{W_p}, \quad (3)$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения.

$$\sigma = \frac{16T_h}{\pi d_1^3} \quad (4)$$

Для стандартных резьб принимают $\sigma_{зав} = 1.3\sigma$.

Влияние касательных напряжений, вызванных моментом T_p , учитывают повышением осевой нагрузки на 30%.

В настоящей работе изучается болтовое соединение, нагруженное силой, сдвигающей детали в стыке. Болт установлен в отверстие с зазором Δ (рис. 1.1) и подвергается предварительной затяжке, в результате которой между деталями возникают силы трения, препятствующие сдвигу деталей (раскрытию стыка).

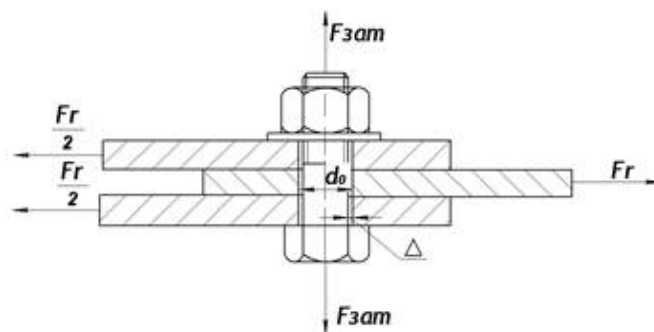


Рис. 1.1. Схема силового нагружения соединения

Момент заворачивания гайки, который нужно приложить к ключу, равен

$$T_{зав} = T_p + T_T, \quad (5)$$

где T_p – момент сил трения в резьбе;

T_T – момент сил трения на опорном торце гайки.

В развернутом виде:

$$T_{зав} = \frac{F_{зам}}{2} [D_{cp} \cdot f_T + d_2 \cdot tg(\beta + \varphi_1)], \quad (6)$$

где f_T – коэффициент трения на торце гайки.

Для условий опыта (сравнительно гладкие поверхности торца гайки и детали при наличии следов смазки) можно принять $f_T = 0,2$;

β – угол подъема винтовой линии на среднем диаметре, определяемый по уравнению:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P}{\pi d_2}, \beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{P}{\pi d_2} \right), \quad (7)$$

где P и d_2 – шаг и средний диаметр резьбы соответственно, для опыта принимаемые из таблицы 1.1 лабораторной работы.

Средний диаметр опорной кольцевой площадки:

$$D_{cp} = \frac{D_1 + d_0}{2}, \quad (8)$$

где D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки, равный размеру зева ключа;

d_0 – диаметр отверстия под болт.

D_1 и d_0 следует получить непосредственным измерением.

Приведенный коэффициент трения в резьбе:

$$f_1 = \frac{f_p}{\cos \left(\frac{\alpha}{2} \right)}, \quad (9)$$

где f_p – действительный коэффициент трения в резьбе.

Для условий опыта принять $f_p = 0,15$. Угол профиля метрической резьбы $\alpha = 60$.

Приведенный угол трения $\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_1$.

Наименьшая сила затяжки определяется по уравнению:

$$F_{зам} = \frac{F_r}{f_0 \cdot i}, \quad (10)$$

где F_r – сдвигающая сила (см. рис. 1.1);

f_0 – коэффициент трения между соединяемыми деталями; его можно принять 0,15...0,2 при шероховатости поверхностей $R_a = 2,5$ со следами смазки;

i – число стыков (поверхностей трения).

Сопоставляя уравнения (1) и (2), получим:

$$F_r = \frac{2f_0 \cdot i \cdot T_{заг}}{D_{cp} f_T + d_2 \operatorname{tg} (\beta + \varphi_1)} \quad (11)$$

На величину момента завинчивания $T_{зав}$ существенное влияние оказывают коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки. Эти коэффициенты зависят от материала трущихся поверхностей и их шероховатости, наличия смазки и загрязнений и т.д. Поэтому теоретическое значение $T_{зав}$ не всегда отвечает его действительной величине, определяемой экспериментальным путем.

В практике знание величины $T_{зав}$ часто необходимо, например, для проектирования и настройки динамометрических ключей.

Для предотвращения остаточных деформаций, которые могут возникнуть в стержне болта, необходимо ограничить силу затяжки. Эта сила определяется исходя из условия прочности стержня болта на одновременное растяжение и скручивание по уравнению

$$F_{зат} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot [\sigma]_p}{4 \cdot 1.3} .$$

Таблица 1.1

Геометрические параметры резьбы (ГОСТ 24705-2004)

Диаметр резьбы d , мм	Шаг p , мм	Средний диаметр d_2 , мм	Внутренний диаметр d_2 , мм	Внутренний диаметр болта по дну впадины d_3 , мм
12	1,75	10,863	10,106	9,853
	1,5	11,026	10,376	10,160
	1,0	11,350	10,917	10,773
14	2,0	12,701	11,835	11,546
	1,5	13,026	12,376	12,160
	1,0	13,350	12,917	12,773
16	2,0	14,701	13,835	13,546
	1,5	15,026	14,376	14,160
	1,0	15,350	14,917	14,773
18	2,5	16,376	15,294	14,933
	1,0	17,350	16,917	16,773
20	2,5	18,376	17,294	16,933
	1,0	19,350	18,917	18,773

1.2. Установка для испытаний

Для исследования болтового соединения применяются испытательная машина ДМ 30 М (рис. 1.2) и приспособление ДМ 23 М с болтовым соединением, установленным на столе машины.

Машина имеет механизм установочного (ускоренного) сближения наконечника 1, закрепленного на динамометрическом кольце 3, с упором 8, закрепленным в колодке приспособления ДМ 23 М.

Механизм состоит из маховика 6, винтовой пары 4, смонтированной в поперечине 5, и штока 7, с которым динамометр соединен при помощи захвата и болта.

Нагружение болтового соединения производится посредством червячного редуктора 10 и грузового винта 11 поворотом маховика 12.

Приспособление ДМ 23 М состоит из основания, двух щек 13, болта с гайкой 15, ползуна 14 и упора 8.

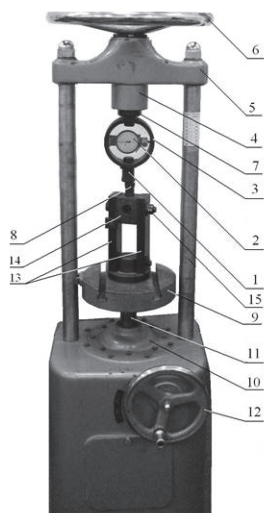


Рис. 1.2. Испытательная установка: 1 – наконечник; 2 – индикатор; 3 – кольцо динамометрическое; 4 – винтовая пара; 5 – поперечина; 6 – маховик ускоренного сближения; 7 – шток; 8 – упор приспособления; 9 – стол подвижный; 10 – редуктор червячный; 11 – винт грузовой; 12 – маховик нагружателя; 13 – щеки; 14 – колодка (ползун); 15 – болт стяжной с гайкой

1.3. Порядок выполнения работы

1. По указанию преподавателя подобрать болт для испытуемого соединения.

2. Измерить наружный диаметр болта. Результат измерения согласовать с ГОСТ 24705-81 и записать в отчет.

3. Измерить наружный диаметр опорного торца гайки D_1 и диаметр отверстия под болт d_0 . Результаты измерений занести в отчет.

4. Записать в отчет исходные данные для теоретического определения силы сдвига F_r .

5. Вычислить значения силы F_r при $T_{зав} = 20; 30; 40; 50; 60; 70; 80$ Нм. Результаты расчетов занести в отчет.

6. По полученным данным построить график зависимости $F_r = f(T_{зав})$.

7. Собрать приспособление ДМ 23 М, установив болт ранее принятого размера.

8. Затянуть гайку болта динамометрическим ключом. Момент затяжки $T_{зав} = 20$ Нм. Рукоятку ключа поворачивать плавно и непрерывно до показания на шкале принятого момента затяжки.

9. Вращением маховика 6 (рис. 1.2) выбрать установочный зазор.

10. Нагрузить соединение. С этой целью маховик 12 вращать до тех пор, пока стрелка индикатора не остановится, а затем быстро переместится в обратном направлении.

В этот момент сила сдвига F_r и силы трения в стыках уравновешиваются, происходит раскрытие стыка и соединение не воспринимает нагрузку, превышающую силу трения покоя. Показания индикатора, соответствующие $T_{зав} = 20$ Нм, занести в отчет.

11. Без снятия предыдущей затяжки повторить действия, указанные в пп. 8, 9 и 10, но при $T_{зав} = 30; 40; 50; 60; 70; 80$ Нм.

Результаты опыта занести в отчет.

12. Вычислить значения F_r .

Результаты вычислений занести в отчет.

13. По полученным данным построить график зависимости $F_r = f(T_{зав})$.

1.4. Контрольные вопросы

1. Обоснуйте цель проведения лабораторной работы.
2. Расскажите порядок проведения эксперимента.
3. Расскажите принцип действия лабораторной установки.
4. Как в испытуемом соединении установлен болт и как нагружено соединение?
5. Какие напряжения возникают в стержне болта? Запишите условия прочности болта.
6. Как определяется расчетная сила сдвига?
7. Определите допустимый момент завинчивания?

8. Дайте определение понятий «ненапряженное резьбовое соединение», «напряженное резьбовое соединение».
9. Какие стандартные резьбы применяют в отечественном машиностроении?
10. Запишите условие самоторможения в резьбе.
11. Какое значение условие самоторможения имеет для крепежных резьб?
12. Укажите, какие напряжения возникают в стержне затянутого болта, поставленного в отверстие с зазором.
13. Как затянуть болт до нужного значения момента завинчивания?
14. Как определить экспериментальную величину силы сдвига?
15. Как влияет шероховатость поверхности на силу сдвига?
16. Укажите различия в расчетах напряженного резьбового соединения от ненапряженного.
17. Назовите основные геометрические параметры метрической резьбы.
18. Обоснуйте влияние коэффициента трения в стыке f_0 на величину сдвигающей силы.
19. Обоснуйте влияние коэффициента трения на торце гайки f_T на величину сдвигающей силы.
20. Обоснуйте влияние коэффициента трения в резьбе f_R на величину сдвигающей силы.
21. От чего зависит коэффициент трения в резьбе f_R ?
22. От чего зависит коэффициент трения на торце гайки f_T ?
23. Объясните, как в лабораторной работе определяли экспериментальное значение сдвигающей силы F' .
24. Пользуясь графиками, определите значение сил F' и F при моментах затяжки $T_3 = 70 \text{ Нм}$; $T_3 = 90 \text{ Нм}$; $T_3 = 110 \text{ Нм}$. Сравните данные.
25. Почему для крепежных изделий (болтов, винтов) применяются резьбы с треугольным профилем?
26. Как производится расчет болтов, нагруженных силой затяжки и крутящим моментом затяжки?
27. Как выражается условие нераскрытия стыка соединения, нагруженного поперечными силами (болты поставлены с зазором)?
28. Какова зависимость между осевой силой на винте и силой, момент которой скручивает винт?
29. Каково условие самоторможения винтовых пар?
30. Чем можно объяснить возможное несоответствие расчетной силы с определенной экспериментально?
31. За счет чего можно при одной и той же затяжке болта увеличить силу сдвига?
32. Как влияют коэффициенты трения f_0 , f_p , f_T на величину расчетной силы сдвига?

33. Какова зависимость силы на ключе и момента завинчивания?
34. Как определить допустимое напряжение для болта?
35. Определите момент трения в резьбе.
36. Какие факторы влияют на величину момента завинчивания?
37. Почему даже в идеальном случае экспериментальная зависимость силы сдвига от момента завинчивания отличалась бы от расчетной?
38. Какие конструктивные и технологические решения можете предложить, чтобы при одной и той же силе затяжки увеличить силу сдвига?

Лабораторная работа 2

Исследование работы прямолинейных направляющих

Цель работы: экспериментальное определение силы сопротивления трения в цилиндрической направляющей прямолинейного движения с трением скольжения.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

- зависимости силы сопротивления трения от скорости движения подвижной каретки;
- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

- экспериментально и теоретически определять рациональную длину направляющей, при которой обеспечивается плавное и легкое движение ползуна, ограниченное удельное давление направляющих и ползуна, необходимое температурное влияние.

2.1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Направляющими называются устройства, обеспечивающие необходимую траекторию (обычно прямолинейную) относительного движения подвижного звена (ползуна, камня, суппорта и т.п.).

Различают направляющие с трением скольжения, трением качения и упругими элементами.

Общим требованием к направляющим является обеспечение надежного взаимодействия сопрягаемых звеньев с заданной точностью, исключающей самоторможение (заклинивание).

Критерием работоспособности направляющих, работающих при больших скоростях скольжения, может служить сопротивление контактному схватыванию, обычно связанному с кромочными давлениями от температурных или упругих деформаций, а для направляющих, рабо-

тающих при малых скоростях, – сопротивление абразивному изнашиванию и схватыванию.

В соответствии с этими критериями для направляющих применяют следующие материалы:

а) цветные сплавы по чугуноу или стали – при больших скоростях скольжения и давлениях;

б) пластмассы по чугуноу или стали – преимущественно в тяжелых машинах во избежание схватывания;

в) чугуноу или закаленная сталь по чугуноу – при малых скоростях, средних и больших давлениях.

Направляющие прямолинейного движения – это опоры обычно призматической или цилиндрической формы, которые обеспечивают прямолинейность перемещения деталей в заданном направлении и воспринимают действующие на них силы.

Направляющие бывают охватывающими и охватываемыми. Охватывающие направляющие лучше удерживают смазку (при горизонтальном расположении). Применяют их при больших скоростях перемещений, а также для направления деталей с малыми размерами поперечного сечения типа ползунов.

Призматические направляющие (рис. 2.1) применяются при больших нагрузках и высокой точности направления движения, поэтому их применяют в металлорежущих станках.

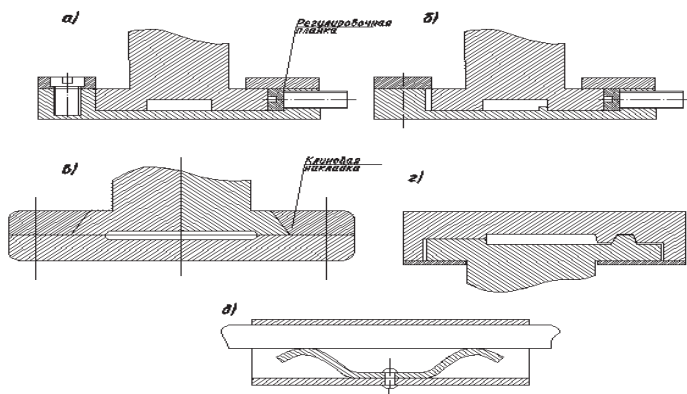


Рис. 2.1. Призматические прямолинейные направляющие

На рисунках 2.1 а, б показаны направляющие прямоугольного профиля, на рисунке 2.1 в – направляющая клиновидного профиля. Требуемый зазор в направляющих обеспечивается регулировочными планками и накладками.

Клиновые направляющие обеспечивают большую точность центрирования, но в них и большие потери на трение.

Для уменьшения потерь одну из направляющих делают прямоугольной, а другую – клиновой (рис. 2.1 з).

Для снижения влияния температурного расширения в призматических направляющих иногда применяют пружинное замыкание (рис. 2.1 д).

Цилиндрические направляющие проще по конструкции, но обеспечивают движение с меньшей точностью.

Они могут как допускать вращение ползуна (рис. 2.2 а), так и предотвращать его (рис. 2.2 б, в) с помощью двух цилиндрических направляющих или лыски на ползуне и упорной планки на одном из элементов пары.

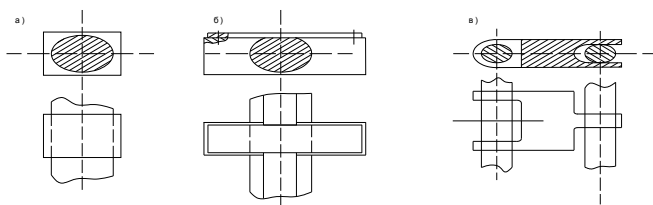


Рис. 2.2. Цилиндрические направляющие

Расчет направляющих сводится к определению:

- рациональной длины направляющей, при которой обеспечивается плавное и легкое движение ползуна;
- ограниченного удельного давления направляющих и ползуна;
- необходимого температурного влияния, вызвавшего изменения линейных размеров в сопрягаемых деталях, поэтому рекомендуется применять материалы, которые имеют одинаковые или мало различающиеся коэффициенты линейного расширения. Проверочный расчет направляющих нужно производить для минимальной и максимальной температур.

2.2. Установка для испытаний

Прибор ДП 17 состоит из следующих основных частей: основания, механизма передвижения, измерительного устройства, пульта управления.

Основание прибора представляет собой литую коробчатую конструкцию, на которой размещены все рабочие части прибора.

Механизм передвижения состоит из нижней коробки со съемными чугунными направляющими типа «ласточкин хвост». На торцах коробки установлены подшипники для ходового винта. На одном конце ходо-

вого винта установлена коническая шестерня. В направляющих коробки имеется подвижная каретка, состоящая из основания и двух стоек, в которых крепится цилиндрическая направляющая с помощью винта.

Червячный редуктор 6 выполнен с модулем $m = 1$, передаточным отношением $i = 165$.

Расположение червяка верхнее. Между червячным редуктором и ходовым винтом установлен промежуточный валик со второй конической шестерней.

В коробке установлены два микровыключателя, останавливающие подвижную каретку в крайних положениях. Привод осуществляется от электродвигателя. Замер скорости вращения осуществляется магнитным тахометром, подключенным постоянно. Для плавного изменения скорости вращения электродвигателя служит сопротивление. Электродвигатель соединен с червячным редуктором фрикционной дисковой муфтой.

Измерительное устройство собрано на вертикальной раздвижной стойке. В верхней части имеется кронштейн, на котором крепится измерительная пружина с индикатором. Измерительная пружина упирается нижним концом в неподвижную каретку. Неподвижная каретка выполнена в виде гильзы с двумя втулками, одна из которых двигается с помощью накидной гайки.

Таким образом, длина цилиндрической направляющей может изменяться от 30 до 75 мм. Гильза имеет поводок и рычаг с подвижным грузом. Масса груза 3 кг.

2.3. Порядок выполнения работы

Перед работой на приборе подвижная каретка должна находиться в крайнем положении. На приборе можно проводить следующие виды испытаний прямолинейной направляющей с трением скольжения:

- направляющая сухая (без смазки);
- направляющая со смазкой;
- неподвижная каретка не нагружена;
- неподвижная каретка с переменной нагрузкой;
- измерительная пружина с переменным плечом от 0 до 80 мм;
- с изменением базы неподвижной каретки;
- с изменением скорости движения подвижной каретки (от 1 до 4 мм/с).

Включение прибора производится тумблером «сеть» на панели прибора. При этом загорается сигнальная лампа, показывающая, что прибор включен. Затем включаем тумблер «рабочий ход», подвижная каретка приходит в движение. По показанию индикатора определяем силу сопротивления трения в цилиндрической направляющей.

По достижении подвижной каретки левого крайнего положения происходит остановка последней с помощью выключателя.

2.4. Протокол отчета

В отчете обязательно должны быть указаны:

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Краткое описание установки.
4. График зависимости силы сопротивления трения от скорости движения подвижной каретки (направляющая: a – со смазкой; b – без смазки; c – не нагружена; d – нагружена).
5. График зависимости силы сопротивления трения от нагрузки (направляющая: a – со смазкой; b – без смазки).
6. График зависимости силы сопротивления трения от базы неподвижной каретки направляющей: а) не нагружена; б) нагружена.

2.5. Контрольные вопросы

1. Какие различают типы направляющих по назначению, геометрической форме?
2. Где и для чего применяют направляющие? Достоинства и недостатки направляющих?
3. Из каких материалов изготавливают направляющие?
4. Какие требования предъявляются к направляющим?
5. Какие различают типы направляющих качения по форме тел и направлению воспринимаемых нагрузок?
6. Как и на что рассчитывают направляющие скольжения?

Лабораторная работа 3

Трение в резьбовых соединениях

Лабораторная работа состоит из двух частей:

Часть 1. Определение сил трения в резьбовом соединении без учета сил трения на опорном торце винта.

Часть 2. Определение сил трения в резьбовом соединении с учетом сил трения на опорном торце винта.

Цель работы:

Часть 1: Экспериментальное измерение зависимости осевого усилия от момента затяжки резьбового соединения, определение коэффициента трения, коэффициента полезного действия при отсутствии трения на опорном торце винта.

Часть 2: Экспериментальное измерение зависимости осевого усилия от момента затяжки резьбового соединения, определение коэффициента трения, коэффициента полезного действия при наличии трения на опорном торце винта.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

- методы определения сил трения в резьбовом соединении;
- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать силы трения в резьбовом соединении на различных режимах нагружения.

3.1. Теоретические основы и расчетные зависимости

При сборке резьбового соединения приходится преодолевать момент сопротивления, вызванный силами трения в резьбе T_P и силами трения на опорном торце винта или гайки T_T .

Для прямоугольного профиля резьбы момент сил трения в резьбе может быть вычислен по формуле:

$$T_{P-PP} = F \cdot \frac{d_{CP}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi), \quad (1)$$

где ψ – угол подъема витков резьбы;

φ – угол трения в резьбе;

F – осевая сила на болте;

d_{CP} – средний диаметр резьбы.

Угол подъема витков резьбы ψ может быть вычислен через средний диаметр d_{CP} и шаг резьбы P :

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_{CP}}\right) \approx \frac{P}{\pi \cdot d_{CP}} \quad (2)$$

Угол трения в резьбе φ связан с коэффициентом трения f :

$$f = \operatorname{tg}(\varphi). \quad (3)$$

Для резьбы с треугольным профилем в формулу (1) вместо угла трения φ следует подставлять приведенный угол трения φ_1 , который определяется выражением:

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg}(\varphi)}{\operatorname{Cos}(\alpha/2)}\right) \approx \frac{\varphi}{\operatorname{Cos}(\alpha/2)}, \quad (4)$$

где α – угол профиля резьбы.

Для стандартной метрической резьбы с углом профиля $\alpha=60^\circ$:

$$\varphi_1 = 1,15\varphi. \quad (5)$$

Таким образом, для стандартной метрической резьбы момент сил трения равен:

$$T_P = F \cdot \frac{d_{CP}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi). \quad (6)$$

Момент сил трения на опорном торце гайки вычисляется следующим образом:

$$T_T = F \cdot \frac{d+D}{2} \cdot f, \quad (7)$$

где d – наружный диаметр болта;

D – наружный диаметр головки болта (шайбы).

Суммарный момент сил трения T_C определяется по формуле:

$$T_C = F \cdot \frac{d_{CP}}{2} \cdot \left(\operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi) + \frac{d+D}{d_{CP}} \cdot f \right) \quad (8)$$

Коэффициент полезного действия η резьбовой передачи определяется отношением работы осевой силы к работе момента, требуемого для вращения соединения:

$$\eta = \frac{F \cdot P}{T \cdot 2 \cdot \pi}. \quad (9)$$

Поскольку при испытаниях всегда присутствуют дополнительное поджатие соединений, трение в подшипниках и т.д., для испытаний удобно оперировать соотношением сила/момент.

При испытаниях на стенде следует измерить 4–5 точек зависимости сила-момент, после чего в программе нажать кнопку «Провести прямую», угловой коэффициент K зависимости силы от момента будет определен автоматически.

При обработке результатов лабораторных работ следует в формулах (6) и (8) использовать этот коэффициент:

$$\frac{T_P}{F} = \frac{1}{K} = \frac{d_{CP}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi), \quad (10)$$

$$\frac{T_C}{F} = \frac{1}{K} = \frac{d_{CP}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi) + \frac{d+D}{d_{CP}} \cdot f. \quad (11)$$

3.2. Установка для испытаний

Конструкция лабораторного стенда представлена на рисунках 3.1–3.3.

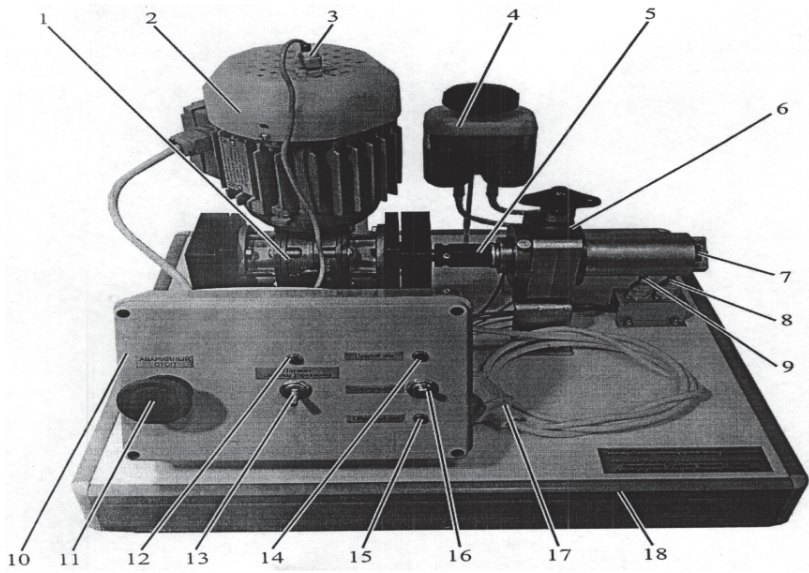


Рис. 3.1. Вид установки спереди

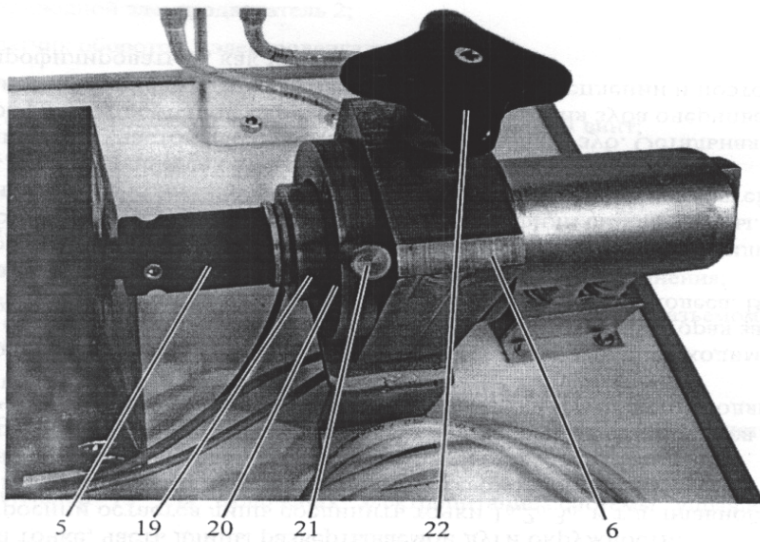


Рис. 3.2. Нагружающее устройство

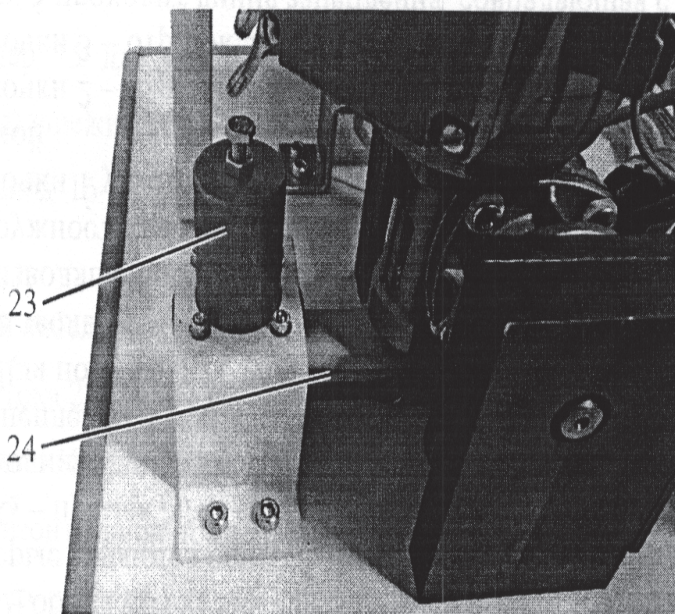


Рис. 3.3. Датчик вращающего момента

Стенд учебный «Детали машин – трение в резьбовых соединениях» включает:

- редуктор 1;
- приводной электродвигатель 2;
- датчик оборотов 3 электродвигателя;
- вытеснительный бачок для масла 4;
- торцевую головку 5, установленную на изучаемый винт;
- корпус 6 устройства нагружения;
- изучаемое соединение винт-гайка 7;
- датчик 8 начального положения гайки исследуемого соединения;
- датчик 9 конечного положения гайки исследуемого соединения;
- блок 10 с электронным модулем управления стендом и разъемом для подключения к компьютеру;
- кнопку 11 аварийной остановки электродвигателя;
- светодиод 12, индуцирующий включение электропитания системы управления стенда;
- тумблер 13 для включения электропитания системы управления стенда;
- светодиод 14, индуцирующий включение прямого хода подвижной опоры;

- тумблер 15 для переключения ручного управления (прямой ход, обратный ход) и режима проведения эксперимента;
 - светодиод 16, индуцирующий включение обратного хода подвижной опоры;
 - сетевой кабель 17 с вилкой для подключения стенда к однофазной сети переменного тока 220 В 50 Гц;
 - основание 18 с несущим каркасом с винтовыми опорами для установки стенда на горизонтальной поверхности;
 - демпфер-ограничитель 23 для предохранения датчика вращающего момента от перегрузки при реверсе электродвигателя
 - датчик вращающего момента 24.
- На корпусе устройства нагружения установлены:
- фиксируемый стакан 19, опирающийся на упорный шарикоподшипник;
 - крышка корпуса 20 фиксирующая тензометрический датчик усилия;
 - стопорный палец 21 для фиксации стакана 19 от поворота;
 - рукоятка 22 винта предохранительного клапана для регулировки усилия в соединении.

Между головкой изучаемого винта и фиксируемым стаканом 19 установлена латунная шайба для снижения износа соединения и увеличения ресурса работы стенда. Из этих же соображений гайка изучаемого соединения также выполнена из латуни.

Геометрические размеры элементов установки: внешний диаметр резьбы $d = 10$ мм; шаг резьбы $P = 1,5$ мм; средний диаметр $d_{CP} = 9$ мм; внешний диаметр головки винта $D = 27$ мм.

3.3. Порядок выполнения работы

Часть 1

1. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.
2. Запустить программу управления стендом «Трение в резьбе».
3. Проверить, что тумблер выбора вида управления стоит в положении «Эксперимент», при необходимости переключить.
4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» должен сменить цвет с красного на зеленый.
5. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».
6. Проверить, что гайка изучаемого соединения находится в исходном положении, на датчике 8 начального положения при этом должен светиться красный светодиод.

В случае, если гайка находится не в исходном положении, следует переключить тумблер 16 в положение «Обратный ход», дождаться возвращения гайки в исходное положение и остановки электродвигателя, переключить тумблер в положение «Эксперимент».

7. Для изучения трения в соединении без учета трения на торце необходимо вынуть стопорный палец 21 из отверстия в крышке 20.

Вынимать палец разрешено только при отключенном электродвигателе.

8. Убедиться, что тумблер 16 находится в положении «Эксперимент». В программе управления стендом нажать кнопку «Измерение». После этого должен включиться приводной электродвигатель редуктора и начаться процесс завинчивания винта в гайку. Завинчивание производится до срабатывания датчика конечного положения, после чего гайка возвращается в конечное положение.

В процессе навинчивания на экране компьютера отображаются текущие значения вращающего момента и осевого усилия в винтовом соединении. После срабатывания датчика конечного положения на графическое поле в программе добавляется точка с координатами, соответствующими средним значениям вращающего момента и осевого усилия.

9. Уменьшить усилие в болте, ослабив винт предохранительного клапана, для этого повернуть его рукоятку 22 в направлении «против хода часовой стрелки» на $\frac{1}{2}$ оборота.

Запрещается выворачивать винт предохранительного клапана от полностью закрученного состояния больше чем на 4 оборота.

10. Повторить действия по пунктам 8, 9 пять-шесть раз.

11. В программе нажать кнопку «Провести прямую», угловой коэффициент K зависимости силы от момента будет определен автоматически.

12. Из формулы (10) выразить и рассчитать значение угла φ . По формуле (3) найти значение коэффициента трения f .

13. По формуле (9) рассчитать значение коэффициента полезного действия передачи винт-гайка.

14. Сохранить полученные программой данные с помощью кнопки «Отчет».

15. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».

16. Выйти из программы, выключить питание стенда.

Часть 2

1. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.
2. Запустить программу управления стендом «Трение в резьбе».
3. Проверить, что тумблер выбора вида управления стоит в положении «Эксперимент», при необходимости переключить.

4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» должен сменить цвет с красного на зеленый.

5. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».

6. Проверить, что гайка изучаемого соединения находится в исходном положении, на датчике 8 исходного положения при этом должен светиться красный светодиод.

В случае, если гайка находится не в исходном положении следует переключить тумблер 16 в положение «Обратный ход», дождаться возврата гайки в исходное положение и остановки электродвигателя, переключить тумблер в положение «Эксперимент».

7. Для изучения трения в соединении с учетом трения на торце винта необходимо вставить стопорный палец 21 в отверстие в крышке 20, после чего совместить один из пазов на стакане 19 со стопорным пальцем и вставить палец до упора утолщенной частью в крышку 20.

Эти действия разрешено проводить только при отключенном электродвигателе.

8. Убедиться, что тумблер 16 находится в положении «Эксперимент». В программе управления стендом нажать кнопку «Измерение». После этого должен включить приводной двигатель редуктора и начаться процесс завинчивания винта в гайку. Завинчивание производится до срабатывания датчика конечного положения, после чего гайка возвращается в конечное положение.

В процессе завинчивания на экране компьютера отображаются текущие значения вращающего момента и осевого усилия в винтовом соединении. После срабатывания датчика конечного положения на графическое поле в программе добавляется точка с координатами, соответствующими средним значениям вращающего момента и осевого усилия.

9. Уменьшить усилие в болте, ослабив винт предохранительного клапана, для этого повернуть его рукоятку 22 в направлении «против хода часовой стрелки» на $\frac{1}{2}$ оборота.

Запрещается выворачивать винт предохранительного клапана от полностью закрученного состояния больше чем на 4 оборота.

10. Повторить действия по пунктам 8, 9 пять-шесть раз.

11. В программе нажать кнопку «Провести прямую», угловой коэффициент K зависимости силы от момента будет определен автоматически.

12. Из формулы (11) выразить и рассчитать значение угла трения φ . По формуле (3) найти значение коэффициента трения f .

13. По формуле (9) рассчитать значение коэффициента полезного действия передачи винт-гайка.

14. Сохранить полученные программой данные с помощью кнопки «Отчет».
15. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».
16. Выйти из программы, выключить питание стенда.

3.4. Протокол отчета

В отчете обязательно должны быть указаны:

1. Цель работы.
2. Схема и краткое описание установки.
3. Основные параметры исследуемой винтовой пары.
4. Определить угловой коэффициент K зависимости силы от момента.
5. Определить значение угла трения φ .
6. Определить значение коэффициента трения f .
7. Рассчитать значение коэффициента полезного действия передачи винт-гайка.
8. Выводы (заключение о проделанной работе).

3.5. Контрольные вопросы

1. Чему равен момент сил трения на опорном торце гайки?
2. Чему равен суммарный момент сил трения?
3. Что такое угловой коэффициент?
4. Как определить коэффициент полезного действия резьбовой передачи при отсутствии сил трения и при их наличии?

Лабораторная работа 4 Исследование соединений с натягом

Лабораторная работа состоит из трех частей:

Часть 1. Определение необходимых усилий запрессовки и выпрессовки соединений с натягом.

Часть 2. Определение несущей способности соединений с гарантированным натягом по критерию прочности сцепления.

Часть 3. Определение коэффициента трения деталей, входящих в соединения с натягом.

Цель работы:

Часть 1: Экспериментальное измерение усилий при запрессовке и выпрессовке соединения с натягом, сравнение полученных результатов с расчетными значениями.

Часть 2: Экспериментальное измерение крутящего момента, передаваемого соединением, сравнение полученных результатов с расчетными значениями.

Часть 3: Определение контактного давления и коэффициента трения в соединении с натягом, сравнение полученных результатов с известными практическими значениями.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

– способы сборки деталей с натягом и необходимую величину натяга;

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать максимальное усилие запрессовки и выпрессовки.

4.1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Соединения с натягом применяют при динамических знакопеременных нагрузках при отсутствии необходимости в частой сборке и разборке. Это обусловлено отсутствием явления перекадки зазоров, пониженными коэффициентами концентрации напряжений в валу и втулке чем при использовании шпоночных или шлицевых соединений.

Характерными примерами деталей, соединяемых с натягом, могут служить: кривошип, пальцы кривошипов, венцы зубчатых и червячных колес, диски турбин, роторы электродвигателей, подшипники качения и т.д.

Характер соединения определяется натягом, который выбирают в соответствии с посадками, установленными стандартной системой предельных допусков и посадок. Наиболее распространены следующие посадки с натягом квалитетов 6 и 7 в порядке убывания натяга: H7/u7; H7/s6; H7/r6; H7/p6. Сопротивление сдвигу при больших натягах достигает 12 МПа.

Для соединения тонкостенных деталей большие натяги неприменимы.

Способы сборки деталей с натягом:

– запрессовкой – простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий возможность удобного контроля измерением силы запрессовки, но связанный с опасностью повреждения посадочных поверхностей и затрудняющий применение покрытий;

– нагревом охватывающей детали до температуры ниже температуры отпуска – способ, обеспечивающий повышение прочности сцепле-

ния более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой и особенно эффективной при больших длинах соединений;

– охлаждением охватываемой детали – способ, преимущественно применяемый для установки небольших деталей, например втулок в массивные корпусные детали, и обеспечивающий наиболее высокую прочность сцепления;

– гидрозапрессовкой, т.е. нагнетанием масла под давлением в зону контакта, что резко снижает силу запрессовки; наибольшая эффективность гидрозапрессовки и распрессовки – в подшипниковых узлах и конических соединениях.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых деталей.

Необходимая величина натяга определяется потребным давлением на посадочной поверхности.

Давление p должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил. Осевая сила F_0 , необходимая для преодоления сил трения, определяется выражением:

$$F_0 = \pi \cdot d \cdot L \cdot p \cdot f, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения;

d и L – диаметр и длина посадочной поверхности соответственно.

Вращающий момент T , необходимый для преодоления момента сил трения, определяется выражением:

$$T = \pi \cdot d^2 \cdot L \cdot p \cdot f. \quad (2)$$

Таким образом, наибольшее осевое усилие и передаваемый момент связаны соотношением:

$$T = F_0 \cdot d. \quad (3)$$

Коэффициент трения для стальных шлифованных деталей при сборке запрессовкой составляет 0,08–0,12.

Номинальный натяг N связан с посадочным давлением p зависимостью Ляме:

$$N = p \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (4)$$

где

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \quad \text{и} \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2,$$

d – посадочный диаметр;
 d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала $d_1=0$);
 d_2 – наружный диаметр охватывающей детали (ступицы);
 E_1 и E_2 – модули упругости материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей;
 μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей.
 Для стали $\mu=0,28$; $E=2 \cdot 10^5$ МПа.

4.2. Установка для испытаний

Конструкция лабораторного стенда представлена на рис. 4.1 и 4.2.

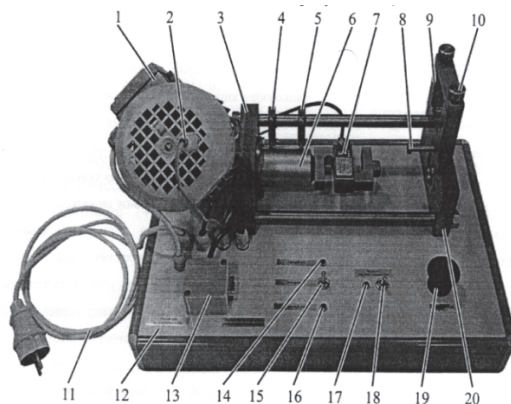


Рис. 4.1. Вид стенда спереди

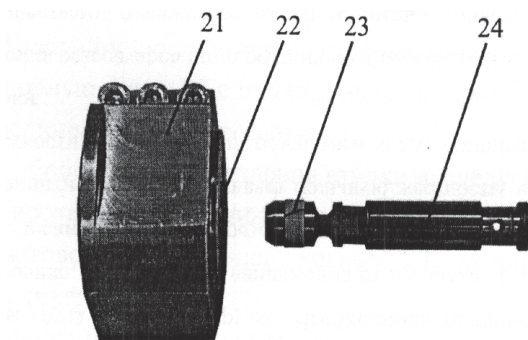


Рис. 4.2. Исследуемые вал и втулка

Лабораторный учебный стенд «Детали машин – соединения с натягом» включает:

- мотор-редуктор 1;
- датчик оборотов электродвигателя мотор-редуктора 2;
- левую опорную плиту 3;
- датчик начального положения подвижной опоры 4;
- датчик конечного положения подвижной опоры 5;
- передачу винт-гайка, размещенную в корпусе 6;
- силоизмеритель 7 с установленной в нем подвижной опорой;
- фиксирующий упор 8;
- зажимное устройство 9 для испытания на относительный поворот;
- винты 10 для фиксации втулки в зажимном устройстве;
- сетевой кабель 11 с вилкой для подключения стенда к однофазной сети переменного тока 220 В 50 Гц;
- столешницу 12 с несущим каркасом с винтовыми опорами для установки стенда на горизонтальной поверхности;
- коммутационный блок 13 с разъемами для подключения динамометрического ключа и подключения к компьютеру;
- светодиод 14, индуцирующий включение прямого хода подвижной опоры;
- тумблер 15 для переключения ручного управления (прямой ход, обратный ход) и режима проведения эксперимента;
- светодиод 16, индуцирующий включение обратного хода подвижной опоры;
- светодиод 17, индуцирующий включение электропитания системы управления стенда;
- тумблер 18 для включения электропитания системы управления стенда;
- кнопку 19 аварийной остановки двигателя;
- правую опорную плиту 20 с цилиндрической проточкой для установки исследуемого соединения при запрессовке;
- внешнюю обойму 21 для крепления втулки исследуемого соединения;
- втулку 22 исследуемого соединения;
- фторопластовое грязесъемное кольцо 23, установленное на вал исследуемого соединения;
- вал 24 исследуемого соединения;
- контроллер для управления стендом и сбора данных, установленный под столешницей 12;
- динамометрический ключ.

4.3. Порядок выполнения работы

Часть 1

1. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.
2. Запустить программу управления стендом «Соединение с натягом».
3. Проверить постановку тумблера выбора вида управления в положение «Эксперимент», при необходимости переключить.
4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» должен сменить цвет с красного на зеленый.
5. Проверить отсутствие загрязнений на исследуемых валу, втулке и грязесъемном кольце вала, в случае необходимости удалить загрязнения спиртом. Смазать вал и втулку небольшим количеством машинного масла либо смазки WD-40.
6. Установить исследуемый вал во втулку (рис. 4.3). Установку следует выполнять «от руки», не прикладывая к деталям значительных усилий.
Вал следует вставлять фторопластовым грязесъемником вперед со стороны большего наружного диаметра исследуемой втулки.
7. Убедиться, что подвижная опора прессового устройства полностью задвинута, на датчике 4 начального положения при этом должен светиться красный светодиод.
В случае, если подвижная опора находится не в начальном положении, следует переключить тумблер 15 в положение «Обратный ход», дождаться возврата подвижной опоры в начальное положение и остановки электродвигателя, переключить тумблер в положение «Эксперимент».

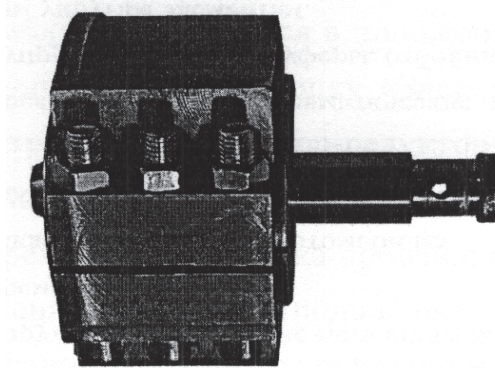


Рис. 4.3. Установка вала во втулку перед запрессовкой

8. Установить соединение вала со втулкой на правую опорную плиту 20, совместив цилиндрический выступ на обойме 21 с проточкой в опорной плите и повернув оправку для фиксации упором 8 в соответствии с рисунком 4.4.

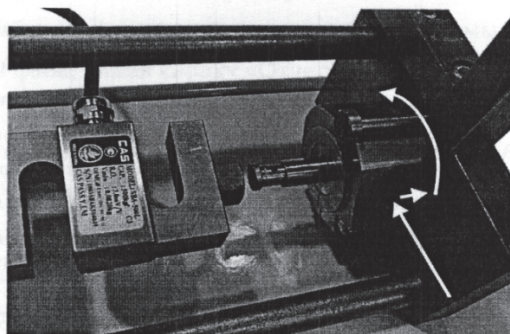


Рис. 4.4. Установка втулки с валом в прессовое устройство

9. Убедиться, что тумблер 15 находится в положении «Эксперимент». В программе управления стендом нажать кнопку «Запрессовка». После этого должен включиться электродвигатель мотор-редуктора и начаться процесс запрессовки. Диаграмма запрессовки при этом будет отображаться на мониторе компьютера в реальном времени. Запрессовка производится до срабатывания датчика конечного положения, после чего подвижная опора возвращается в исходное положение (рис. 4.5).

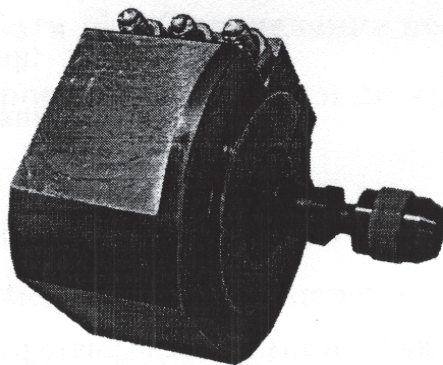


Рис. 4.5. Соединение вал-втулка в собранном виде

10. Произвести выпрессовку соединения. Для этого необходимо демонтировать обойму с правой опорной плиты, перевернуть ее и установить на плиту.

11. Выполнить действия по п. 9.

12. После разборки соединения сохранить диаграммы запрессовки и числовые данные в файл, нажав кнопку «Отчет» в программе.

13. Занести значение максимального усилия запрессовки $F_{ЗМ}$ и выпрессовки $F_{ВМ}$ и усилия в конце процесса запрессовки $F_{ЗК}$ и в начале выпрессовки $F_{ВН}$ в табл. 4.1.

14. Рассчитать теоретическое значение осевого усилия F_0 по формуле (1). Сравнить полученное значение с экспериментальными измерениями, сделать выводы.

Таблица 4.1

Протокол испытаний

$F_{ЗМ}$, Н	$F_{ВМ}$, Н	$F_{ЗК}$, Н	$F_{ВН}$, Н	F_0 , Н

Данные для расчета:

- длина соединения $L = 22$ мм;
- посадочный диаметр $d = 12$ мм;
- внутренний диаметр вала $d_1 = 0$ мм;
- эквивалентный наружный диаметр втулки с учетом жесткости обоймы $d_2 = 32$ мм;
- номинальный натяг $N = 7 \pm 1$ мкм.

Часть 2

Данную работу рекомендуется проводить совместно с частью 1. В этом случае после сборки соединения необходимо выполнить следующие действия:

1. Демонтировать обойму с правой опорной плиты и установить запрессованное соединение в зажимное устройство 9. Для этого необходимо ослабить винты 10.

2. Положить динамометрический ключ на стол и нажать в программе кнопку «Измерить момент», при этом будет произведена балансировка измерителя момента. Надеть на вал динамометрический ключ (рис. 4.6).

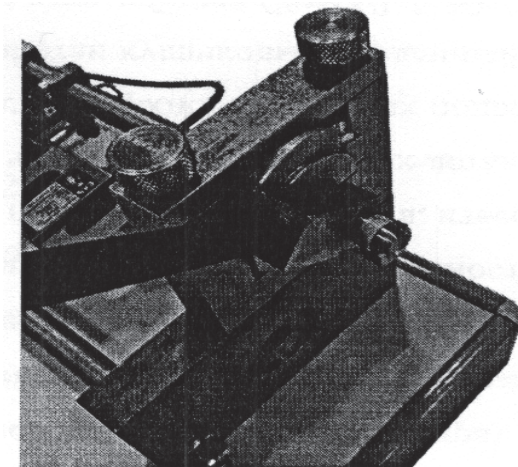


Рис. 4.6. Подготовка к испытанию на относительный поворот

3. Начать прикладывать усилие к ручке динамометрического ключа (рис. 4.7) для поворота вала, в программе будет отображаться наибольшее значение крутящего момента с начала испытания. После поворота вала в программе нажать кнопку «Завершить».

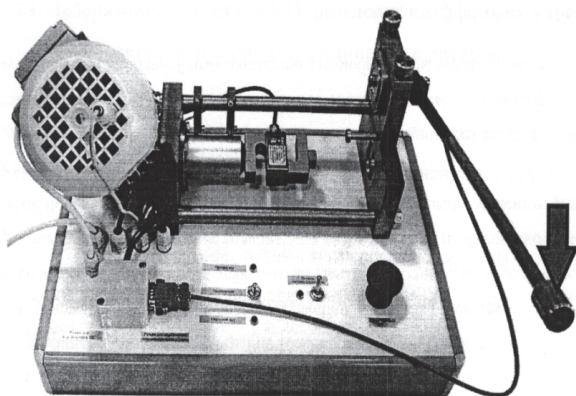


Рис. 4.7. Испытание на относительный поворот

4. Записать значение измеренного момента $T_{ИЗМ}$ (табл. 4.2).
5. Провести разборку соединения в соответствии с частью 1.
6. Рассчитать теоретическое значение момента T_T по формуле (2) и по формуле (3) – $T_{ТЭ}$, подставив в качестве осевого усилия F_0 значение

$F_{3К}$. Сравнить полученное значение с экспериментальными измерениями, сделать выводы.

Таблица 4.2

Протокол испытаний

$T_{ИЗМ}$, Нм	T_T , Нм	$T_{ТЭ}$, Нм

Данные для расчета принять по части 1 лабораторной работы.

Часть 3

Данную часть лабораторной работы следует проводить по результатам частей 1 и 2.

1. Из формул (1) или (2) выразить и рассчитать значение контактного давления p .

2. Из формулы (4) выразить и рассчитать значение коэффициента трения f .

3. Сравнить полученные значения с известными техническими данными, сделать выводы.

4.4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать следующие пункты:

1. Цель работы.
2. Принципиальную схему исследуемого соединения.
3. Характеристику исследуемого соединения.
4. Результаты определения максимального усилия запрессовки $F_{3М}$ и выпрессовки $F_{ВМ}$, усилия в конце процесса запрессовки $F_{3К}$ и в начале выпрессовки $F_{ВН}$ занести в табл. 4.1. Значение измеренного момента $T_{ИЗМ}$ занести в табл. 4.2.

5. Выводы. В выводах дается характеристика физической картины явлений, обнаруженных в процессе проведения лабораторной работы, и приводится качественная оценка функциональной зависимости, полученной в результате экспериментов.

4.5. Контрольные вопросы

1. Что такое натяг?
2. Достоинства и недостатки соединений с натягом.
3. Способы получения соединений с натягом.
4. Область применения соединений с натягом в машиностроении.
5. Положение полей допусков в соединениях с натягом.

Лабораторная работа 5

Исследование напряженного болтового соединения, нагруженного осевой силой

Цель работы: ознакомление с методами теоретического и экспериментального исследования напряженного болтового соединения, нагруженного осевой силой, раскрывающей стык.

Определение влияния коэффициента податливости деталей соединения на величину предельной нагрузки и коэффициента внешней нагрузки.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

– устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

– экспериментально и теоретически определять коэффициенты внешней нагрузки и податливости стыка.

5.1. Теоретические основы и расчетные зависимости

В зависимости от назначения и условий сборки резьбовые соединения бывают *ненапряженными* (не затянутыми в процессе сборки) и *напряженными*, нагруженными осевой нагрузкой в процессе сборки от предварительной затяжки до приложения внешней нагрузки.

Болты напряженных резьбовых соединений требуют предварительной затяжки, которая обеспечивает плотность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой.

На рисунке 5.1 показано напряженное резьбовое соединение. Детали стыка (фланец) закреплены болтами, нагруженными усилием предварительной затяжки F_3 . При этом детали стыка сжались, а болты растянулись. После приложения внешней нагрузки $F > 0$ (здесь F – внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт) в направлении, указанном на рис. 1, уменьшается деформация сжатия прокладки и фланцев и увеличивается деформация болтов. Только часть внешней нагрузки $F_{вн}$ прибавляется к усилию затяжки болта. Отношение $\chi = \frac{F_{вн}}{F}$ называют коэффициентом внешней нагрузки.

Коэффициент внешней нагрузки χ учитывает приращение нагрузки болта в долях от силы F . Дополнительная нагрузка болта равна $\chi \cdot F$, а уменьшение сжатия стыка – $(1 - \chi) \cdot F$.

Коэффициент внешней нагрузки – χ , учитывающий приращение нагрузки болта и уменьшение затяжки стыка, определяется по формуле:

$$\chi = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_0} = \frac{1}{\frac{\lambda_0}{\lambda_0} + 1} \quad (1)$$

где λ_{σ} – коэффициент податливости болта и гайки;
 λ_{σ} – коэффициент податливости деталей стыка.

Отношение величины деформации к вызванному ее усилию называют *коэффициентом податливости*.

При постоянном сечении болта и однородных деталях:

$$\lambda_{\sigma} = \lambda_{\sigma 1} + \lambda_{\Gamma} + \lambda_{\sigma 2},$$

где $\lambda_{\sigma 1}$ – коэффициент податливости болта на длине $l_{\sigma} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3$ (рис. 5.1), $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – толщина каждой детали стыка;

$$\lambda_{\sigma 1} = \frac{l_{\sigma}}{E \cdot A_{\sigma}},$$

где E – модуль упругости материала болта и гайки;

A_{σ} – площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы d_1 ;

$$\lambda_{\Gamma} \approx (0,95 \dots 0,80) \cdot \frac{1}{E \cdot d},$$

где $\lambda_{\Gamma} \approx (0,95 \dots 0,80) \cdot \frac{1}{E \cdot d}$ – коэффициент податливости болта и гайки

на длине, равной высоте гайки H_{Γ} ;

d – наружный диаметр резьбы;

$\lambda_{\sigma 2}$ – коэффициент податливости головки болта на длине, равной высоте головки болта H_{σ} :

$$\lambda_{\sigma 2} \approx \frac{0,15}{E \cdot H_{\sigma}}.$$

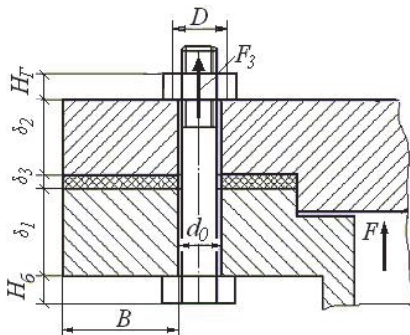


Рис. 5.1. Болтовое соединение

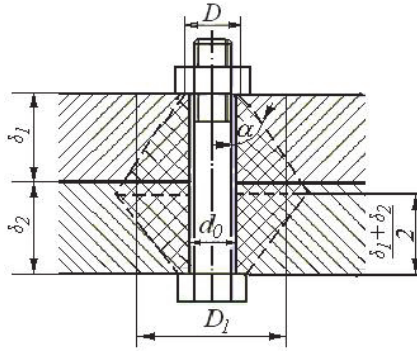


Рис. 5.2. Схема соединения для определения коэффициента податливости

При определении коэффициента податливости деталей стыка λ_o (фланцев) используют гипотезу, в соответствии с которой предполагают, что сумма деформаций деталей системы фланцев $\left(\sum_1^n \lambda_o\right)$ равна коэффициенту податливости деталей, имеющих форму двух усеченных конусов при соединении болтом (рис. 5.2).

Размер D равен наружному диаметру опорного торца гайки; $D \approx (0,90 \dots 0,95) \cdot S$; S – размер под ключ.

$$\lambda_o = \frac{\delta_1}{E_{o1} \cdot A_o} + \frac{\delta_2}{E_{o2} \cdot A_o} + \frac{\delta_3}{E_{o3} \cdot A_o},$$

где E_{o1}, E_{o2}, E_{o3} – модуль упругости материалов деталей стыка, МПа;

сталь – $E = 2,1 \cdot 10^5$; паронит – $E = 0,03 \cdot 10^5$; алюминий – $E = 0,71 \cdot 10^5$; медь – $E = 1,4 \cdot 10^5$;

A_o – расчетная площадь только той части деталей стыка, которая участвует в деформации от гайки до головки болта. В простейшем случае (рис. 5.2):

$$A_o = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - d_0^2)}{4},$$

$$D_1 = D + \frac{(\delta_1 + \delta_2)}{4},$$

где d_0 – диаметр отверстия под болт, мм.

Условие нераскрытия стыка:

$$F_3 \geq (1 - \chi) \cdot F.$$

Усилие затяжки – F_3 (Н) от момента затяжки T_3 (Нм) определяется по формуле:

$$F_3 = \frac{T_3 \cdot 1000}{0,5 \cdot [d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)]},$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

ψ – угол подъема винтовой линии.

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2},$$

где P – шаг резьбы, мм;

φ – приведенный угол трения в резьбе.

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{f_p}{\cos \alpha / 2},$$

где $f_p = 0,3 \dots 0,4$ – коэффициент трения в резьбе;

$\alpha = 60^\circ$ – угол профиля метрической резьбы;

D_{cp} – средний диаметр опорной поверхности гайки.

$$f_r = 0,2 \dots 0,22.$$

5.2. Установка для испытаний

Для проведения лабораторной работы используются: установка ДМ-30М (рис. 5.3); приспособление для испытания напряженного болтового соединения, нагруженного осевой силой; набор прокладок разной толщины δ , мм; резина: $\delta = 1; 2; 3$; паронит: $\delta = 1; 2; 3$; медь: $\delta = 1; 2; 3$; алюминий: $\delta = 1; 2; 3$; насос автомобильный; динамометрический ключ; набор головок для ключа; индикатор часового типа.

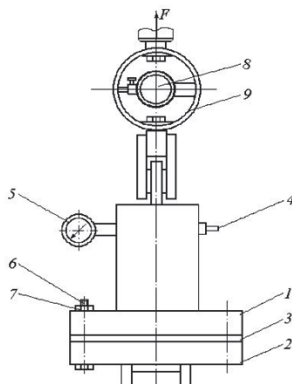


Рис. 5.3. Установка для испытаний

Установка для испытания состоит из цилиндра 1 с крышкой 2 и сменных прокладок 3, которые стягиваются болтами 6 и гайками 7. Давление воздуха в цилиндре создается насосом через цилиндр 4 и определяется с помощью манометра 5.

Наличие сменных прокладок 3 позволяет изучить влияние коэффициента податливости деталей стыка (фланцев) на величину предельной нагрузки F , при которой происходит его раскрытие.

Вращая маховик посредством червячно-винтового механизма, происходит опускание стола и нагружение болтового соединения. Экспериментально величина внешней нагрузки F' определяется с помощью индикатора часового типа 8, который фиксирует деформацию динамометрического кольца 9.

$$F' = K \cdot C,$$

где $K = 3,2 \cdot 10^4$ Н/мм – тарировочный коэффициент;

C – величина деформации, мм (показания индикатора).

$$F_1 = \frac{F}{Z},$$

где F_1 – усилие на один болт;

Z – число болтов.

5.3. Порядок выполнения работы

1. Собрать приспособление (рис. 5.3) и соединение затянуть болтами с гайками, приняв момент затяжки $T_3 = 1 \dots 2$ Нм.

2. В цилиндр 1 через штуцер 4 насосом подать воздух, величину давления (0,2... 0,6 МПа) которого зафиксировать манометром 5.

3. Закрепить приспособление на установке ДМ-30М.

4. С помощью внешнего маховика выбрать зазоры в соединениях и индикатор установить на ноль.

5. Вращением маховика нагрузить болтовое соединение. При нарушении герметичности, т.е. в момент раскрытия стыка, давление в цилиндре начнет падать.

Одновременно с этим зафиксировать показание индикатора и его величину занести в таблицу.

6. Снять полностью затяжку болтов и эксперимент повторить еще дважды с тем же моментом T_3 .

7. По трем показаниям индикатора определить среднее значение величины деформации c , мм.

8. Определить экспериментальное значение внешней нагрузки F' и нагрузку на один болт F_1 .

9. Разработать и привести таблицу результатов испытаний напряженного болтового соединения, выделив материалы с указанием толщин, момент завинчивания, величину внешней нагрузки, модули упругости, силу предварительной затяжки, коэффициент внешней нагрузки.

10. Испытания повторить для соединения с прокладками из разных материалов.

11. Проанализировать экспериментальное значение внешней нагрузки F_1 и предельной нагрузки F .

12. Сделать выводы по работе.

5.4. Протокол отчета

1. Титульный лист.
2. Цель работы.
3. Схема приспособления.
4. Результаты испытаний.
5. Выводы по работе.

5.5. Контрольные вопросы

1. Дайте определение понятия «коэффициент податливости».
2. Дайте определение понятия «коэффициент внешней нагрузки».
3. Объясните, в чем разница между ненапряженным резьбовым соединением и напряженным?
4. От чего зависит величина коэффициента податливости?
5. От чего зависит величина коэффициента внешней нагрузки?
6. Расскажите порядок проведения лабораторной работы.
7. Расскажите принцип действия лабораторной установки ДМ-30М.
8. Обоснуйте, при каких материалах прокладок требуется меньшее усилие для раскрытия стыка соединения.
9. Объясните, как в лабораторной работе определяли внешнюю нагрузку, при которой происходит раскрытие стыка соединения.
10. Запишите условие нераскрытия стыка (условие герметичности).
11. Как влияет коэффициент податливости деталей стыка (прокладки, фланца) на коэффициент внешней нагрузки?
12. Как влияет коэффициент податливости болта на коэффициент внешней нагрузки?
13. Запишите зависимость между величиной внешней силы и деформацией динамометрического кольца?
14. По результатам проведенной работы подсчитать % расхождения расчетного значения коэффициента основной нагрузки с

определенным экспериментально для того случая, когда прокладка в стыке отсутствовала. Каковы возможные причины этого расхождения?

15. Указать, как влияет расположение в стыке упругой прокладки на коэффициент основной нагрузки. В каком случае (с прокладкой или без прокладки) болт воспринимает большую нагрузку?

16. Если бы внешняя нагрузка изменялась по пульсационному режиму, то в каком случае (с упругой прокладкой или без прокладки в стыке) следовало бы ожидать более быстрого разрушения болта вследствие усталости?

ТЕСТОВЫЙ КОНТРОЛЬ ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ

1. Изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций, называется:

- а) деталью
- б) узлом
- в) кинематической парой
- г) соединением

2. Важнейшим критерием работоспособности деталей машин является:

- а) жесткость
- б) износостойкость
- в) прочность
- г) долговечность

3. По сравнению с клепаными и литыми сварные конструкции обеспечивают:

- а) большую прочность и жесткость соединения
- б) существенную экономию металла
- в) повышенные антикоррозийные свойства
- г) существенное уменьшение напряжений в стыке деталей

4. Основным требованием при проектировании сварных конструкций является:

- а) обеспечение прочности материала сварного шва
- б) увеличение прочности материала детали в зоне термического отжига
- в) обеспечение равнопрочности шва и соединяемых им деталей
- г) уменьшение рабочих напряжений в зоне стыка

5. При расчете сварного стыкового шва на растяжение определяется:

- а) сила, растягивающая соединяемые элементы
 - б) допускаемое напряжение для шва
 - в) длина шва
 - г) расчетное напряжение в шве
- б. Основным расчетом для угловых швов является:
- а) расчет на прочность при растяжении
 - б) расчет на прочность при срезе
 - в) расчет на прочность при смятии

- г) расчет на устойчивость при сжатии
- 7. Шпонки предназначены для передачи:*
- а) крутящего момента от вала к ступице детали или наоборот
 - б) продольной силы
 - в) касательных напряжений от ступицы к валу
 - г) нормальных напряжений от вала к ступице
- 8. Проверочным расчетом призматической шпонки является:*
- а) расчет на прочность и жесткость
 - б) расчет на растяжение и изгиб
 - в) расчет допускаемого крутящего момента
 - г) расчет на смятие и срез
- 9. Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными обеспечивают:*
- а) большую прочность вала
 - б) лучшие кинематические характеристики в передаче
 - в) экономию материала
 - г) лучшие условия для отвода теплоты
- 10. Центрирование треугольного зубчатого соединения осуществляется:*
- а) по наружному диаметру
 - б) по внутреннему диаметру
 - в) по боковым сторонам зубьев
- 11. Основными достоинствами винтовых механизмов являются:*
- а) возможность получения медленного движения и высокой точности перемещения при простой конструкции передачи
 - б) высокий коэффициент полезного действия
 - в) низкая износостойкость резьбы
 - г) возможность передачи большого крутящего момента
- 12. Винтовые механизмы обеспечивают:*
- а) высокие скоростные характеристики передачи
 - б) преобразование вращательного движения в поступательное и большой выигрыш в силе
 - в) изменение передаточных отношений в широком диапазоне
 - г) высокий коэффициент полезного действия в передаче
- 13. Наибольшее распространение при изготовлении передаточных винтов получила:*
- а) прямоугольная резьба
 - б) метрическая резьба
 - в) трапецеидальная резьба
 - г) квадратная резьба
- 14. Основной причиной выхода из строя винтов и гаек винтовых механизмов является:*
- а) потеря устойчивости винта под нагрузкой

- б) разрушение резьбы винта и гайки от действия большого крутящего момента
 - в) разрушение материала винта от контактных напряжений
 - г) износ резьбы
15. В самотормозящей винтовой паре коэффициент полезного действия:
- а) не превышает 0,5
 - б) не превышает 0,75
 - в) достигает 0,98
 - г) достигает 0,85
16. В качестве критерия износостойкости резьбы винтовой пары принимают:
- а) величину давления между резьбами винта и гайки
 - б) осевую силу, действующую на винт и гайку
 - в) рабочую высоту профиля резьбы
 - г) крутящий момент, возникающий в опасном сечении винта
17. Для винта, работающего на растяжение и кручение одновременно, в расчете прочности определяют:
- а) нормальное напряжение
 - б) касательное напряжение
 - в) эквивалентное напряжение
 - г) напряжение смятия
18. Для длинного винта, находящегося под действием сжимающей силы, дополнительно выполняют:
- а) расчет на смятие
 - б) построение эпюр продольных сил
 - в) расчет на прочность по гипотезе наибольших касательных напряжений
 - г) расчет на устойчивость
19. Для сильно нагруженных винтов дополнительно выполняют расчеты:
- а) изгиба
 - б) смятия
 - в) растяжения
 - г) сжатия
20. В самотормозящей винтовой паре:
- а) угол трения меньше угла подъема резьбы
 - б) угол трения равен коэффициенту трения
 - в) угол подъема резьбы меньше угла трения
 - г) угол подъема резьбы равен приведенному коэффициенту трения
21. Самыми распространенными механическими передачами являются:
- а) гидравлические

- б) пневматические
- в) передачи вращательного движения
- г) электрические

22. Передачами с непосредственным контактом тел вращения являются:

- а) зубчатая
- б) ременная
- в) цепная

23. Передачами трением являются:

- а) зубчатые
- б) червячные
- в) цепные
- г) ременные

24. Передаточным числом называется отношение:

а) угловой скорости ведущего тела к угловой скорости ведомого тела

- б) числа π к диаметру шестерни
- в) числа зубьев шестерни к числу зубьев колеса
- г) частоты вращения колеса к частоте вращения шестерни

25. Коэффициент полезного действия привода, состоящего из нескольких передач, равняется:

- а) сумме коэффициентов полезного действия всех его передач
- б) произведению коэффициентов полезного действия всех его передач
- в) произведению числа передач на передаточное отношение привода
- г) произведению суммы крутящих моментов передач на их частоты вращения

26. Передаточное число привода, состоящего из нескольких передач равно:

- а) сумме передаточных чисел всех его передач
- б) отношению угловых скоростей выходного и входного валов
- в) произведению передаточных чисел всех его передач
- г) сумме произведений передаточных чисел привода на их КПД

27. Окружная скорость определяется по выражению:

а)
$$V = \frac{\omega \cdot D}{2}$$

б)
$$V = \frac{\pi \omega D}{60}$$

в)
$$V = \frac{n \cdot D}{30}$$

г)
$$V = \pi \cdot D \cdot n$$

28. Мощность в передаче определяется по формуле:

а) $N = \frac{P}{V}$

б) $N = P \cdot V$

в) $N = P \cdot \pi \cdot n$

г) $N = \frac{2M}{D}$

29. Окружная сила в передаче определяется по выражению:

а) $P = 2M \cdot D$

б) $P = M \cdot \pi \cdot \pi \cdot n$

в) $P = \frac{2M}{D}$

г) $P = \frac{\pi \cdot n}{30}$

30. Коэффициент полезного действия передачи определяется по формуле:

а) $\eta = \frac{N_2}{N_1}$

б) $\eta = N_2 \cdot N_1$

в) $\eta = M_2 \cdot N_2$

г) $\eta = \frac{N_1 \cdot N_2}{M_2}$

31. Фрикционная передача выполняется за счет сил:

а) зацепления

б) центробежных

в) окружных

г) трения

32. К достоинствам фрикционных передач относится:

а) возможность бесступенчатого регулирования угловой скорости ведомого вала

б) большая сила нажатия колес

в) непостоянство передаточного числа

г) передача мощностей до 20 кВт

33. Окружная скорость ведомого колеса фрикционной передачи:

а) больше окружной скорости ведущего колеса

б) равна окружной скорости ведущего колеса

в) меньше окружной скорости ведущего колеса

34. Наиболее распространенными сочетаниями материалов для изготовления фрикционных колес являются:

а) сталь по бронзе

- б) сталь по чугуноу
 - в) пластмасса по бронзе
 - г) закаленная сталь по закаленной стали
35. Расчет на прочность фрикционных передач производят по:
- а) контактными напряжениями сжатия
 - б) напряжениям изгиба
 - в) напряжениям смятия
 - г) напряжениям от центробежных сил
36. На контактные напряжения фрикционных колес влияет:
- а) передаваемый крутящий момент
 - б) приведенный модуль упругости материалов колес
 - в) передаточное отношение
 - г) коэффициент полезного действия
37. Для правильной работы колес конической фрикционной передачи:
- а) коэффициент трения должен быть не менее 0,5
 - б) передаваемая мощность не должна быть больше 25 кВт
 - в) оба конуса должны иметь общую вершину
 - г) передаточное отношение не должно превышать 4
38. Материалы для изготовления фрикционных колес должны обладать:
- а) низким коэффициентом трения
 - б) высоким коэффициентом упругого скольжения
 - в) высоким коэффициентом температурного расширения
 - г) высоким модулем упругости
39. Применение фрикционных передач для больших мощностей:
- а) приводит к увеличению габаритов передачи
 - б) позволяет получить высокий КПД
 - в) приводит к увеличению передаточного отношения
 - г) приводит к увеличению окружных скоростей
40. К фрикционным передачам с условно постоянным передаточным отношением относятся:
- а) цилиндрическая фрикционная передача
 - б) лобовая передача
 - в) конусная передача
 - г) торовая передача
41. Вариатором называется:
- а) фрикционная передача с постоянным передаточным отношением
 - б) передача, у которой одно или оба фрикционных колеса имеют переменный диаметр вращения
 - в) передача, не позволяющая изменять угловую скорость ведомого фрикционного колеса
 - г) передача, не позволяющая применить реверсивный режим движения

42. Фрикционным вариатором является:
- а) коническая передача
 - б) цилиндрическая передача
 - в) лобовая передача
43. В лобовой передаче применяются:
- а) цилиндрические колеса, установленные на взаимноперпендикулярных валах
 - б) цилиндрические колеса, установленные на взаимнопараллельных валах
 - в) конические колеса, установленные на пересекающихся осях валов
 - г) конические колеса, установленные на параллельных осях валов
44. Передаточное число вариатора определяется по формуле:
- а) $U = \frac{R_2}{R_1 \cdot \xi}$
 - б) $U = \frac{R_1}{R_2}$
 - в) $U = \frac{n_2}{n_1}$
 - г) $U = \frac{D_2}{D_1}$
45. Диапазоном регулирования вариатора называется:
- а) отношение максимального диаметра ведущего колеса к минимальному диаметру ведомого
 - б) отношение максимальной угловой скорости ведомого колеса к минимальной его угловой скорости
 - в) отношение максимальной частоты вращения ведущего колеса к максимальной частоте ведомого
46. Диапазон регулирования не превышает:
- а) 16 для простых вариаторов
 - б) 10 для сдвоенных вариаторов
 - в) 4 для простых вариаторов
 - г) 21 для сдвоенных вариаторов
47. С увеличением диапазона регулирования:
- а) увеличивается предельная мощность
 - б) увеличивается передаточное отношение
 - в) понижается контактное напряжение
 - г) значительно понижается КПД
48. Учет коэффициента проскальзывания в расчетах увеличивает:
- а) передаточное отношение вариатора
 - б) величину передаваемой мощности
 - в) окружную скорость на ведомом колесе

- г) частоту вращения ведомого колеса
49. Если вариатор имеет промежуточное тело, то оно:
- проверяется на износоустойчивость
 - проверяется на контактную усталостную прочность
 - не влияет на прочность механизма
50. Допускаемое контактное напряжение по критерию усталости рабочих поверхностей определяется:
- по гипотезе наибольших касательных напряжений
 - из расчета на прочность
 - равной длительному пределу поверхностной выносливости для передач, работающих в масле
51. Наибольшим распространением пользуются зубчатые передачи с профилем зуба в форме:
- прямой линии
 - дуги окружности
 - участка параболы
 - эвольвенты
52. Самыми распространенными являются зубчатые передачи:
- цилиндрические
 - конические
 - винтовые
 - гипоидные
53. Единственным параметром, определяющим эвольвенту является:
- диаметр начальной окружности
 - диаметр основной окружности
 - полюс зацепления
 - угол зацепления
54. Коэффициент перекрытия всегда должен быть больше:
- 3
 - 4
 - 1
 - 2
55. Корригирование зубчатых зацеплений позволяет:
- увеличить КПД
 - повысить передаточное отношение
 - увеличить модуль
 - повысить прочность зубьев на изгиб
56. Передаточное отношение пары зубчатых колес определяется по формуле:
- $$U = \frac{Z_2}{Z_1}$$
-

$$U = \frac{n_2}{n_1}$$

б)

$$U = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

в)

$$U = \frac{M_1 \cdot \eta}{M_2}$$

г)

57. Причиной поломки зубьев являются:

- а) контактные напряжения
- б) напряжения изгиба
- в) напряжения смятия
- г) нормальные напряжения

58. Причиной усталостного выкрашивания поверхностных слоев зубьев являются:

- а) напряжения изгиба
- б) эквивалентные напряжения
- в) контактные напряжения
- г) нормальные напряжения

59. Самым опасным видом разрушения зубьев является:

- а) усталостное выкрашивание
- б) абразивный износ
- в) заедание
- г) поломка зубьев

60. Основным расчетом зубьев закрытых передач является расчет на:

- а) контактную прочность
- б) изгиб
- в) износ
- г) смятие

61. Расчет зубьев на контактную прочность производят для зацепления:

- а) в мгновенном центре скоростей
- б) в полюсе
- в) в точке начала эвольвенты

62. Величина контактных напряжений прямых зубьев цилиндрических передач определяется по формуле:

$$\sigma_k = 1,18 \sqrt{\frac{qEM_1}{\rho}}$$

а)

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}$$

б)

$$\sigma_k = 2,32 \sqrt{\frac{EF_r}{q}}$$

в)

$$\sigma_{\kappa} = 0,418 \sqrt{\frac{q\rho_{np}}{EM_1}}$$

- г)
63. Расчет зубьев на контактную прочность производят по:
- по колесу и шестерне
 - по шестерне
 - колесу
64. Геометрическим параметром передачи, определяемым проектным расчетом на контактную прочность, для цилиндрических колес является:
- делительный диаметр шестерни
 - диаметр окружности выступов колеса
 - межосевое расстояние
 - приведенная кривизна профилей зубьев
65. Геометрическим параметром передачи, определяемым проектным расчетом на контактную прочность, для конических колес является:
- межосевое расстояние
 - суммарная длина контактной линии зацепления
 - внешнее конусное расстояние
 - внешний делительный диаметр конического колеса
66. Нормы кинематической точности зубчатых передач определяют:
- повторяющиеся за один оборот колеса колебания скорости
 - ошибки в направлении зубьев и сборке передачи
 - возможность заклинивания колес
 - суммарную ошибку угла поворота зубчатого колеса за один оборот в зацеплении с эталонным колесом
67. Расчет на выносливость зубьев по напряжениям изгиба в закрытых передачах является:
- проверочным
 - проектным
 - основным
 - вспомогательным
68. Для открытых зубчатых передач не выполняют:
- проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба
 - расчет на контактную прочность
 - определение межосевого расстояния
 - расчет коэффициента долговечности
69. При пиковых нагрузках в зубчатых передачах необходима проверка:
- на усталостную прочность
 - шестерен на износ

- в) контактных и изгибных напряжений
70. Коэффициент долговечности учитывает:
- а) влияние срока службы и режима работы передачи
 - б) неравномерность распределения нагрузки по длине зуба
 - в) базовый предел контактной выносливости поверхности зубьев
 - г) шероховатость сопряженных поверхностей зубьев
71. Архимедов червяк в осевом сечении имеет профиль резьбы:
- а) эвольвентный
 - б) прямоугольный
 - в) треугольный
 - г) трапецеидальный
72. В червячной передаче оси валов:
- а) перекрещиваются
 - б) пересекаются
 - в) параллельны
73. Максимальное передаточное отношение в одной червячной паре достигает:
- а) 80
 - б) 120
 - в) 50
 - г) 200
74. Число зубьев червячного колеса принимают:
- а) от 20 до 50
 - б) от 25 до 100
 - в) от 27 до 80
 - г) от 15 до 105
75. Причиной пониженного КПД червячных передач является:
- а) буксование
 - б) ускорение
 - в) торможение
 - г) скольжение
76. Расчет червячной передачи на контактную прочность должен обеспечить:
- а) отсутствие усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев и заедания
 - б) постоянную величину коэффициента концентрации нагрузки
 - в) отсутствие скорости скольжения
 - г) повышение коэффициента полезного действия
77. При расчете червячного зацепления на контактную прочность определяется:
- а) число зубьев червячного колеса
 - б) требуемое межосевое расстояние
 - в) приведенный модуль упругости

- г) момент на валу червячного колеса
78. В червячном зацеплении на изгиб рассчитываются:
- а) ступица колеса
 - б) витки червяка
 - в) зубья колеса
79. Допускаемый перепад температур червячного редуктора составляет:
- а) 60–80°C
 - б) 30–50°C
 - в) 100–120°C
 - г) 50–100°C
80. В целях экономии цветных металлов червячные колеса делают:
- а) литыми
 - б) составными
 - в) сварными
 - г) коваными
81. В резьбовых соединениях применяют:
- а) трехзаходные резьбы
 - б) многозаходные резьбы
 - в) однозаходные резьбы
 - г) двухзаходные резьбы
82. Номинальным диаметром резьбы является:
- а) внутренний диаметр
 - б) средний диаметр
 - в) диаметр делительной окружности
 - г) наружный диаметр
83. Основной крепежной резьбой является:
- а) метрическая
 - б) трапецеидальная
 - в) прямоугольная
 - г) круглая
84. Резьба крепежной детали рассчитывается только на:
- а) изгиб и срез
 - б) срез и смятие
 - в) растяжение и изгиб
85. Преимущественное применение имеют болты с головкой:
- а) в форме квадрата
 - б) потайной
 - в) в форме шестигранника
 - г) полукруглой
86. Условие прочности болта при нагружении осевой растягивающей силой без предварительной затяжки определяется по формуле:

$$\sigma_p = \frac{4M}{\pi d^2} \leq [\sigma_p]$$

а)

$$\sigma_u = \frac{2Pl}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_u]$$

б)

$$\sigma_{cm} = \frac{16M}{\pi d_2^2} \leq [\sigma_{cm}]$$

в)

$$\sigma_p = \frac{4P}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

г)

87. Проектный расчет болта, испытывающего растяжение и кручение, рекомендуется производить по формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3P}{\pi \cdot [\sigma_p]}}$$

а)

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.5P}{\pi \cdot [\sigma_{cm}]}}$$

б)

$$d_1 = \sqrt{\frac{1.8P}{\pi \cdot d_2}}$$

в)

$$d_{cp} = \sqrt{\frac{3 \cdot 2.4M}{\pi \cdot [\sigma_u]}}$$

г)

88. Коэффициентом податливости болта является:

а) деформация болта при раскрытии стыка

б) удлинение болта при растяжении под действием силы в 1 Н

в) уменьшение площади поперечного сечения болта при действии нормируемой силы

89. Болты, винты и шпильки, находящиеся под действием переменных нагрузок, рассчитывают на:

а) растяжение

б) срез

в) выносливость

г) долговечность

90. Условие прочности болта, поставленного в отверстие без зазора и нагруженного поперечной силой, определяют по выражению:

$$\sigma_c = \frac{P}{\pi d^2 / 16} \leq [\sigma_c]$$

а)

$$\tau = \frac{M}{\pi d^2 / 8} \leq [\tau]$$

б)

$$\sigma = \frac{P \cdot l}{\pi d^3 / 4} \leq [\sigma]$$

в)

$$\text{г) } \tau_c = \frac{P}{\pi d^2 / 4} \leq [\tau_c]$$

91. По форме поперечного сечения различают ремни:

- а) клиновые
- б) прямоугольные
- в) ступенчатые
- г) эллиптические

92. Плоскоременные передачи применяют при:

- а) больших передаточных числах
- б) больших межосевых расстояниях
- в) передаче вращения от одного ведущего шкива к нескольким ве-

домым

93. Самой простой, надежной и удобной плоскоременной передачей является:

- а) перекрестная
- б) угловая
- в) открытая

94. Достоинством ременной передачи является:

а) возможность осуществления передачи между валами, расположенными на значительном расстоянии

- б) непостоянство передаточного отношения
- в) повышенные силы давления на валы и подшипники

95. Приводной ремень должен обладать:

- а) плавностью работы
- б) тяговой способностью
- в) прочностью на разрыв

96. К наиболее распространенным ремням относятся:

- а) кожаные
- б) хлопчатобумажные
- в) прорезиненные

97. Наиболее высокий КПД имеет передача:

- а) плоским ремнем
- б) клиновым ремнем
- в) круглым ремнем
- г) зубчатым ремнем

98. Относительное скольжение ремня равно:

- а) разности относительных удлинений ведущей и ведомой ветвей
- б) сумме относительных удлинений ведущей и ведомой ветвей
- в) произведению относительных удлинений ведущей и ведомой

ветвей

99. При работе ременной передачи на ведущем шкиве происходит:

- а) уменьшение силы натяжения
- б) потеря скорости

- в) увеличение длины ремня
100. Практический расчет ременной передачи ведут по:
- а) начальной силе натяжения ремня
 - б) окружной силе передачи
 - в) расчетной окружной силе
101. Сила давления на вал шкива ременной передачи равна:
- а) геометрической сумме сил натяжений ветвей ремня
 - б) разности натяжений ведущей и ведомой ветвей ремня
 - в) сумме предварительных натяжений ветвей ремня
102. Коэффициент полезного действия ременной передачи может снижаться до:
- а) 0,5
 - б) 0,85
 - в) 0,9
 - г) 0,75
103. Наивыгоднейшее межосевое расстояние для открытой плоскоремной передачи определяют по формуле:
- а) $l_0 = 2\pi(D_1 + D_2)$
 - б) $l_0 = 2(3D_1 + 2D_2)$
 - в) $l_0 = 2(D_1 + D_2)$
 - г) $l_0 = 2(D_1 + D_2)$
104. Расчет плоских ремней по тяговой способности производят:
- а) по критическому значению коэффициента тяги
 - б) с учетом долговечности
 - в) относительного скольжения
 - г) по допускаемому полезному напряжению
105. При расчете клиновых ремней по тяговой способности определяется:
- а) количество ремней передачи
 - б) расчетное допускаемое полезное напряжение
 - в) число пробегов
106. В ременной передаче при определении нагрузки на валы не учитывается:
- а) площадь поперечного сечения ремня
 - б) влияние центробежных сил
 - в) напряжение в ремне от начального натяжения
 - г) относительное скольжение
107. Ременные передачи с натяжным роликом целесообразно применять:
- а) при малых передаточных числах
 - б) для получения меньшего угла обхвата ведомого шкива

- в) при малых межосевых расстояниях
108. Шкивы быстроходных ременных передач подвергают:
- а) полировке
 - б) шлифованию
 - в) поверхностному упрочнению
 - г) балансировке
109. Выгодная тяговая способность ремня соответствует:
- а) критическому значению коэффициента тяги
 - б) относительной нагрузке передачи
 - в) предельному значению коэффициента тяги
 - г) зоне полного буксования
110. Расчет ремней на долговечность является:
- а) основным
 - б) проверочным
 - в) вспомогательным
111. Колеса цепной передачи называются:
- а) шкивами
 - б) шестернями
 - в) звездочками
112. Достоинством цепной передачи является:
- а) наличие в элементах цепи переменных ускорений
 - б) КПД до 0,85
 - в) применение современных видов смазки
 - г) отсутствие проскальзывания
113. Основной геометрической характеристикой цепи служит:
- а) шаг
 - б) диаметр ведущей звездочки
 - в) длина цепи
114. Основной силовой характеристикой цепи является:
- а) сила предварительного натяжения
 - б) разрушающая нагрузка
 - в) сила давления на опоры
115. Выгодное межосевое расстояние цепной передачи определяется по формуле:
- а) $a = (30 \div 50)Dt$
 - б) $a = (50 \div 80)\pi t$
 - в) $a = (30 \div 50)t$
 - г) $a = (20 \div 30)D\pi t$
116. Скорость цепи на ведомой звездочке:
- а) равна скорости на ведущей
 - б) больше скорости на ведущей
 - в) меньше скорости на ведущей

117. Для цепных передач рекомендуется принимать передаточное отношение:

а) ≤ 20

б) ≤ 8

в) ≥ 17

г) $2 \div 12$

118. При нормальном начальном натяжении цепи стрела провисания ведомой ветви составляет:

а) 20% длины цепи

б) 1/2 диаметра ведомой звездочки

в) 1/40 часть длины ветви

г) 16 шагов цепи

119. Несущая способность цепной передачи определяется:

а) величиной допускаемых контактных напряжений в шарнирах цепи

б) длиной цепи

в) межосевым расстоянием

120. КПД цепной передачи в зависимости от точности изготовления и способа смазки цепи колеблется в пределах:

а) $0.85 \div 0.92$

б) $0.95 \div 0.98$

в) $0.5 \div 0.75$

г) $0.75 \div 0.9$

121. Основным критерием работоспособности приводных цепей является:

а) прочность на разрыв

б) прочность зубьев цепи на срез

в) износостойкость шарниров

122. В основу расчета цепи по допускаемой удельной нагрузке на проекции опорной поверхности шарнира положен критерий:

а) усталости в пластинах цепи

б) выкрашивания и раскалывания роликов

в) ослабления запрессовки

г) износостойкости звеньев цепи

123. Для обеспечения надежности и долговечности цепных передач минимальное число зубьев звездочек составляет:

а) ≥ 17

б) ≥ 20

в) ≥ 27

г) ≤ 42

124. С увеличением межосевого расстояния долговечность цепи:
- а) уменьшается
 - б) увеличивается
 - в) остается неизменной
125. Для обеспечения провисания ведомой ветви цепи величину межосевого расстояния следует:
- а) увеличить на 10 шагов цепи
 - б) увеличить на $2 \div 3\%$
 - в) уменьшить на $0,75 \div 1\%$
 - г) уменьшить на $0,25\%$ длины цепи
126. Рекомендуемая величина максимального межосевого расстояния цепной передачи составляет:
- а) 50t
 - б) 60t
 - в) 70t
 - г) 80t
127. При проверочном расчете цепи определяется:
- а) полезная мощность, которую может передать цепь
 - б) шаг цепи
 - в) межосевое расстояние
 - г) крутящий момент на ведущей звездочке
128. Проверка по запасу прочности проводится для цепей:
- а) высокоскоростных передач
 - б) тяжело нагруженных передач
 - в) тихоходных передач
 - г) реверсивных передач
129. Для обеспечения долговечности цепи рекомендуется проверить:
- а) число пробегов цепи в минуту
 - б) число поворотов шарнира в час
 - в) число ударов цепи в секунду
130. Способ смазки цепи определяется:
- а) межосевым расстоянием
 - б) шагом цепи
 - а) числом шарниров цепи
 - г) скоростью цепи
131. Валы представляют собой детали машин, предназначенные для:
- а) поддержания вращающихся деталей
 - б) передачи крутящих моментов
 - в) поддержания подшипников
132. На валах передач устанавливаются:
- а) кривошипные
 - б) маховики

в) зубчатые колеса

133. Самое широкое распространение имеют:

а) прямые валы

б) коленчатые

в) гибкие

134. Опорные участки валов, воспринимающие радиальные нагрузки, называют:

а) пятами

б) цапфами

а) шейками

135. Посадочные участки валов выполняют преимущественно:

а) коническими

б) ступенчатыми

а) цилиндрическими

136. Окружная сила на шестерне ведущего вала цилиндрической прямозубой передачи определяется по выражению:

$$P = \frac{4M_1}{d_2}$$

а)

$$P = \frac{2M_1 \cdot z_2}{\pi d_1}$$

б)

$$P = \frac{16M_1}{Ed_1\pi}$$

в)

$$P = \frac{2M_1}{d_1}$$

г)

137. Радиальная сила на колесе ведомого вала конической передачи определяется по выражению:

$$а) T_{12} = P_{12} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2$$

$$б) T_2 = P \operatorname{tg} \alpha_2$$

$$в) T_{21} = P_2 \cos \delta_2 \cos \gamma$$

$$г) T = P \operatorname{tg} \gamma \cos \alpha$$

138. Осевая сила на зубе колеса вала червячной передачи определяется по выражению:

$$а) P_{12} = \frac{2M_2}{d_2}$$

а)

$$б) Q_{12} = P_{21}$$

б)

$$в) T = \frac{4M_1}{\pi d_1}$$

в)

139. Нагрузка на вал от натяжения цепной передачи требует учета:
- допускаемых напряжений изгиба
 - прогиба цепи от центробежных сил
 - дополнительного натяжения цепи от собственного веса
140. Ременная передача нагружает вал дополнительно:
- изгибающей нагрузкой
 - растягивающей силой
 - напряжением смятия
140. Для фиксации деталей на валах в осевом направлении служат:
- шейки
 - буртики
 - цапфы
 - шипы
141. Основными критериями работоспособности валов и осей являются:
- долговечность и износостойкость
 - ремонтпригодность и взаимозаменяемость
 - прочность и жесткость
 - упругость и устойчивость
142. Неподвижные оси рассчитывают:
- по теории наибольших касательных напряжений
 - на устойчивость
 - на жесткость
 - на статическую прочность
143. Валы быстроходных машин рассчитывают:
- на выносливость
 - на прочность
 - на жесткость
 - на изгиб
144. Для расчета вала на сложное сопротивление необходимо знать:
- значения сил, сдвигающих детали в осевом направлении
 - значения изгибающих моментов в опасных сечениях
 - значения крутящих моментов по длине вала
145. Проектный расчет вала на совместное действие изгиба и кручения производят по формуле:

а)
$$d = \sqrt{\frac{15M_{кр}}{[\sigma_{см}]}}$$

б)
$$d = \sqrt[4]{\frac{12M_{из}}{[\sigma_{р}]}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_{\text{экв}}}{[\sigma_u]}}$$

в)

146. Проверочный расчет вала на совместное действие изгиба и кручения производят по формуле:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{0,1d^3} \leq [\sigma_u]$$

а)

$$\sigma_u = \frac{12M}{P\pi d^3} \leq [\sigma_u]$$

б)

$$\sigma_p = \frac{M_x + M_y}{\pi d^2} \leq [\sigma_p]$$

в)

147. Статические и усталостные характеристики материалов учитывают при расчете валов:

а) по третьей теории прочности

б) на выносливость

в) на статическую прочность

г) на жесткость

148. Расчет валов на выносливость осуществляют как:

а) основной

б) проектный

в) проверочный

г) приближенный

149. Расчет валов на жесткость производят только после расчета на:

а) выносливость

б) изгиб

в) колебания

г) прочность

150. Параметрами, характеризующими степень жесткости на изгиб валов, являются:

а) угол наклона поперечного сечения вала и его наибольший прогиб

б) действительный угол закручивания вала и его крутящий момент

в) угол наклона вала под шестерней и расстояние между опорами

г) полярный момент инерции сечения вала и его изгибающий момент

151. Расчет подшипников качения на долговечность производят:

а) по номинальной долговечности

б) с учетом статической грузоподъемности

в) с учетом эквивалентной динамической нагрузки

152. Эквивалентной динамической нагрузкой для радиальных и радиально-упорных подшипников является:

а) постоянная центральная число осевая нагрузка

б) постоянная радиальная нагрузка

- в) переменная окружная нагрузка
153. Подшипники качения по сравнению с подшипниками скольжения обладают:
- а) большими пусковыми моментами
 - б) большим нагревом
 - в) меньшими моментами сил трения
154. Ролики роликоподшипников могут быть:
- а) клинообразными
 - б) выпуклыми
 - в) эллиптическими
 - г) витыми
155. Для подшипников качения установлены следующие классы точности:
- а) 0, 6, 5, 4, 2
 - б) 6, 5, 4, 3, 2, 1
 - в) 0, 5, 4, 2, 1
 - г) 5, 4, 3, 2, 1, 0
156. Широкое распространение во всех областях машиностроения имеет:
- а) шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный
 - б) шарикоподшипник радиальный однорядный
 - в) шарикоподшипник упорный однорядный
 - г) роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами
157. При смазке подшипников масляной ванной уровень масла должен быть:
- а) не выше $1/3$ радиуса подшипника
 - б) до половины диаметра подшипника
 - в) не выше центра нижнего тела качения
158. Основным видом выхода из строя подшипников качения после длительной работы в нормальных условиях является:
- а) усталостное выкрашивание
 - б) заклинивание тел качения
 - в) разрушение сепараторов
 - г) износ колец
159. Долговечность шарикоподшипников определяется по формуле:
- а) $C = \left(\frac{L}{P}\right)^\alpha$
 - б) $L = \left(\frac{C}{P}\right)^\alpha$

$$L = \left(\frac{P}{C}\right)^\alpha$$

в)

160. Долговечность подшипников качения обычно принимают:

- а) 2000 ÷ 5000 ч
- б) 5000 ÷ 10000 ч
- в) 2500 ÷ 10000 ч
- г) 5000 ÷ 7500 ч

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

1. Виды 3D-моделирования: портал для 3D-художников: 3d-модели, уроки и видеокурсы, PBR-материалы и текстуры: [сайт]. – URL: <https://3d-modeli.net> – Текст: электронный.
2. Обзор материалов для 3D-печати. – Текст: электронный // Портал для любителей и профессионалов, заинтересованных в 3D-печати и сопутствующих технологиях «3D today»: [сайт]. – URL: <https://3dtoday.ru>
3. Бондаренко, С. Т. Плагины для 3D-моделирования Studio MAX 5: учебное пособие / С. Т. Бондаренко, М. А. Двораковская. – Москва: КомБук, 2004. – 608 с.
4. Чубенко, Е. Ф. Универсальная транспортная стойка с рулевым управлением с мотор-колесом / Е. Ф. Чубенко, Э.В. Пасечнюк // Наука, техника, промышленное производства. История, современная состояние, перспективы: материалы научно-практической конференции ДВФУ. – Владивосток: Изд-во ДВФУ, 2019.

Дополнительная литература

5. Разработка маломобильных транспортных средств (грузовые тележки) с мотор-колесом для увеличения производительности труда, безопасности и удобства работников с ограниченными возможностями здоровья в автосервисах, складах и на производственных площадках / Е. Ф. Чубенко, И. С. Величко, Н. А. Сингаевский, А. С. Белоусов // Материалы Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития судоходства и транспорта в Азиатско-Тихоокеанском регионе» (г. Владивосток, 17 ноября 2019 г.). – Владивосток, 2019. – С. 198–205.
6. Чубенко, Е. Ф. Разработка универсального сцепного устройства для маломобильного транспорта с мотор-колесом для перевозки тяжелых грузов в складских помещениях и портах / Е. Ф. Чубенко, М. Н. Кундышев, Д. В. Старостин // Молодой ученый. – 2019. – №50. – С. 127–130.
7. Некоторые вопросы разработки узлов и принципиальной конструкции самоходного трехколесного велосипеда с мотор-колесом для

маломобильных пользователей // Е. Ф. Чубенко, Д. В. Старостин, М. Н. Кундышев и др. // Современные тенденции в науке, технике, образовании: сборник научных трудов по материалам VIII Международной научно-практической конференции (г. Пермь, 6 февраля 2020 г.). – Пермь, 2020. – С. 47–54.

8. Прикладная механика: учебник для академического бакалавриата. – Текст: электронный / В. В. Джамай, Е. А. Самойлов, А. И. Станкевич, Т. Ю. Чуркина. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва: Юрайт, 2020. – 359 с. // Образовательная платформа «Юрайт»: [сайт]. – URL: <https://urait.ru/book/prikladnaya-mehanika-460148>

9. Жуковский, Н. Е. Аналитическая механика. Теория регулирования хода машин. Прикладная механика: учебник для вузов. – Текст: электронный / Н. Е. Жуковский; под ред. В. П. Ветчинкина, Н. Г. Чеботарева. – Москва: Юрайт, 2020. – 462 с. // Образовательная платформа «Юрайт»: [сайт]. – URL: <https://urait.ru/book/analiticheskaya-mehanika-teoriya-regulirovaniya-hoda-mashin-prikladnaya-mehanika-453016>

10. Зиомковский, В. М. Прикладная механика: учебное пособие для вузов. – Текст: электронный / В. М. Зиомковский, И. В. Троицкий; под науч. ред. В. И. Вешкурцева. – Москва: Юрайт, 2020. – 286 с. // Образовательная платформа «Юрайт»: [сайт]. – URL: <https://urait.ru/book/prikladnaya-mehanika-453344>

11. Прикладная механика: учебник: в 2 ч. Ч. 1: Основы расчета, проектирования и моделирования механизмов. – Текст: электронный / А. Н. Соболев, А. Я. Некрасов, Ю. И. Бровкина и др. – Москва: Курс, 2020. – 224 с. // Электронно-библиотечная система «Знаниум»: [сайт]. – URL: <https://znaniium.com/catalog/document?id=347240>

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Тема 1. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ 3D-МОДЕЛИРОВАНИЯ.....	4
1.1. Полигональное моделирование	4
1.2. Сплайновое моделирование	5
1.3. NURBS-моделирование.....	5
1.4. Промышленное моделирование.....	6
1.5. Параметрическое моделирование.....	6
1.6. Твердотельное моделирование	6
Тема 2. ОРГАНИЗАЦИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ 3D-ПЕЧАТИ.....	8
2.1. Виды материалов для 3D-печатаей	8
2.2. 3D-принтеры: устройство и принцип работы.....	10
2.2.1. Устройство 3D-принтера.....	10
2.2.2. Принцип работы 3D-принтера	11
Тема 3. ПРИМЕНЕНИЕ СТАНКОВ С ЧПУ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ САМОХОДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ МАЛОМОБИЛЬНЫХ ГРУПП НАСЕЛЕНИЯ	13
3.1. Фрезерные станки с ЧПУ: виды и особенности.....	13
3.1.1. Принцип работы фрезерных станков	14
3.1.2. Разновидности фрезерных станков с ЧПУ	15
3.1.3. Подбор фрез.....	17
3.2. Язык программирования станков с ЧПУ	18
3.2.1. Уровни CAD/CAM-системы	19
3.2.2. Геометрия и траектория.....	19
3.2.3. Бэкплот и верификация	22
Тема 4. МОТОР-КОЛЕСО КАК ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ДЛЯ ЛИЦ С ОВЗ.....	24
Тема 5. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ 3D-МОДЕЛЕЙ СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ САМОХОДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	28
5.1. Сцепные устройства в конструкциях тянущего типа	28
5.1.1. Стержневое сцепное устройство.....	28
5.1.2. Втулочное сцепное устройство.....	30
5.1.3. Телескопическое сцепное устройство	32
5.2. Секторальное сцепное устройство в конструкциях толкающего типа.....	32

Тема 6. ПЕРСПЕКТИВНОЕ САМОХОДНОЕ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО	36
ЛАБОРАТОРНЫЙ КОМПЛЕКС	45
Лабораторная работа 1. ИСПЫТАНИЕ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ	45
Лабораторная работа 2. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ	52
Лабораторная работа 3. ТРЕНИЕ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ	56
Лабораторная работа 4. ИССЛЕДОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ	64
Лабораторная работа 5. ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, НАГРУЖЕННОГО ОСЕВОЙ СИЛОЙ	74
ТЕСТОВЫЙ КОНТРОЛЬ ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ	81
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	104

Учебное издание

Чубенко Елена Филипповна

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА МОДУЛЬ 2.
ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

**3D-МОДЕЛИ КОНСТРУКЦИЙ
УЗЛОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ САМОХОДНЫХ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ЛИЦ
С ОГРАНИЧЕННЫМИ ВОЗМОЖНОСТЯМИ
ЗДОРОВЬЯ**

Учебно-методическое пособие

Подготовлено к изданию М.А. Шкарубо
Компьютерная верстка М.А. Портновой

Подписано в печать 2.11.20. Формат 60×84/16.
Бумага писчая. Печать офсетная. Усл.- печ. л. 6,5
Уч.-изд. л. 7,5. Тираж 300 [I–25] экз. Заказ

Издательство Владивостокского государственного университета
экономики и сервиса

690014, Владивосток, ул. Гоголя, 41

Отпечатано в Ресурсном информационно-аналитическом центре ВГУЭС
690014, Владивосток, ул. Гоголя, 41