

Министерство образования и науки Российской Федерации

Владивостокский государственный университет
экономики и сервиса

Е.Ф. ЧУБЕНКО
Д.Н. ЧУБЕНКО

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Учебно-практическое пособие

*Рекомендовано УМО РАЕ по классическому университетскому
и техническому образованию в качестве учебно-практического пособия
для студентов высших учебных заведений, обучающихся
по направлению подготовки 23.03.01 «Технология транспортных
процессов»*

Владивосток
Издательство ВГУЭС
2015

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.42

Ч 81

Рецензенты: *Е.М. Беловицкий*, д-р техн. наук,
профессор каф. МММ (ДВФУ)
И.Б. Друзь, д-р техн. наук,
профессор каф. ТМСМ
(МГУ им. адм. Г.И. Невельского)

Чубенко, Е.Ф.

Ч81 ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА [Текст]: учебно-практическое пособие / Е.Ф. Чубенко, Д.Н. Чубенко. – Владивосток: Изд-во ВГУЭС, 2015. – 76 с.

ISBN 978-5-9736-0349-6

Учебно-практическое пособие составлено в соответствии с учебной программой курса, а также требованиями ФГОС ВО России к учебной дисциплине «Прикладная механика». Приведены описания лабораторных работ по указанному курсу с подробными методическими указаниями по их выполнению, рассмотрены основные измерительные устройства и приборы с обоснованием их выбора. Даны методики расчета погрешностей измерений и контрольные вопросы к защите результатов работ.

Предназначено студентам высших учебных заведений, обучающимся в соответствии с ФГОС ВО по направлению подготовки 23.03.01 «Технология транспортных процессов» (уровень бакалавриата, профиль Организация и безопасность движения), изучающим курс «Прикладная механика».

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.42

ISBN 978-5-9736-0349-6

© Издательство Владивостокского государственного университета экономики и сервиса, оформление, 2015

ВВЕДЕНИЕ

Прикладная механика наряду с математикой имеет огромное общеобразовательное значение. Изучение этой дисциплины развивает логическое и техническое мышление, вводит в понимание широкого круга явлений, относящихся к механическому движению.

Целью изучения дисциплины «Прикладная механика» является теоретическая и практическая подготовка студентов в области изучения общих законов движения и равновесия материальных тел, отражающих взаимодействие между этими телами в такой степени, чтобы они могли выбирать необходимые технические решения, уметь объяснить принципы их функционирования и правильно их использовать.

Основные задачи изучения дисциплины:

- формирование у студентов минимально необходимых знаний в области Прикладной механики;
- ознакомление с техническими и технологическими решениями, используемыми в данной области;
- выработка практических навыков аналитического и экспериментального исследования основных методов и средств, используемых в области, изучаемой в рамках данной дисциплины.

В результате изучения дисциплины в соответствии с ФГОС ВО 23.03.01 будут сформированы следующие компетенции:

ОПК-3 Способность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественнонаучных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирования и решения технических и технологических проблем в области технологии, организации, планирования и управления технической и коммерческой эксплуатацией транспортных систем;

ПК-1 Способность к разработке и внедрению технологических процессов, использованию технической документации.

Формирование компетенций, а также знаний, умений и владений производится при изучении следующих разделов дисциплины «Прикладная механика»:

- структурный, кинематический, динамический и силовой анализ;
- синтез механизмов;
- принципы инженерных расчетов;
- конструкции сварных соединений и рекомендации по их расчету и применению;
- расчет на прочность деталей, соединениях с натягом;
- расчет на прочность болтовых соединений при различных случаях нагружения;
- методики расчета шпоночных, зубчатых и штифтовых соединений;

- цилиндрическая и коническая фрикционные передачи и вариаторы;
- последовательность расчета ременных передач;
- основные типы цилиндрических передач;
- расчет на прочность червячных передач;
- ходовые винтовые механизмы;
- расчет цепной передачи на износостойкость;
- расчет валов и осей на жесткость и усталость;
- особенности расчета подшипников качения и скольжения;
- конструктивные особенности муфт.

Дисциплина «Прикладная механика» является для студентов, обучающихся в соответствии с ФГОС ВО по направлению подготовки 23.03.01 «Технология транспортных процессов» (уровень бакалавриата, профиль Организация и безопасность движения), завершающей обще-механическую подготовку и формирующей представление о комплексе технических документов, относящихся к изделию, предназначенному для изготовления или модернизации, и содержащем чертежи, расчеты, описания с принципиальными обоснованиями.

В данном курсе будущий бакалавр получает основные сведения и навыки, необходимые для реализации технической деятельности. 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 машин, либо на основании результатов специально поставленных экспериментов. Отсюда следует, что экспериментальное изучение работы деталей машин является неотъемлемой частью курса. Для этого должны быть поставлены соответствующим образом лабораторные работы, облегчающие изучение физической сущности работы деталей машин и усвоение основных методов их расчета.

Лабораторные работы по курсу «Прикладная механика» предназначены для ознакомления студентов с методикой проведения экспериментальных работ, проведением замеров деформаций, усилий и крутящих моментов, перемещений и других величин. Разработка тематики и содержания лабораторных работ имела целью освещение узловых

вопросов курса «Прикладная механика», особенно тех, которые наиболее трудны для понимания студентов.

Все необходимые для выполнения лабораторных работ формулы приводятся в окончательном виде, без выводов.

Основные определения, терминология и классификация совпадают с принятыми в основном курсе.

В данном учебно-практическом пособии приведены 8 лабораторных работ, содержащих конструкции и описания экспериментальных установок, порядок выполнения работ и контрольные вопросы для защиты. Для каждой экспериментальной установки составлен паспорт, содержащий основные параметры установки, характеристику объекта испытания и указания о применяемой измерительной аппаратуре.

Существенным при выполнении лабораторных работ является обеспечение возможности получения наиболее точных результатов опытов. С этой целью в ряде работ предусматривается повторение опыта несколько раз, обеспечивающее стабильность результатов.

Лабораторная работа № 1

Испытание на центральное сжатие образцов из пластичных и хрупких материалов

Цель работы

1. Ознакомление с методикой проведения испытаний на сжатие.
2. Изучение поведения различных материалов при сжатии.
3. Определение механических характеристик пластичных и хрупких, изотропных и анизотропных материалов при центральном сжатии.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

- основные прочностные характеристики исследуемых материалов при центральном сжатии;
- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

- экспериментально определять напряжения в образцах.

1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Результаты испытаний на сжатие зависят от условий проведения эксперимента.

Практически очень трудно добиться центрального сжатия - приложения сжимающей силы точно по направлению оси образца. Поэтому образец может не только сжиматься, но и изгибаться. Для уменьшения влияния изгиба рекомендуется применять образцы в виде кубиков или цилиндров, длина которых не более чем в два раза превышает их поперечные размеры: $h_0 = (1 \div 2)d_0$.

Применение слишком коротких образцов тоже нежелательно. При сжатии образца продольные размеры уменьшаются, а поперечные увеличиваются (по закону Пуассона). Вследствие трения между торцами образца и опорными плитами машины увеличение поперечных размеров в середине и на торцах образца неодинаковы (на торцах - меньше) и образец принимает бочкообразную форму, что у образцов из пластичных материалов видно невооруженным глазом. Появление сил трения изменяет вид напряженного состояния и увеличивает сопротивление образца. Чем короче образец, тем сильнее влияние сил трения. Поэтому рекомендуется применять образцы, длина которых не меньше поперечных размеров. Уменьшить трение можно обработкой торцов парафином или графитовой смазкой.

Диаграмма сжатия образца из пластичного материала представлена на рис. 1 (кривая 1). Первоначальный участок диаграммы представляет

собой прямую пропорциональную зависимость между нагрузкой и деформацией (закон Гука). При дальнейшем сжатии образец деформируется без значительного увеличения нагрузки (материал «течет»). Текучесть при сжатии выявляется не очень отчетливо.

Затем нагрузка вновь начинает возрастать, образец непрерывно сжимается. Разрушить образец не удастся, так как по мере увеличения нагрузки он все более сплющивается, и опыт прекращают. По этой диаграмме можно определить величину P_T . Образец из хрупкого материала разрушается при очень малых остаточных деформациях и для него по диаграмме рис. 1 (кривая 2) можно определить только максимальное усилие P_{max} .

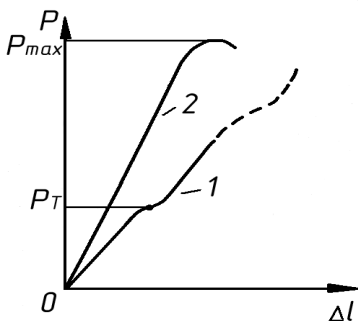


Рис. 1. Диаграмма сжатия образцов

Сила, действующая на образец, вычисляется по формуле

$$F = A_n \cdot q, \quad (1)$$

где q – давление в рабочем цилиндре (Па);

A_n – площадь поршня (m^2).

Напряжение в образце вычисляется по формуле

$$\sigma = \frac{F}{A_{об}} \quad (2)$$

где F – сила, действующая на образец (Н);

$A_{об}$ – площадь сечения образца (m^2).

2. Установка для испытаний

Работа проводится на прессе типа ВК-18. Привод прессы – ручной (рис. 2).

Пресс снабжен двумя измерительными манометрами, позволяющими проводить испытания в двух измерительных пределах, и состоит из чугунной подставки 1, которая служит одновременно маслобаком. В подставке осажена стальная отливка 2, которая является цилиндром высокого давления. Подставка соединена с траверсой, в которой нахо-

дится нажимной болт 4. Рабочий поршень 11 выдвигается снизу вверх, воздействуя на образец. В нажимном болте 4 шарнирно закреплена верхняя нажимная пята 3. Нажимной болт закручивается рукоятками 5. На передней панели корпуса находятся: 10 – манометр измерительного предела (10 МПа), 8 – клапан отключения манометра 10.

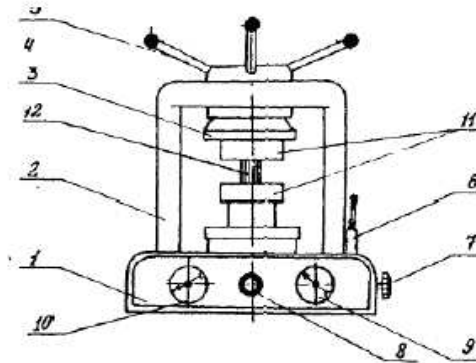


Рис. 2. Испытательный пресс

Клапан 8 находится в закрытом положении, маховик клапана снят во избежание случайного открытия клапана при давлении, превышающем предел измерений манометра 10. 9 – манометр измерительного предела (60 мПа) постоянно соединен с цилиндром высокого давления. Оба манометра снабжены пассивными стрелками, которые перед началом опыта устанавливаются на «0». С правой стороны корпуса находится запорноспусковой клапан 7. Пресс снабжен насосом, пускаемым в ход ручным рычагом.

Форма, размеры образцов (регламентируются ГОСТ 25.503-80) и дополнительные приспособления при испытании на сжатие выбирают таким образом, чтобы нагрузка прикладывалась строго по оси образца, а между торцом образца и опорными подушками было бы минимальное трение. Для этого применяют опорные подушки.

В работе испытываются образцы из следующих материалов:

- 1) низкоуглеродистая сталь (медь и др.) – пластичный изотропный материал в виде цилиндра (рис. 3,а)
- 2) дюралюмин (чугун, кирпич, бетон и др.) – хрупкий изотропный материал в виде цилиндра (рис. 3,а)
- 3) древесина – анизотропный материал (рис. 3,б).

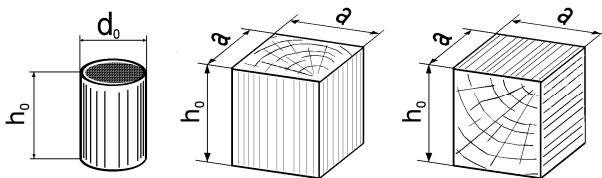


Рис. 3. Образцы для испытания на сжатие

Образцы из анизотропного материала следует испытывать в двух или трех направлениях (в зависимости от характера анизотропии: для дерева - вдоль и поперек волокон).

При сжатии цилиндрического стержня из низкоуглеродистой стали (пластичный материал), образец ведет себе так же, как при растяжении, т.е. диаграмма сжатия стального образца аналогична диаграмме его растяжения. Наличие прямолинейного участка диаграммы участка упругости свидетельствует о справедливости закона Гука

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3)$$

Величины предела пропорциональности, предела текучести и модуля Юнга для таких материалов при сжатии и растяжении примерно одинаковы. После перехода за предел пропорциональности появляются заметные остаточные деформации. Благодаря трению между опорными плитами машины и основаниями образца затрудняются его поперечные деформации в этих сечениях, и он принимает бочкообразную форму. По мере увеличения площади поперечного сечения для дальнейшей деформации приходится увеличивать нагрузку, и образец может быть сплюснут, не обнаруживая признаков разрушения.

Пластичные материалы на растяжение и на сжатие работают примерно одинаково и основным видом испытания для них является испытание на растяжение, а испытание на сжатие носит вспомогательный характер.

Хрупкие материалы (чугун, бетон, кирпич и др.) лучше сопротивляются сжатию, чем растяжению, поэтому они применяются для изготовления материалов, работающих на сжатие (к примеру, у бетона предел прочности на сжатие раз в 10 больше предела прочности на растяжение). Таким образом, для их расчета на прочность необходимо знать механические характеристики, получаемые при испытании на сжатие.

При разрушении чугунного цилиндрического образца на диаграмме сжатия (рис. 5) почти отсутствует прямолинейный участок, т.е. закон Гука выполняется лишь приближенно в начальной стадии нагружения.

Разрушение происходит внезапно при максимальной нагрузке F_{\max} с появлением ряда наклонных трещин, расположенных приблизительно под углом 45° к образующим боковой поверхности образца, т.е. по линиям действия максимальных касательных напряжений.

Предел прочности чугуна на сжатие превышает предел прочности на растяжение в 4–5 раз и предел прочности на изгиб в 2 раза.

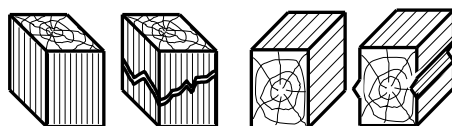
При сжатии образцов из дерева или из стеклопластика получаются резко различные результаты в зависимости от направления сжатия по отношению к волокнам материала. Такие материалы называют **анизотропными**.

Анизотропия (от греч. *ánisos* – неравный и *trópos* – направление), – зависимость физических свойств вещества (механических, тепловых, электрических, магнитных, оптических) от направления (в противоположность **изотропии** — независимости свойств от направления).

Кроме того, прочностные свойства древесины зависят от других факторов: сорта дерева, его возраста, от расстояния до сердцевины дерева, влажности, температуры и пр.

При сжатии, например, дерева вдоль волокон предел прочности в 5–10 раз больше, чем при сжатии поперек волокон.

Образец из дерева, испытываемый на сжатие вдоль волокон, до разрушения накапливает сравнительно небольшие деформации. После достижения нагрузки наибольшего значения начинается разрушение образца, сопровождаемое падением нагрузки.



При сжатии дерева поперек волокон сначала нагрузка возрастает, достигая величины, соответствующей пределу пропорциональности, затем образец начинает быстро деформироваться почти без увеличения нагрузки. В дальнейшем за счет сильного уплотнения материала нагрузка начинает расти. Условно считают разрушающей ту нагрузку, при которой образец сжимается примерно на $1/3$ своей первоначальной высоты h .

Предел прочности чугуна на сжатие превышает предел прочности на растяжение в 4–5 раз и предел прочности на изгиб в 2 раза.

3. Порядок выполнения работы

1. Снять размеры образцов с помощью штангенциркуля и записать их в табл. 1.

2. Поместить образец между нажимными плоскостями, предварительно установив сверху и снизу образца подложки из прочной стали. Выдерживать соосность установки образца и подложек.

3. Нажимным болтом 4 опустить верхнюю пяту 3 до упора, придерживая образец от смещения с центра, при этом клапан 7 должен быть открыт. Затянуть болт максимально возможным усилием.

4. Закрыть клапан 7.

5. Установить пассивную стрелку на «0».

6. Закачать масло в рабочий цилиндр рычагом 6. При испытании образцов давление в цилиндре не должно превышать 30 мПа. При сжатии образца фиксировать максимальное давление.

7. Данные занести в табл. 1.

4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать следующие пункты:

1. Цель работы.
2. Схема и краткое описание установки.
3. Основные параметры исследуемых материалов.
4. Данные экспериментального определения сил и напряжений исследуемых материалов, представленные в табл. 1.
5. Выводы (заключение о проделанной работе).

Таблица 1

Теоретические и экспериментальные данные

Материал образца	Пластичный	Хрупкий
Размеры, мм		
Максимальные показания манометра, q , мПа		
Сила, действующая на образец, F , кН		
Максимальное напряжение пластического материала, σ , мПа		
Предел прочности хрупкого материала, σ , мПа		
Рисунок образца после опыта		

Контрольные вопросы

1. Что собой представляет центральное сжатие?
2. Привести формула для определения нормальных напряжений при центральном сжатии.
3. Что собой представляют изотропные и анизотропные материалы?

4. Назвать характерные особенности испытания пластичных, хрупких и анизотропных материалов на сжатие.

5. Назвать механические характеристики, которые можно определить для пластичных, хрупких и анизотропных материалов при испытании на сжатие.

6. Какой вид имеет диаграмма сжатия стали и в чем ее отличие от диаграммы растяжения?

7. Какой вид имеют диаграммы сжатия чугуна и бетона? Назовите характерные особенности разрушения образцов из этих материалов.

8. Какой вид имеет диаграмма сжатия дерева вдоль и поперек волокон? Как дерево разрушается при сжатии и в каком направлении обладает лучшими механическими свойствами?

9. Из каких соотношений определяются размеры образцов при испытании на сжатие?

10. Почему образцы из малоуглеродистой стали и чугуна при сжатии приобретают бочкообразную форму?

11. Какие факторы влияют на прочностные свойства древесины?

12. Сформулировать и записать закон Гука.

13. Знать определение основных механических свойств материала: прочности, пластичности, упругости, жесткости.

14. Знать определения пределов прочности, упругости, текучести.

Список литературы

1. Александров, А.В. Сопротивление материалов / А.В. Александров, В.Д. Потопов, Б.П. Державин. – М., 2003.

2. Федосьев, В.И. Сопротивление материалов / В.И. Федосьев. – М., 1986.

3. Киносшвили, Р.С. Сопротивление материалов / Р.С. Киносшвили. – М., 1985.

Лабораторная работа № 2 **Экспериментальное определение основных параметров эвольвентных зубчатых колес**

Цель работы

Ознакомление студентов с элементарными методами измерения и расчета основных параметров цилиндрических зубчатых колес эвольвентного профиля.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

- основные геометрические характеристики зубчатых колес;
- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать параметры зубчатого колеса.

1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Основными параметрами зубчатого колеса являются:

1. Число зубьев z .
2. Модуль зацепления m .
3. Угол зацепления α .
4. Диаметр делительной окружности d .
5. Диаметр основной окружности d_g .
6. Шаг зацепления P .
7. Диаметр окружности выступов d_a .
8. Диаметр окружности впадин d_f .
9. Высота головки зуба h_a .
10. Высота ножки зуба h_f .
11. Толщина зуба по делительной окружности S .

Число зубьев z определяется непосредственным подсчетом. Модуль зацепления m колеса с эвольвентным профилем зуба находится следующим образом. Известно, что шаг зацепления по основной окружности равен

$$P_g = P \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

следовательно,

$$m = \frac{P_g}{\pi \cos \alpha} \quad (2)$$

Шаг легко определяется измерением. Охватим губками штангенциркуля n зубьев колеса так, чтобы плоскости губок касались эвольвентной части профиля зуба (рис. 1). Для выполнения этого условия число охватываемых зубьев n должно быть взято из табл. 2, в зависимости от числа зубьев колеса z .

Если точки касания А и В (рис. 1) соединить между собой, то получим нормаль W_n к эвольвентным профилям, которая является касательной к основной окружности. Затем, охватив губками штангенциркуля $n+1$ зубьев, измерим, таким образом, нормаль W_{n+1} . Разность измерений нормалей будет соответствовать расстоянию между одноименными профилями соседних зубьев и равна основному шагу P

$$P_l = W_{n+1} - W_n, \quad (3)$$

Следовательно, модуль зацепления может быть определен по формуле

$$m = \frac{W_{n+1} - W_n}{\pi \cos \alpha}, \quad (4)$$

где α – угол зацепления, который по ГОСТу равен 20° .

Полученное таким образом значение модуля в мм нужно сверить с ГОСТ 9563-63. Небольшие отклонения от стандартных величин модуля (не более 0.05 мм) могут быть результатом неточности замеров.

ГОСТ 9563-63 предусматривает два ряда модулей:

Первый ряд: 0.8; 1; 1.25; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

Второй ряд: 0.9; 1.125; 1.375; 1.75; 2.25; 2.75; 3.5; 4.5; 5.5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд модулей является предпочтительным. Обмеряемые колеса могут быть с другим углом зацепления, поэтому выполним проверку.

Если известны диаметры окружностей выступов d_a и впадин d_f , то модуль зацепления можно определить по формуле

$$m = \frac{d_a}{z+2} = \frac{d_a}{z-2.5}, \quad (5)$$

Величины d_a и d_f при четном числе зубьев колеса измеряются штангенциркулем (рис. 2,а). При нечетном числе зубьев колеса величины d_a и d_f находятся в соответствии с рис. 2,б по формулам

$$d_a = d_{омв} + 2H_1; \quad d_f = d_{омв} + 2H_2, \quad (6)$$

где $d_{омв}$ - диаметр отверстия втулки колеса.

Шаг зацепления $P = \pi \cdot m$. Угол зацепления найдется из соотношения

$$\cos \alpha = \frac{P_6}{P}, \quad (7)$$

Для колес, нарезанных с нулевым сдвигом режущего инструмента, остальные параметры определяются по следующим формулам:

- диаметр делительной окружности $d = m \cdot z$;
- диаметр основной окружности $d_6 = d \cos \alpha$;
- высота головки зуба $h_0 = \frac{1}{2}(d_a - d)$;
- высота ножки зуба $h_f = \frac{1}{2}(d - d_f)$;
- толщина зуба по дуге делительной окружности $S = \frac{1}{2} m \cdot \pi$;
- толщина зуба по хорде на делительной окружности

$$S_{xp} = d \cdot \sin \gamma, \text{ где } \gamma = \frac{90^\circ}{z} - \text{угол.}$$

Прежде чем измерить толщину зуба по хорде, необходимо предварительно рассчитать радиальное расстояние данной хорды до вершины зуба h'_{xp}

$$h'_{xp} = \frac{1}{2}(d_a - d \cos \gamma), \quad (8)$$

На этом расстоянии h'_{xp} устанавливают и фиксируют установочную пластинку 3, а затем устанавливают зубомер так, чтобы установочная пластинка упиралась в вершину зуба и губки зубомера были сдвинуты до касания с зубом. Величина хордальной толщины зуба S'_{xp} читается по шкале 1.

Измеренная величина S'_{xp} может не совпадать с расчетной величиной S_{xp} , что определит отклонение толщины зуба от теоретического значения на величину ΔS : $\Delta S = S'_{xp} - S_{xp}$.

По ГОСТ 1643-70 уменьшение толщины зубы ограничивается допуском на толщину зуба, что обеспечивает требуемую норму бокового зазора в передаче.

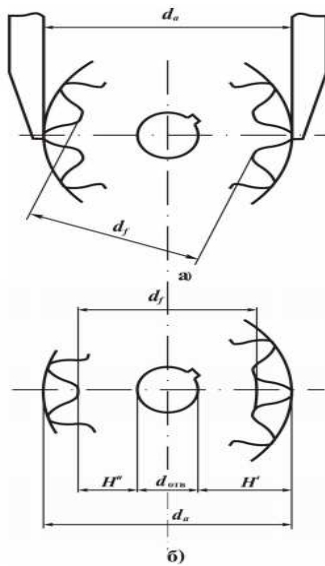


Рис. 1. Схема измерения диаметров вершин зубьев и впадин

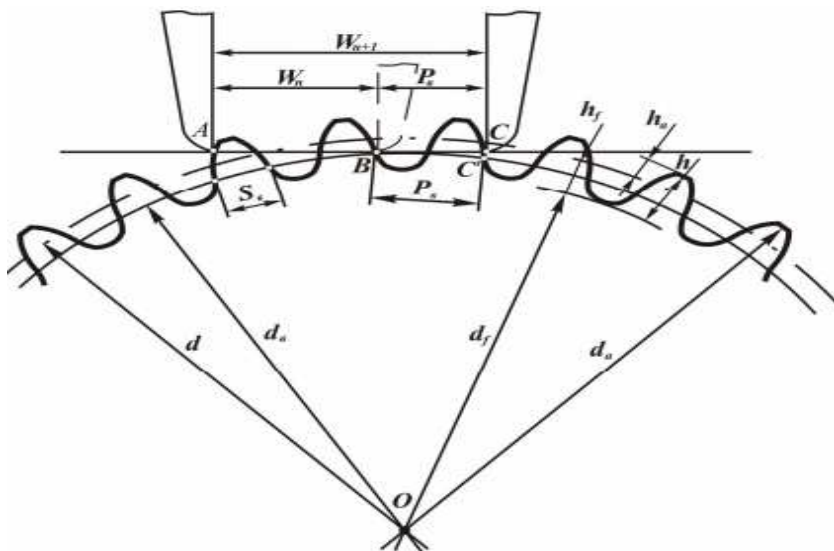


Рис. 2. Измерение шага зубчатых колес

Измеренная величина S'_{xp} может не совпадать с расчетной величиной S_{xp} , что определит отклонение толщины зуба от теоретического значения на величину ΔS : $\Delta S = S'_{xp} - S_{xp}$.

По ГОСТ 1643-70 уменьшение толщины зуба ограничивается допуском на толщину зуба, что обеспечивает требуемую норму бокового зазора в передаче.

Обмеряемое колесо может быть скорректированным, т.е. нарезанным со сдвигом режущего элемента. В этом случае необходимо определить коэффициент сдвига режущего элемента ε , выражающий величину этого сдвига в долях модуля.

$$\varepsilon = \frac{\frac{S_g}{P_g} \pi - \text{inv} \alpha - \frac{\pi}{2}}{2 \text{tg} \alpha}, \quad (9)$$

где $\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha$.

Толщина зуба на основной окружности определяется из очевидного соотношения (рис. 1)

$$S_g = W_{n+1} - n P_g. \quad (10)$$

Здесь n - число зубьев, охватываемых губками штангенциркуля при измерении P_g .

Толщина зуба по делительной окружности (для корригированных колес) будет равна

$$S = m\left(\frac{\pi}{2} + 2\varepsilon g \alpha\right). \quad (11)$$

2. Детали и инструменты

Для выполнения работы применяются прямозубые шестерни различных геометрических размеров. Для измерений используются штангенциркули ШЦ-1.

3. Порядок выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев колеса z .
2. По табл. 1. определить число n .
3. Измерить штангенциркулем отрезки W_n и W_{n+1} .
4. Определить величину P_B .
5. Определить модуль зацепления m и сравнить его со стандартным значением по ГОСТ 9563-63.
6. Выполнить проверочный расчет модуля, для чего измерить d_a и d_f .
7. Рассчитать все параметры зубчатого колеса $P, d, d_a, d_f, h_a, h_f, S$.
8. Определить хордальную толщину зуба S'_{xp} и проверить ее путем измерения штангензубомером непосредственно на колесах.
9. В случае обмера корригированного колеса необходимо определить по формуле коэффициент сдвига ε , а затем S .
10. Оформить отчет по прилагаемой форме.

4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.
2. Краткое описание используемых деталей и инструментов
3. Число зубьев колеса z .
4. Угол профиля инструментальной рейки $\alpha_p = 20^\circ$.
5. Определение модуля зацепления m .

Результаты обмера зубчатого колеса

Определение W_n и W_{n+1}			Расчет модуля по замерам
№ замера	W_n	W_{n+1}	$n = P_B = W_{(n+1)cp} - W_{n(cp)}$ $m = \frac{P_6}{\pi \cdot \cos \alpha}$ Ближайшее значение модуля СТ СЭВ 310-76
1			
2			
3			
среднее			

6. Измерение диаметров окружностей выступов и впадин.

$$d_0 = \quad \text{мм}; \quad d_0 = \quad \text{мм};$$

7. Проверочный расчет модуля

$$m = \frac{d_a}{z+2} = \frac{d_f}{z-2.5}.$$

8. Расчет основных параметров колеса.

9. Определение толщины зуба по хорде на делительной окружности

$$S_{xp} = d \cdot \sin \gamma, \text{ мм, где } \gamma = \frac{90^\circ}{z}.$$

Зависимость n от z

z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-59	60-63	64-72	73-81	82-90
n	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Контрольные вопросы

1. Что такое эвольвента?
2. Какой зависимостью связаны шаг зацепления и модуль?
3. Что такое корригированное зубчатое колесо?
4. Сколько рядов модулей предусматривается стандартом?
5. Что называется модулем зубчатого колеса?
6. Как определить шаг зубчатого колеса?
7. Как определить диаметры основной и делительной окружностей?

8. Какова зависимость между числом зубьев и делительным диаметром зубчатого колеса?

9. Что называется коэффициентом смещения исходного контура?

10. Как изменяются основные параметры зубчатого колеса при смещении исходного контура?

Список литературы

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев. – М.: Академия, 2004.

2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.

3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.

4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

Лабораторная работа № 3 Определение коэффициента трения скольжения различных материалов

Цель работы

Экспериментальное определение коэффициента трения скольжения различных материалов.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

- величины коэффициентов трения различных материалов;

- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать значения коэффициентов трения различных материалов при различных условиях проведения эксперимента.

1. Теоретические основы и расчетные зависимости

По объекту взаимодействия различают внешние и внутреннее трения.

Внешние трения – это противодействие относительно перемещению соприкасающихся тел в направлении, лежащем в плоскости их соприкосновения.

Внутреннее трение – противодействие относительно перемещению отдельных частей одного и того же тела.

По признаку наличия или отсутствия относительного движения различают трение покоя и трение движения.

Трение покоя (статическое трение) – внешнее трение при относительном покое соприкасающихся тел.

Трение движения (кинетическое трение) – внешнее трение, при относительном движении соприкасающихся тел.

По виду относительного движения тел различают:

- **трение скольжения** – внешнее трение при относительном скольжении соприкасающихся тел,

- **трение качения** – внешнее трение при относительном качении соприкасающихся тел;

По физическим признакам состояния взаимодействующих тел различают:

- **чистое трение** – внешнее трение при полном отсутствии на трущихся поверхностях каких-либо посторонних примесей;

- **сухое трение** – внешнее трение, при котором трущиеся поверхности покрыты пленками окислов и адсорбированными молекулами газов и жидкостей, а смазка отсутствует;

- **граничное трение** – внешнее трение, при котором между трущимися поверхностями есть тонкий (порядка 0,1 мкм и менее) слой смазки;

- **полужидкостное трение** – трение, при котором между трущимися поверхностями есть слой смазки с обычными свойствами;

- **жидкостное трение** – трение, при котором поверхности трущихся твердых тел полностью отделены друг от друга слоем жидкости.

Силой трения покоя называется составляющая полной реакции для трущихся тел, лежащая в общей касательной плоскости к поверхности контакта.

После достижения предельной силы трения покоя наступает скольжение трущихся поверхностей.

Силой трения скольжения называется составляющая полной реакции для трущихся тел, лежащая в общей касательной плоскости к поверхности контакта и направленная в сторону, противоположную их относительному смещению.

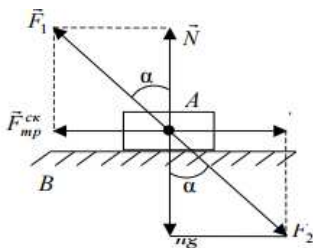


Рис. 1. Сила трения скольжения

Согласно основному закону динамики тело веса G , положенное на наклонную плоскость, под действием постоянной по величине силы F будет двигаться равноускоренно в сторону действия силы.

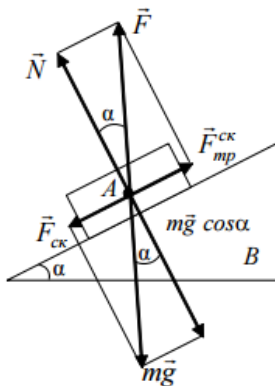


Рис. 2. Схема действия сил (в лабораторной установке)

Ускорение движения тела, при постоянном угле наклона плоскости α , зависит только от коэффициента трения f . Для схемы на рис. 2 сила, сообщающая телу ускорение, будет равна

$$F = ma = \frac{G}{g} - \frac{2S}{t^2}. \quad (1)$$

В уравнении (1) все силы можно заменить значениями:

$$F = ma = \frac{G}{g} - \frac{2S}{t^2}$$

$$G_1 = G \sin \alpha \quad (2)$$

$$F_{тр} = fN = fG \cos \alpha$$

Подставляя в формулу (1) значения сил из уравнения (2) и решая затем полученное уравнение относительно f , получим

$$f = \operatorname{tg} \alpha - \frac{2S}{gt^2 \cos \alpha} \quad (3)$$

Угол трения в движении определяется из соотношения

$$\alpha = \operatorname{arctg} f \quad (4)$$

2. Установка для испытаний

Установка ТМ21А состоит из платформы с рабочей длиной поверхности 1400 мм (облегченный швеллер), закрепляемой шарнирно на корпусе, который с помощью трубы и стакана крепится к массивному

основанию, покоящемуся на четырех регулируемых по высоте опорах. Платформа может устанавливаться под любым углом от 0° (горизонтальное положение) до 45°.

Отсчет угла наклона платформы производится по шкале и индексу. Наклон платформы производится от руки при открепленных рукоятках. Затем при вращении маховика, при закрепленной рукоятке, производится установка платформы на необходимый угол, после чего с помощью рукоятки фиксируется заданное положение платформы.

Винтовой механизм наклона платформы смонтирован внутри корпуса. Горизонтальность рабочей поверхности при нулевой отметке шкалы проверяется по уровню и регулируется с помощью опор.

На боковой поверхности платформы устанавливаются два контакта, которые могут переставляться вдоль неё, для чего предусмотрены резьбовые отверстия с шагом 100 мм.

Контакты заблокированы с секундомером, установленном в корпусе 3. В работе должны быть определены коэффициенты трения для трех пар материалов трущихся тел. Материал наклонной плоскости постоянный – сталь.

3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством установки для определения коэффициента трения на наклонной плоскости.

2. Подготовить образцы и опорную поверхность к испытанию, т.е. поверхности контакта протереть ветошью, смоченной в бензине.

3. Установить расстояние между контактами на плоскости. Подключить установку к электрической цепи. Стрелку электросекундомера поставить на нулевой отсчет.

4. При определении коэффициентов трения покоя на горизонтально расположенную платформу устанавливается на торец испытуемый образец, после чего при помощи винтового механизма производится медленный наклон платформы до момента начала движения образца. Угол трения определяется по шкале.

5. При определении коэффициента трения скольжения платформа устанавливается под углом большим, чем угол трения (на 3° или 5°). Лепестки контактов опустить вниз.

Образец нужно поставить так, чтобы между образцом и контактом было минимальное расстояние (2 мм). Образец освободить, дав ему возможность под действием силы тяжести двигаться по наклонной плоскости вниз.

Снять отсчет времени по секундомеру с точностью до 0,01 секунды и записать в отсчет.

Опыт проделать пять раз.

По указанной методике провести замеры времени (по пять раз) движения образцов для двух других материалов, результаты записать в отчет.

Для каждой пары материалов вычислить среднеарифметическую величину промежутка времени t_{cp} и среднеквадратичную ошибку σ_T . При вычислении иметь в виду, что Δt есть разность между измеренными значениями t и его среднеарифметическим значением. Среднеквадратичную ошибку вычислить по формуле

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{\sum(\Delta t)^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{\sum(\Delta t)^2}{20}}, \quad (5)$$

где $n = 5$ (пять измерений).

Следуя форме таблицы отчета, вычислить коэффициент трения скольжения.

Вычислить ошибки коэффициента трения скольжения, полагая, что величины S , α и g известны более точно и ошибкой от их влияния не пренебрегают.

4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать следующие пункты:

1. Цель работы.
2. Схема и краткое описание установки.
3. Определение коэффициента трения покоя.
4. Определение коэффициента трения скольжения.
5. Угол наклона плоскости.
6. Время движения образца.
7. Заполненные табл. 1 и 2.
8. Выводы (заключение о проделанной работе).

Таблица 1

Измерение времени скольжения образцов

№	Пары материалов								
	Сталь – Al			Сталь – Cu			Сталь – резина		
	t_c	Δt_c	$(\Delta t)^2 c^2$	t_c	Δt_c	$(\Delta t)^2 c^2$	t_c	Δt_c	$(\Delta t)^2 c^2$
1									
2									
3									
4									
5									

Вычисление коэффициента трения

Пары материалов	t_{cp}	t_{cp}^2	$\frac{2S}{g \cos \alpha}$	$\frac{2S}{g \cos \alpha \cdot t_{cp}^2}$	$f = tg \alpha - \frac{2S}{g \cos \alpha \cdot t_{cp}^2}$
Сталь – Al					
Сталь – Cu					
Сталь – резина					

Контрольные вопросы

1. Физический смысл коэффициента трения скольжения?
2. Какие факторы влияют на величину силы трения?
3. Какие виды трения скольжения различают?
4. Изменится ли величина силы трения, если перемещать брусок по поверхности, положив его сначала на узкую, а потом на широкую грань?
5. Чему должен быть равен угол наклона плоскости, чтобы обеспечить самоторможение?
6. Что такое угол трения?
7. Что такое конус трения?
8. Что такое сила трения?
9. Что такое нормальная реакция?

Список литературы

1. Гавриленко, А.В. Теория механизмов / А.В. Гавриленко. – М.: Высшая школа, 2001.
2. Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высшая школа, 2000.
3. Юцин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Люцин, Л.В. Петрокас. – М.: Высшая школа, 2002.

Лабораторная работа № 4
Составление кинематической схемы и определение
степени подвижности рычажных механизмов

Цель работы

Изучить порядок построения кинематических схем рычажных механизмов.

Ознакомиться с техникой обмера звеньев механизма. Научиться правильно именовать звенья, пары и весь механизм.

По подсчитанной степени подвижности понять особенности работы механизма.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

- основные принципы построения кинематических схем;
- методику проведения работы;

должен уметь:

- составлять кинематическую схему и определять степень подвижности рычажного механизма.

1. Теоретические основы и расчетные зависимости

1.1. Классификация механизмов и машин

Машина. По мере развития машин содержание термина «машина» изменялось. Для современных машин дадим следующее определение: *машина есть устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.* В этом определении под материалами понимаются обрабатываемые предметы, перемещаемые грузы и другие объекты труда.

В зависимости от основного назначения (какой вид преобразования преобладает) различают энергетические, технологические, транспортные и информационные машины.

Эйдектические машины предназначены для преобразования любого вида энергии в механическую (и наоборот).

К ним принадлежат, например, электродвигатели, турбины, двигатели внутреннего сгорания, паровые машины, электрогенераторы.

Машины для преобразования материалов подразделяются на технологические и транспортные.

В *технологических машинах* под материалом подразумевается обрабатываемый предмет, который может быть в твердом, жидком и газообразном виде. Преобразование материала в этих машинах состоит в изменении его размеров, формы, свойств или состояния. Примеры технологических машин: металлообрабатывающие станки, прокатные станы, ткацкие станки, упаковочные машины.

В *транспортных машинах* под материалом понимается перемещаемый предмет. Примеры транспортных машин: автомобили, тепловозы, самолеты, вертолеты, подъемники, краны, транспортеры. В тех случаях, когда транспортная машина предназначена для перемещения людей, под материалом, конечно, понимается кабина лифта, вагон, шасси автомобиля и т.п.

Машины, предназначенные для получения и преобразования информации, называются *информационными*. Если информация представлена в виде чисел, то информационная машина называется счетной или вычислительной. Примеры счетных машин: арифмометры, механические интеграторы, бухгалтерские машины.

Машина, в которой все преобразования энергии, материалов и информации выполняются без непосредственного участия человека, называется *машиной-автоматом*.

Совокупность машин-автоматов, соединенных между собой автоматическими транспортными устройствами и предназначенных для выполнения определенного технологического процесса, образует *автоматическую линию*.

Механизм. *Механизм есть система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.*

Если в преобразовании движения кроме твердых тел участвуют жидкие или газообразные тела, то механизм называется соответственно *гидравлическим* или *пневматическим*.

Основным признаком механизма является преобразование механического движения.

Одним твердым телом в механизме считается также любая совокупность деталей, не имеющих между собой относительного движения (например, детали, лежащие на ленте конвейера).

Твердое тело, входящее в состав механизма, называется *звеном механизма*. Под твердыми телами в теории механизмов и машин понимают как абсолютно твердые, так и деформируемые и гибкие тела.

1.2. Звенья механизмов, кинематические пары и цепи

Входные и выходные звенья механизма. В каждом механизме имеется *стойка*, т. е. неподвижное звено или звено, принимаемое за неподвижное (если механизм установлен на движущемся основании). Из подвижных звеньев выделяют входные и выходные звенья.

Входным звеном (сокращенно – *входом*) называется звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев.

Выходным звеном (сокращенно – *выходом*) называется звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Остальные подвижные звенья называются соединительными или промежуточными.

Обычно в механизме имеется один вход и один выход. Вход получает движение от двигателя, а выход соединяется с рабочим органом машины или указателем прибора. Но могут быть механизмы с несколькими входами и выходами. Например, в механизме для сложения чисел имеется два вхо-

да, перемещения которых пропорциональны слагаемым, и один выход, перемещение которого пропорционально искомой сумме. В автомобильном дифференциале, наоборот, имеется один вход, получающий движение от двигателя, и два выхода, соединенных с задними колесами.

Кинематическая пара. Звенья соединяются между собой подвижно. В общем случае звено может образовывать подвижные соединения с несколькими звеньями, но для удобства изучения кинематических свойств этих соединений принято рассматривать соединения двух соприкасающихся звеньев.

Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев называется кинематической парой.

Кинематическую пару можно определить также как соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. В этом определении подчеркивается, что подвижность соединения звеньев состоит в возможности их относительного движения.

Классификация кинематических пар по числу степеней свободы и числу связей. *Числом степеней свободы механической системы называется число независимых возможных перемещений системы.*

Для твердого тела, свободно движущегося в пространстве, число степеней свободы равно шести: три возможных перемещения вдоль неподвижных координатных осей и три – вокруг этих осей.

Для звеньев, входящих в кинематическую пару, число степеней свободы в их относительном движении всегда меньше шести, так как условия постоянного соприкосновения звеньев кинематической пары уменьшают число возможных перемещений.

По предложению В.В. Добровольского все кинематические пары подразделены по числу степеней свободы на *одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижные.*

Низшие и высшие пары. *Совокупность поверхностей линий отдельных точек звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару, называется элементом кинематической пары.*

Из определения следует, что кинематическую пару можно рассматривать как совокупность двух элементов, каждый из которых принадлежит одному звену.

Кинематическая пара, в которой требуемое относительное движение звеньев может быть получено постоянным соприкосновением ее элементов по поверхности, называется низшей парой.

К низшим парам принадлежат: вращательная поступательная, винтовая, цилиндрическая, сферическая и плоскостная.

Высшей парой называется кинематическая пара, в которой требуемое относительное движение звеньев может быть получено только соприкосновением ее элементов по линиям и в точках.

В высших парах соприкосновение элементов всегда происходит только по линиям и точкам.

Кинематические цепи. *Кинематической цепью* называется система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Все кинематические цепи подразделяются на плоские и пространственные. В плоской кинематической цепи при закреплении одного из звеньев все другие совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости.

На рисунке 1 с применением условных обозначений показаны кинематические цепи, в которых плоское движение получается при параллельности осей всех вращательных пар. *Кинематическая цепь, звенья которой не образуют замкнутых контуров*, называется *незамкнутой* (рис. 1, а).

Кинематическая цепь, звенья которой образуют один (рис. 1, б) или несколько (рис. 1, в) замкнутых контуров, называется замкнутой.

Кинематическая цепь входит в состав каждого механизма, составленного только из твердых тел. Однако нельзя утверждать, что механизм всегда образуется из кинематической цепи, так как есть механизмы (например, гидравлические), в которых кинематических цепей может и не быть.

Кинематические соединения. Кинематическую пару можно рассматривать как двухзвенную незамкнутую кинематическую цепь, предназначенную для воспроизведения требуемого относительного движения звеньев.

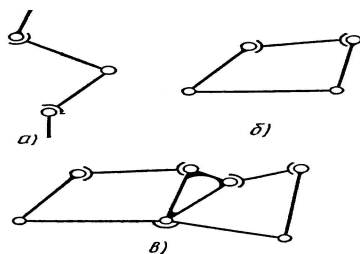


Рис. 1

Иногда для воспроизведения этого движения конструктивно более удобная (например более компактная) кинематическая цепь получается при числе звеньев более двух. Кинематическая цепь, конструктивно заменяющая в механизме кинематическую пару, называется кинематическим соединением.

Шарикоподшипник может быть представлен как пример кинематического соединения, которое по сравнению с эквивалентной вращательной парой дает уменьшение трения.

Карданный шарнир представляет собой последовательное соединение двух вращательных пар, оси которых пересекаются. Это соединение проще в изготовлении и надежнее, чем сферическая пара с пальцем.

1.3. Структурный синтез механизмов

Число степеней свободы механизма. Структурная формула механизмов.

Шесть степеней свободы твердого тела, свободно движущегося в пространстве, можно рассматривать также как шесть независимых координат, определяющих его положение (например, три координаты начала подвижной системы координат, связанной с телом, и три угла Эйлера, определяющие расположение осей подвижной системы координат относительно неподвижной).

Их принято называть *обобщенными*, так как они определяют положение всего твердого тела.

Аналогично, *обобщенными координатами механизма* называют *независимые между собой координаты, определяющие положения всех звеньев механизма относительно стойки*.

Число обобщенных координат механизма равно числу степеней свободы механизма, если все связи в кинематических парах геометрические, т. е. налагают ограничения только на положения (координаты) точек звеньев.

Число степеней свободы кинематической цепи зависит от количества звеньев, количества и характера пар, входящих в состав цепи. До включения в кинематическую цепь каждое звено обладает шестью степенями свободы, следовательно, число степеней свободы K звеньев до их соединения в кинематические пары равно $6K$.

Число связей, накладываемых на звенья при их соединении в кинематические пары, зависит от класса пар. Обозначим число кинематических пар I, II, III, IV и V классов соответственно через P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 . Тогда выражение для числа степеней свободы W кинематической цепи, составленной из K звеньев.

$$W = 6K - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 \quad (1)$$

Для кинематической цепи, у которой одно из звеньев неподвижно, шесть степеней свободы исключается, тогда число степеней свободы кинематической цепи относительно неподвижного звена W будет

$$W = 6(K - 1) - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 \quad (2)$$

или

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1, \quad (3)$$

где $n = K - 1$ – число подвижных звеньев

Формула (3) называется структурной формулой общего случая для механизмов.

Если звено совершает плоское движение, т.е. такие, при которых все его точки движутся в плоскостях, параллельных неподвижной, то число степеней свободы такого звена равно трем, т.е. на три меньше, чем при движении в пространстве.

В этом случае структурная формула примет вид

$$W=(6-3)n-(5-3)P_5-(4-3)P_4-(3-3)P_3 \quad (4)$$

или

$$W=3n-2P_5-P_4 \quad (5)$$

Формула (5) называется структурной формулой плоских шарнирных механизмов, получена акад. П.П. Чебышевым в 1869 г. Она связывает степень подвижности механизма с числом его звеньев и пар кинематической цепи.

Структурный синтез механизмов.

Структурным синтезом механизма называется проектирование структурной схемы механизма, под которой понимается схема механизма, указывающая стойку, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение. Структурная схема может быть представлена или графически с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар, или же аналитической записью, допускающей применение ЭВМ.

Для механизмов, в состав которых входят только незамкнутые кинематические цепи, возможные варианты их структурных схем находятся при заданном числе степеней свободы непосредственно по формуле (1). В механизмах с незамкнутыми кинематическими цепями число подвижных звеньев равно числу кинематических пар и формула (1) принимает вид

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

т. е. число степеней свободы механизма равно сумме подвижностей кинематических пар.

Для механизмов, в состав которых входят замкнутые кинематические цепи, вначале устанавливают возможные варианты этих цепей, а затем из каждой кинематической цепи получают несколько различных механизмов, принимая поочередно за стопку различные звенья цепи. Например, для плоских шарнирных механизмов с одной степенью свободы по формуле

$$1=3n-2p_5. \quad (7)$$

Наименьшее целое число $n>1$, при котором удовлетворяется это уравнение, равно трем ($p_5=4$), т. е. механизм должен иметь четыре звена (считая и стойку), которые последовательно соединяются вращательными парами, образуя замкнутую кинематическую цепь.

На рис. 2 показана структурная схема механизма, называемого шарнирным четырехзвенником, который образуется из кинематической цепи $ABCD$, если за стойку принять звено AD .

Из той же кинематической цепи можно образовать еще три механизма, принимая за стойку какое-либо другое звено (AB , или BC , или CD).

Для пространственного механизма, в котором все звенья образуют только вращательные пары с осями, расположенными как угодно в пространстве, по формуле

$$1 = 6n - 5p_5. \tag{8}$$

Это уравнение в целых числах удовлетворяется при $n=6$ и $p_5=7$, т. е. механизм должен иметь 7 звеньев (считая и стойку), которые последовательно соединяются между собой при помощи вращательных пар, образуя замкнутую семизвенную кинематическую цепь.

Полученный механизм называется *пространственным шарнирным семизвенником*. Его структурная схема показана на рис. 3.

Полученные сочетания определяют только числа кинематических пар различной подвижности.

Кроме того, одноподвижная пара может быть вращательной, поступательной, винтовой; двухподвижная пара может быть цилиндрической, сферической с пальцем и т. д.

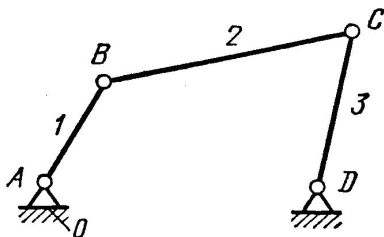


Рис. 2

Начальные звенья.

За обобщенные координаты механизма можно взять любые переменные координаты, определяющие положения одного или нескольких звеньев механизма. *Звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма, называется начальным звеном.*

Происхождение этого термина связано с тем, что определение положений всех звеньев механизма начинается с определения положений начальных звеньев.

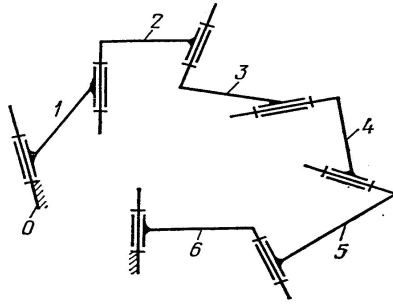


Рис. 3

Образование плоских и пространственных механизмов путем насаждения структурных групп (групп Ассура).

Для структурного синтеза многосвязных механизмов с числом звеньев более четырех непосредственный перебор всех возможных вариантов по формулам (1) и (2) оказывается затруднительным. В этом случае более удобно находить структурные схемы механизмов путем последовательного насаждения некоторых кинематических цепей, называемых *структурными группами* или *группами Ассура*.

Принцип этого насаждения покажем на примере образования плоско-шестиштырного шарнирного механизма.

В механизме с одной степенью свободы положения всех звеньев определяются заданием одной обобщенной координаты, или, что то же, положением одного начального звена. На рис. 4, а показано начальное звено 1, которое входит во вращательную пару со стойкой 0.

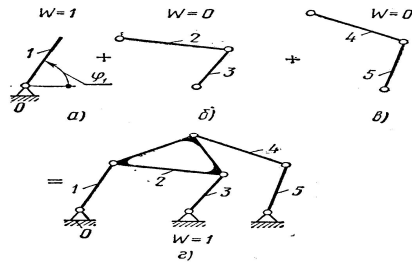


Рис. 4

Число степеней свободы этого звена относительно стойки $W=1$ (одна обобщенная координата φ_1). Механизм в целом тоже должен иметь $W=1$. Поэтому мы можем присоединять (насаживать) только такие кинематические цепи, которые не изменяют общего числа степеней свободы механизма.

матические цепи, которые удовлетворяют условию $W=0$. В нашем случае согласно формуле (2) это условие имеет вид

$$3n-2p_5=0 \quad (9)$$

Простейшая кинематическая цепь, удовлетворяющая условию (4) при $n=2$ и $p_5=3$, называется *двухповодковой группой* (рис. 4,б). В ней одна из вращательных пар (внутренняя) образуется звеньями группы, а другие две (внешние) образуются после присоединения звеньев группы к каким-либо двум звеньям механизма.

В нашем примере присоединение двухповодковой группы одной внешней парой к начальному звену, а другой — к стойке не изменяет числа степеней свободы, которое остается равным 1.

Далее можно присоединить к звену 2 и к стойке 0 вторую двухповодковую группу, состоящую из звеньев 4 и 5 (рис. 4, в). В результате получим шестизвенный шарнирный механизм с $W=1$ (рис. 4, г). Вторую группу из звеньев 4 и 5 можно присоединять также к звеньям 2 и 3. Тогда получится другой тип шестизвенного шарнирного механизма.

Теперь можно дать общее определение термина «структурная группа».

Структурной группой называется кинематическая цепь, число степеней свободы которой равно нулю относительно элементов ее внешних пар, причем группа не должна распадаться на более простые кинематические цепи, удовлетворяющие этому условию. Например, кинематические цепи, состоящие из звеньев 2, 3, 4 и 5 (рис. 4), распадаются на две двухповодковые группы.

По предложению И. И. Артоболевского *номер класса группы равен числу кинематических пар, входящих в замкнутый контур, образованный внутренними кинематическими парами.*

Принцип наложения структурных групп распространяется на все виды механизмов, составленных только из твердых тел.

Для плоских механизмов с одно- и двухподвижными парами структурные группы удовлетворяют условию

$$3n=2p_5+p_4. \quad (10)$$

Структурные группы пространственных механизмов удовлетворяют аналогичному условию

$$6n=5P_5+4P_4+3P_3+2P_2+P_1 \quad (11)$$

Как плоские, так и пространственные структурные группы используются не только при структурном синтезе, но и при анализе механизмов.

Если стойкой сделать звено, входящее в две вращательные пары, то в механизме будет *кулиса*, т. е. звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару.

Соответственно механизм называется *кулисным*.

Пространственные механизмы с низшими парами.

Если в механизме, звенья которого образуют только вращательные пары, оси всех пар пересекаются в одной точке, то траектории точек звеньев лежат на концентрических сферах и механизм называется *сферическим*.

Структурные свойства этих механизмов во многом аналогичны свойствам плоских механизмов.

На рисунке 5, а показана схема четырехзвенного сферического механизма для частного случая, когда оси вращательных пар трех подвижных звеньев пересекаются под углом 90° , а оси, принадлежащие стойке, пересекаются под произвольным углом α .

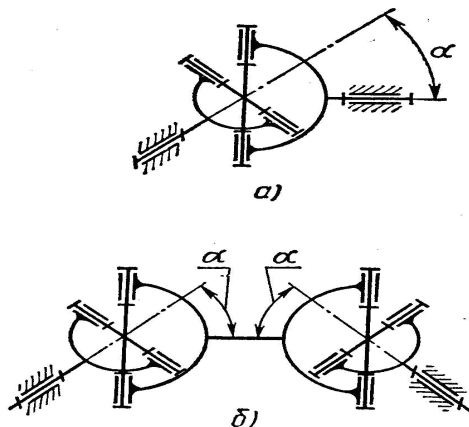


Рис. 5

Этот механизм, известный под названием *механизма Кардана* (иногда называется также механизмом *шарнира Гука*), служит для передачи вращения между валами, оси которых пересекаются.

При равномерном вращении одного вала другой вал вращается неравномерно. Этот недостаток устранен в *двойном механизме Кардана* (рис. 5, б).

Кроме того, двойной механизм Кардана допускает не только изменение угла между осями валов, но и смещение их по высоте, как это имеет место, например, в автомобиле при передаче вращения к задним колесам (передача через карданный вал).

Предложено также много других пространственных механизмов для передачи вращения между валами, взаимное положение которых во время движения может изменяться. Эти механизмы получили название *универсальных шарниров*.

Для передачи вращения между скрещивающимися осями используются обычно четырехзвенные пространственные механизмы с низшими парами.

К пространственным механизмам с низшими парами относятся также *винтовые механизмы*, в состав которых входят винтовые пары. Наконец, могут быть плоские и пространственные механизмы с одними поступательными парами.

Элементы поступательных пар в этих механизмах обычно выполняются в виде клиньев, и механизмы называются *клиновыми*.

Кинематическая схема механизма. Схема, на которой в условных обозначениях показаны звенья и пары, называется *кинематической схемой механизма*.

Условные обозначения пар и звеньев установлены ГОСТом. Конструктивные особенности деталей, не оказывающие влияние на движение механизма, на кинематической схеме не изображаются.

Кинематическую схему можно рассматривать как своеобразный «скелет», строение которого определяет возможные для данного механизма перемещения его звеньев и законы их движения.

На кинематической схеме указываются геометрические величины, позволяющие определить движение звеньев.

Направление движения входных звеньев отмечаются дугowymi стрелками. Большими буквами латинского алфавита на кинематических схемах обозначают центры шарниров (A, B, C, D, E, F, G, ...).

Нумерация звеньев дается арабскими цифрами.

Рекомендуется проверять правильность построения кинематических схем путем подсчета числа их степени свободы по формуле (12), которую называют формулой Чебышева, или *структурной формулой плоской кинематической цепи* (механизма), поскольку она устанавливает зависимость степени подвижности механизма от её структуры (строения).

$$W = 3n - 2P_5 - P_4, \quad (12)$$

где W – степень подвижности механизма;

n – число подвижных звеньев;

$3n$ – число степени свободы всех звеньев, если бы они не входили в кинематические пары; (число подвижных звеньев);

P – число пар пятого класса, каждая из которых накладывает на плоский механизм две связи;

$2P_5$ – число связей, накладываемых на механизм парами пятого класса;

P_4 – число пар четвертого класса, каждая из которых накладывает одну связь и лишает звенья I P_4 степени свободы.

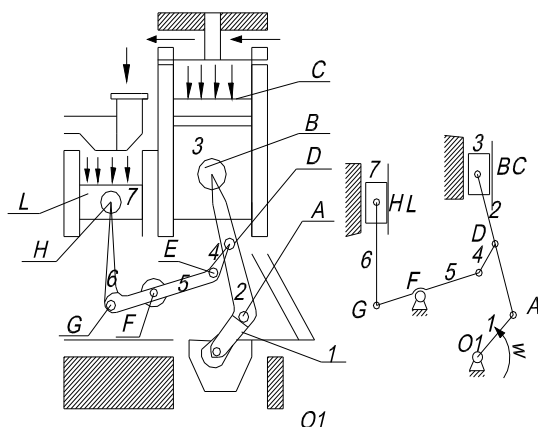


Рис. 6. Конструктивная и кинематическая схемы механизма

Бывают случаи, когда формула Чебышева дает значение $W = 0$. В этом случае кроме связей, активно влияющих на степень подвижности механизма, могут быть осуществлены еще так называемые *избыточные связи* (пассивные связи).

Эти связи обычно осуществляют путем включения в состав механизма лишнего звена, образующего лишние кинематические пары с другими его звеньями.

Эти звенья на характер заданного движения не оказывают влияния, а служат для увеличения жесткости конструкции.

При определении степени подвижности механизма избыточные звенья и пары, образованные этими звеньями с другими, учитывать не надо.

Число ведущих звеньев равно степени подвижности механизма.

2. Приборы и инструменты

Для выполнения работы необходимо использовать следующие приборы и инструменты:

- макеты рычажных и зубчатых механизмов;
- штангенциркуль;
- чертежные принадлежности.

3. Порядок выполнения работы

1. Составление кинематической схемы

Кинематическая схема должна иметь все параметры, необходимые для кинематического анализа:

- длину звеньев,
- число зубьев зубчатых колёс,
- постоянные углы между плечами звеньев и т.д.

Схема должна быть выполнена в определенном масштабе с точным соблюдением относительного расположения звеньев и кинематических пар.

Масштабным коэффициентом называется отношение численного значения физической величины в собственных её единицах к длине отрезка в мм, изображающего эту величину.

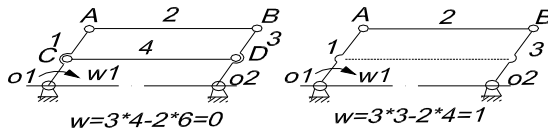


Рис. 7. Механизм спарника

Масштабом длин для кинематической схемы будет отношение какой-либо длины в метрах к отрезку, изображающему эту длину на чертеже в миллиметрах

$$M_l = \frac{l_{AB}}{AB} \left(\frac{M}{mm} \right) \quad (13)$$

В отличие от чертежного масштаба (безразмерной величины), масштаб длин имеет произвольные размерность и величину.

2. Порядок построения кинематической схемы

Имея перед собой модель, необходимо понять характер относительного движения звеньев и его названия, пронумеровать все звенья.

Изучить, какими кинематическими парами соединены звенья, обозначит их.

Составить таблицу кинематических размеров, в которую записать:

- расстояние между центрами шарниров, направляющими стойки;
- расстояния центров шарниров стойки от направляющих.

Выбрать масштаб.

Построить центры шарниров и направляющие стойки (в выбранной системе координат XOY).

Построить положение ведущих звеньев (задается преподавателем).
 Методом засечек построить положение остальных звеньев.

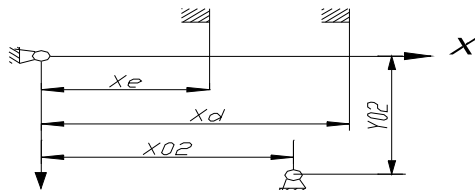


Рис. 8. Схема расположения центров шарниров и направляющих

Блоки зубчатых колес		
Подвижные 	Неподвижные 	
Глухое 	Соединения валов Предохранительной муфтой 	Шарнирное
Ременные передачи		
С зубчатым ремнем 	С плоским ремнем 	С клиновым ремнем
Муфты		
Кулачковая 	Односторонняя электромагнитная 	Фрикционная
Зубчатые передачи		
Цилиндрическая 	Коническая 	
Червячная 	Ресная 	

Рис. 9. Условные обозначения различных типов передач

Наименование	Обозначение
Вал, ось, стержень	
Неподвижное звено (стойка)	
Соединение стержней: а) жесткое, б) шарнирное	а) б)
Шарнирное соединение стержня с неподвижной стойкой	
Подшипники скольжения и качения на валу: а) радиальный, б) радиально-упорный	а) б)
Ползун	
Соединение ползуна с шатуном	
Качающийся цилиндр	

Рис. 10. Условные обозначения элементов механизмов

Класс	Вид	Схема	Число звеньев	Число пар
2	1		2	3
	2		2	3
	3		2	3
	4		2	3
	5		2	3
3	111		4	6
	112		4	6
4	B2-2B		4	6
	B2-2П		4	6

Рис. 11. Классификация структурных групп

4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать следующие пункты:

1. Цель работы.
2. Конструктивную схему заданного рычажного и зубчатого механизмов.
3. Название механизма и краткое описание его работы.
4. Нумерация и измеренные длины звеньев, обозначение кинематической схемы.
5. Построение кинематической схемы.
6. Определение степени подвижности по формуле Чебышева.
7. Выводы (заключение о проделанной работе).

Контрольные вопросы

1. Что называется звеном, кинематической парой, кинематической цепью, механизмом?
2. Как подразделяются кинематические пары по числу условий связи, налагаемых на относительное движение звеньев?
3. Какие кинематические пары относятся к высшим и какие к низшим?
4. Какие механизмы называются рычажными?
5. Какие задачи решаются в ходе структурного анализа механизма?
6. Как рассчитать степень подвижности плоского механизма?
7. Что называется структурной группой Ассур и как определяются ее класс, порядок и вид?

Список литературы

1. Николаенко, В.Л. Прикладная механика / В.Л. Николаенко. – М.: Изд-во Гревцова, 2015.
2. Джамай, В.В. Прикладная механика / В.В. Джамай, Е.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
3. Станкевич, А.И. Прикладная механика / А.И. Станкевич. – М.: Юрайт, 2015.

Лабораторная работа № 5 Редукторные передачи

Лабораторная работа состоит из трех частей:

Часть 1 – Исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора.

Часть 2 – Исследование влияния режимов работы привода на КПД конического редуктора.

Часть 3 – Исследование влияния режимов работы привода на КПД цилиндрического редуктора.

Цель работы

Цель 1 части: Экспериментальное исследование закономерности изменения коэффициента полезного действия червячного редуктора при разных режимах работы привода.

Цель 2 части: Экспериментальное исследование закономерности изменения коэффициента полезного действия конического редуктора при разных режимах работы привода.

Цель 3 части: Экспериментальное исследование закономерности изменения коэффициента полезного действия цилиндрического редуктора при разных режимах работы привода.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

- основные составляющие потерь мощности в редукторе, их зависимость от передаваемой нагрузки и частот вращения валов;

- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать вращающие моменты на валах редуктора и по ним определять КПД на различных режимах нагружения;

- обоснованно выбирать режимы эксплуатации редуктора, обеспечивающие мин

имальные потери, как в приводе, так и в редукторе.

1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Коэффициент полезного действия редуктора (КПД) есть отношение полезной мощности к затраченной

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i}, \quad (1)$$

где P_1, P_2 – мощности на ведущем (затраченная) и на ведомом (полезная) валах редуктора, Вт;

T_1, T_2 – вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора, Н·м;

ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов редуктора, рад/с;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого валов, мин⁻¹;

i – передаточное отношение исследуемого редуктора.

В свою очередь мощность потерь в редукторе составляет, Вт

$$P_\phi = P_1 - P_2 = P_1 \cdot (1 - \eta) = P_1 \cdot \psi, \quad (2)$$

где ψ – коэффициент относительных потерь в редукторе.

$$\Psi = 1 - \eta = \psi_3 + \psi_n + \psi_{nm} + \psi_6, \quad (3)$$

где ψ_3 – коэффициент относительных потерь в зацеплении;

ψ_n – коэффициент относительных потерь в подшипниках’
 $\psi_{лм}$ - коэффициент относительных потерь на перемешивание масла’
 ψ_e - коэффициент относительных потерь на привод вентилятора у редукторов с искусственным воздушным охлаждением.

Потери в зацеплении являются следствием чрезвычайно сложного для исследования процесса взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев. В общем случае силы трения между зубьями зависят от шероховатости их рабочих поверхностей, режима и вида смазки, соотношения скоростей качения и скольжения в контакте и величины передаваемой полезной нагрузки.

В червячной передаче потери в зацеплении составляют основную часть потерь мощности в связи с наличием относительного скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

В режиме полужидкостной смазки силы трения увеличиваются при уменьшении вязкости масла и скорости в зацеплении. При высоких скоростях за счет повышения несущей способности масляного клина между зубьями вступают в силу зависимости, характерные для гидродинамического режима смазки.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорциональными полезной нагрузке и относят к так называемым нагрузочным потерям.

Валы современных редукторов обычно устанавливают на подшипниках качения, для которых характерны малые потери на трение

$$\psi_n = 0,005 \dots 0,010$$

Потери на перемешивание масла растут с увеличением окружной скорости, вязкости масла, ширины зубчатых колес и глубины их погружения в масляную ванну.

Коэффициент относительных потерь на привод вентилятора ψ_e существенно зависит от частоты вращения валов.

Раздельное измерение составляющих потерь мощности связано с большими трудностями. Поэтому обычно опытным путем определяют суммарные потери мощности, которые характеризуют общий КПД редуктора.

Средние значения КПД червячных передач с жидкой смазкой при разных числах заходов червяка Z_1 представлены в табл. 1.

Таблица 1

КПД червячных передач с жидкой смазкой

Z_1	1	2	4
i	32...63	16...32	7...16
η	0,65...0,80	0,75...0,85	0,80...0,90

При передаче неполной мощности КПД значительно ниже вследствие влияния постоянных потерь, т.е. потерь, не зависящих от передаваемой мощности.

2. Установка для испытаний

Лабораторная установка и ее кинематическая схема представлены на рис. 1.

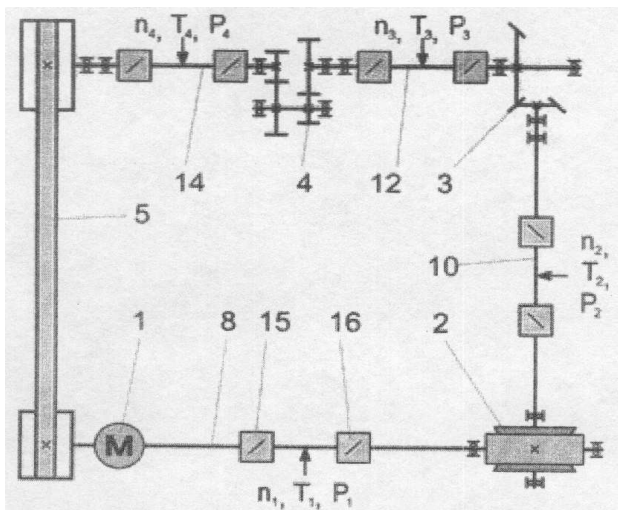
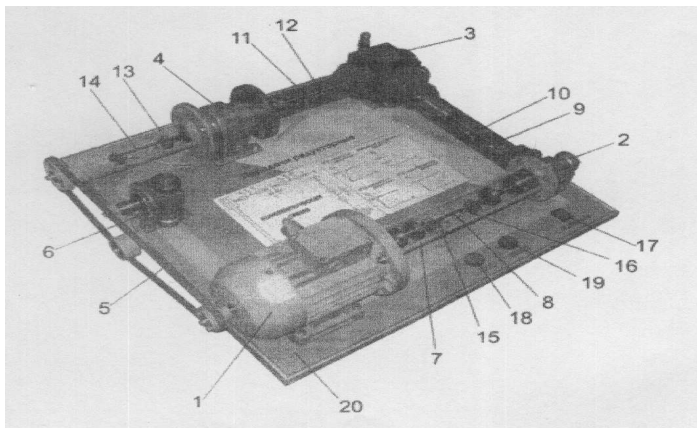


Рис. 1. Автоматический лабораторный комплекс "Детали машин – передачи редукторные"

Установка содержит электродвигатель 1 и три исследуемых передачи: червячный редуктор 2, конический редуктор 3, цилиндрический двухступенчатый соосный мультипликатор 4, соединенные между собой и с электродвигателем посредством торсионных валов 8,10,12,14 и ременной передачи 5, выступающей в качестве нагружающего устройства в замкнутый контур.

Все узлы привода закреплены на раме с декоративной панелью 20. Управление двигателем осуществляется кнопочной станцией (выключатель питания установки 17, кнопка пуска электродвигателя 18 и кнопка останова электродвигателя 19), расположенной с правой стороны плиты.

От электродвигателя 1 вращение подается через торсионный вал 8 на ведущий вал червячного редуктора 2 с передаточным отношением $i_1 = 7$. Червячный редуктор 2 снижает частоту вращения от вала электродвигателя 1 в i_1 раз и через торсионный вал 10 подает вращение на ведущий вал конического редуктора 3.

Конический редуктор 3 имеет передаточное отношение $i_2 = 2$, т.е. снижает частоту вращения от ведущего вала к ведомому в i_2 раз.

Далее движение подается через торсионный вал 12 на ведущий вал цилиндрического двухступенчатого соосного мультипликатора 4 с передаточным отношением $i_3 = 1/10,5$, увеличивая частоту вращения от ведущего вала к ведомому в $1/i_3$ раз.

От ведомого вала цилиндрического мультипликатора 4 вращение подается через торсионный вал 14 на большой шкив ременной передачи 5, имеющей передаточное отношение $i_4 = 1/1,55$.

Вращение снимается с меньшего шкива ременной передачи 5 и замыкается на валу электродвигателя 1.

Общее передаточное отношение исследуемых передач 2,3 и 4 $i_{общ} = 1,33$, передаточное отношение ременной передачи 5 $i_4 = 1/1,55$, т.е. ременная передача работает со скольжением от 0 до 15%. Увеличение натяжения ремня увеличивает вращающий момент, передаваемый ременной передачей. Натяжение ремня изменяется при помощи натяжного устройства 6.

Вращающий момент измеряется при помощи датчиков момента 7, 9, 11 и 13. Вращающий момент на входном валу червячного редуктора 2 измеряется датчиком момента 7, на выходном валу – датчиком момента 9. Вращающий момент на входном валу конического редуктора 3 измеряется датчиком момента 9, на выходном валу – датчиком момента 11. Вращающий момент на входном валу цилиндрического двухступенчатого соосного мультипликатора 4 измеряется датчиком момента 11, на выходном валу – датчиком момента 13.

Датчик момента 7 представляет собой торсион определенной жесткости, угол закручивания торсиона определяется двумя индуктивными датчиками 15 и 16. Датчик 16 также определяет частоту вращения тор-

сиона. Данные, полученные с датчиков, поступают на контроллер стенда, а затем в ЭВМ для последующей обработки.

Эксперимент целесообразно производить на прогретой установке, т.к. при холодном масле существенно возрастают потери на размешивание и разбрызгивание смазки, что искажает результаты эксперимента.

Лабораторные работы выполняют с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программы RTS 3.

3. Порядок выполнения работы

Лабораторная работа выполняется в диалоговом режиме с элементами автоматизированной системы научных исследований (АСНИ).

1. Проверить подсоединение установки к ПЭВМ, включить питание установки и ПЭВМ.

2. Выбрать лабораторную работу (последовательно выполняются все 3 части работы).

3. Нажатием кнопки *Исходные данные* вывести на экран параметры исследуемой передачи.

4. Нажатием кнопки *Расчетный КПД* вывести на экран значение расчетного КПД исследуемой передачи.

5. Проведение эксперимента.

5.1. Нажатием кнопки *Эксперимент* вывести на экран окно предварительного этапа эксперимента.

5.2. Ослабить натяжение ремня, растормозить муфту, открутив штурвал до свободного состояния (**не откручивать полностью**) и запустить электродвигатель нажатием кнопки *ВКЛ.* на панели лабораторной установки.

5.3. Нажатием кнопки *ОК* вывести на экран окно подготовки оборудования.

В процессе подготовки оборудования не изменять натяжение ремня.

5.4. После завершения подготовки оборудования на экране начинает отображаться график. Медленно, натягивая ремень при помощи натяжного устройства, увеличивать нагрузку на редуктор, следя количеством снимаемых точек и максимальным вращающим моментом на ведомом валу.

5.5. Эксперимент следует завершить нажатием кнопки *Остановить*, когда максимальный вращающий момент на ведомом валу составит 20...21 Нм, при этом количество точек измерения должно быть не менее 150.

5.6. Ослабить натяжение ремня. Остановить электродвигатель нажатием кнопки *ВЫКЛ.* на панели лабораторной установки.

5.7. Выключить установку.

6. Обработка результатов.

Вкладка *График зависимости КПД от нагрузки на ведомом валу* отображает зависимость КПД исследуемой передачи от вращающего момента на ведомом валу.

Вкладка *График зависимости мощностей от нагрузки на ведомом валу* отображает зависимость мощностей на ведущем и ведомом валах исследуемой передачи от вращающего момента на ведомом валу.

Для обработки полученных результатов вводим значение глубины фильтра (осреднение) в поле результатов осреднения (верхний правый угол окна программы). Значение глубины фильтра должно быть кратным 7 и зависит от количества точек измерения.

При количестве точек измерения больше 100 значение глубины фильтра ориентировочно должно быть 14,21. При количестве точек измерения больше 150 значение глубины фильтра ориентировочно должно быть 21,28. При количестве точек измерения больше 200 значение глубины фильтра должно быть 28,35. Осреднение осуществляется на обоих графиках одновременно.

4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.

2. Схема установки.

3. После выбора оптимальной глубины фильтра и применения его к полученным результатам нажать кнопку **ОТЧЕТ**, после чего программа открывает MS WORD и вставляет в него отчет по проведенной лабораторной работе.

В отчет необходимо ввести фамилии студентов, выполнявших лабораторную работу, номер группы и фамилию преподавателя. Отчет сохранить в любую удобную папку.

4. При необходимости повторного проведения лабораторной работы следует сделать сброс всех полученных данных, выбрав требуемую строку в меню *Настройка* либо нажав комбинацию клавиш *Ctrl+Delete*.

Контрольные вопросы

1. По каким формулам можно определить КПД редуктора?
2. Назовите основные причины потери мощности в редукторе.
3. Как изменяется КПД редуктора с увеличением числа его ступеней?
4. Как изменяется КПД редуктора при уменьшении нагрузки T_2 ?
5. Чему равно значение КПД редуктора при нагрузке $T_2 = 0$? Почему?

Список литературы

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев. – М.: Академия, 2004.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

Лабораторная работа № 6 Силы трения 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

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

Цель 2 части: 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;

ты;

должен уметь:

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

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

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

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 присутствует 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", будет автоматически определен угловой коэффициент K зависимости силы от момента.

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

$$\frac{T_P}{F} = \frac{1}{K} = \frac{d_{CP}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + 1.15\varphi), \quad (10)$$

$$\frac{T_C}{F} = \frac{1}{K} = \frac{d_{CP}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + 1.15\varphi) + \frac{d + D}{d_{CP}} \cdot f. \quad (11)$$

2. Установка для испытаний

Конструкция лабораторного стенда представлена на рис. 1-3.

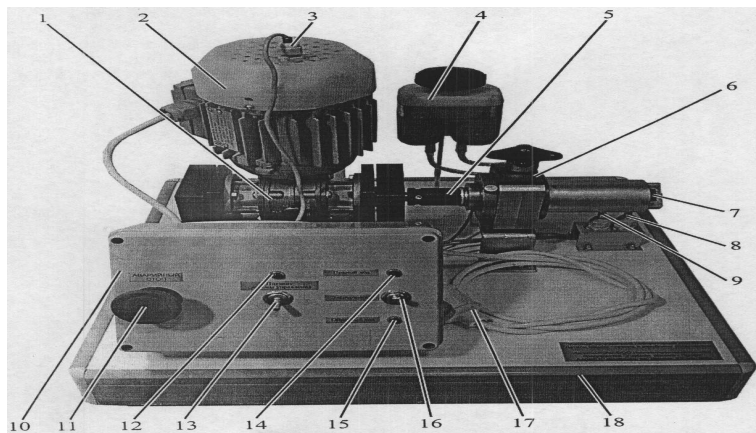


Рис. 1. Вид спереди

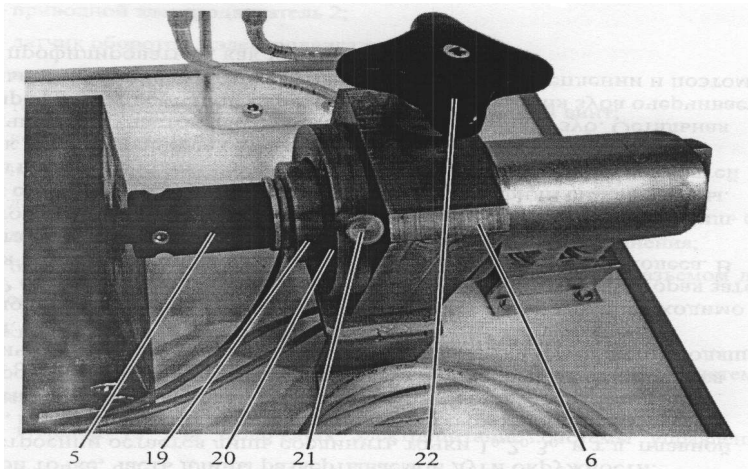


Рис. 2. Нагружающее устройство

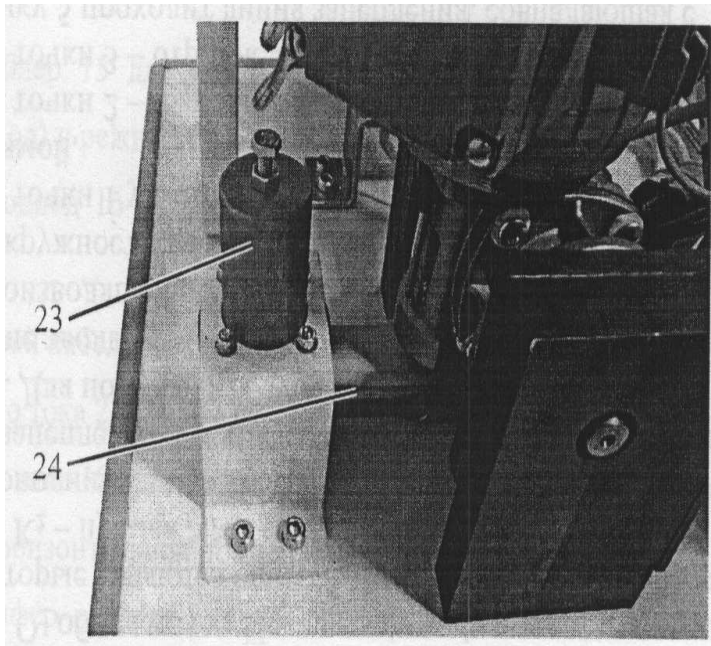


Рис. 3. Датчик вращающего момента

Стенд учебный "Детали машин – трение в резьбовых соединениях" включает в себя:

- 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 латуны.

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. 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 возврата 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, соответствующим 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", будет автоматически определен угловой коэффициент K зависимости силы от момента.

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 начать-

ся 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" будет автоматически определен угловой коэффициент K зависимости силы от момента.

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.

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).

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?

Список литературы

1. Ерохин, М.Н. Детали машин / М.Н. Ерохин. – М.: Колос, 2005.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

Лабораторная работа № 7 Исследование работы 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

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

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

Цель 3 части: 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.

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 перекладки зазоров, пониженными коэффициентами концентрации напряжений в валу и втулке чем при использовании шпоночных или шлицевых соединений.

Характерными примерами деталей, соединяемых с натягом, могут служить: кривошипные 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 охватываемой детали до температуры ниже температуры отпуска – способ, обеспечивающий повышение прочности сцепления 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 эффектив-

ность 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 , соответственно, диаметр и длина посадочной поверхности.

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 напрессовкой составляет 0,08-0,12.

Номинальный натяг N связан с посадочным давлением p зависимостью Ляме

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

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

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.

2. Установка для испытаний

Конструкция лабораторного стенда представлена на рис. 1 и 2.

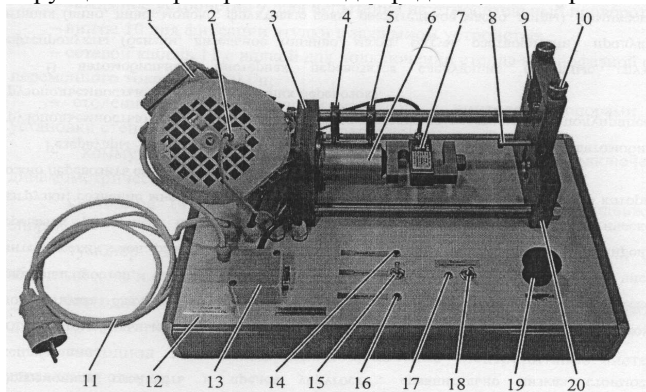


Рис. 1. Вид стенда спереди

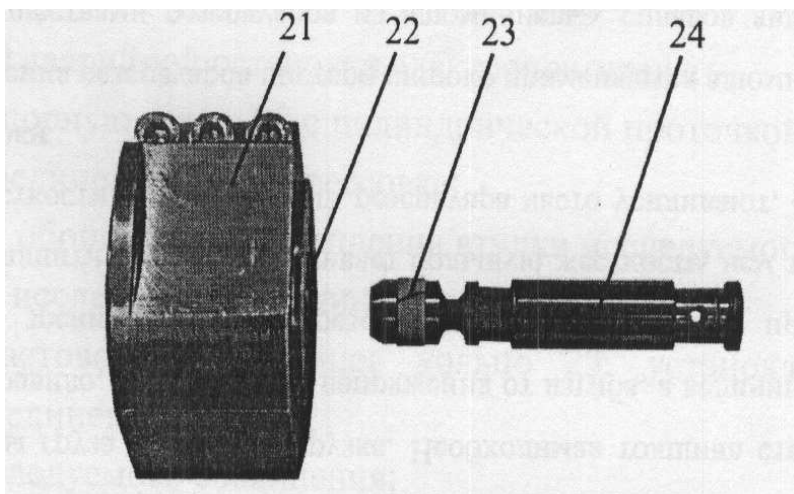


Рис. 2. Исследуемые вал и втулка

Лабораторный учебный стенд "Детали машин – соединения с натягом" включает в себя:

- 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, размещенная 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.

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 исследуемом 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. 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.

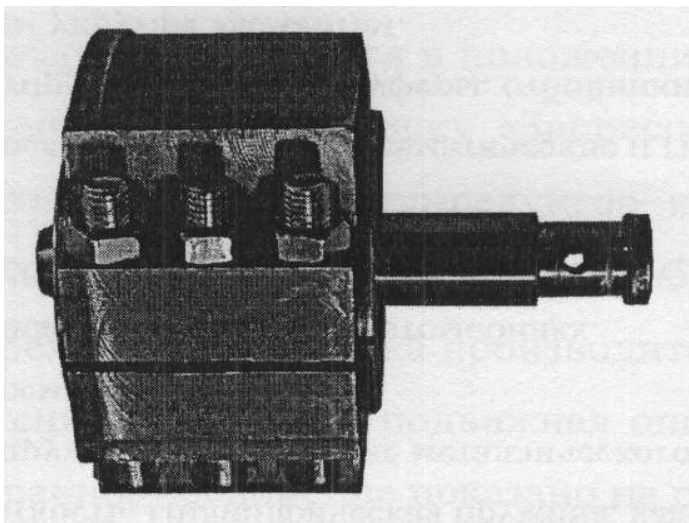


Рис. 3. Установка вала во втулку перед запрессовкой

7. Проверить, 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".

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 рис. 4.

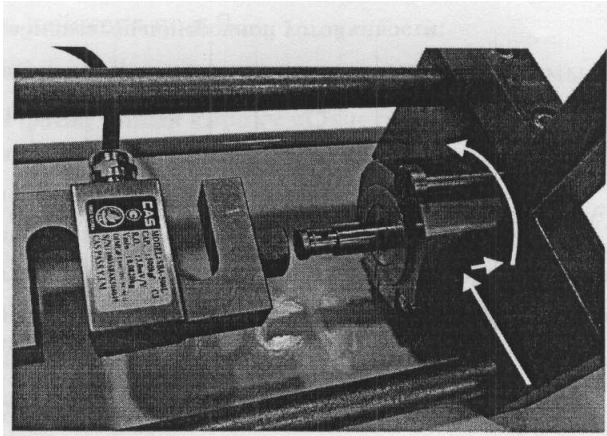


Рис. 4. Установка втулки с валом в прессовое устройство

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. Собранное соединение показано на рис. 5.

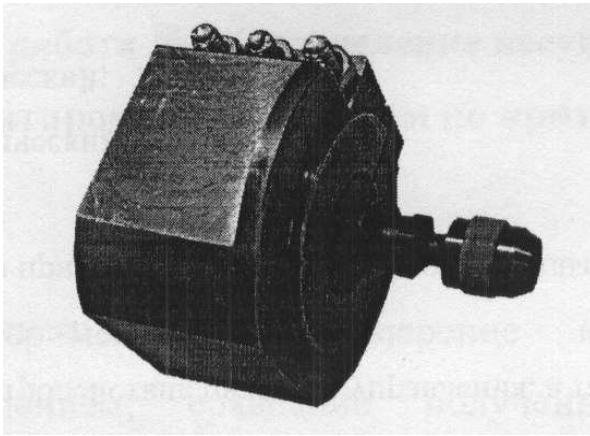


Рис. 5. Соединение вал-втулка в собранном виде

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 $F_{3М}$ и выпрессовки $F_{ВМ}$ и усилия в конце процесса запрессовки $F_{3К}$ и в начале выпрессовки $F_{ВН}$ в табл. 1.

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

Таблица 1

Протокол испытаний

$F_{3М}$, Н	$F_{ВМ}$, Н	$F_{3К}$, 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. 6.

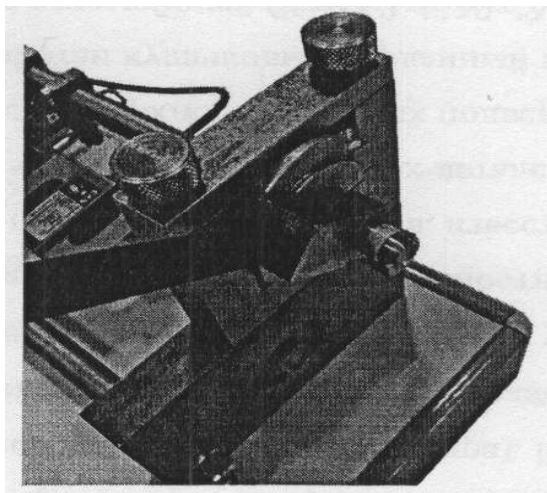


Рис. 6. Подготовка к испытанию на относительный поворот

3. Начать прикладывать усилие к ручке динамометрического ключа (рис. 7) для поворота вала, в программе будет отображаться наибольшее значение крутящего момента с начала испытания. После поворота вала в программе нажать кнопку "Завершить".

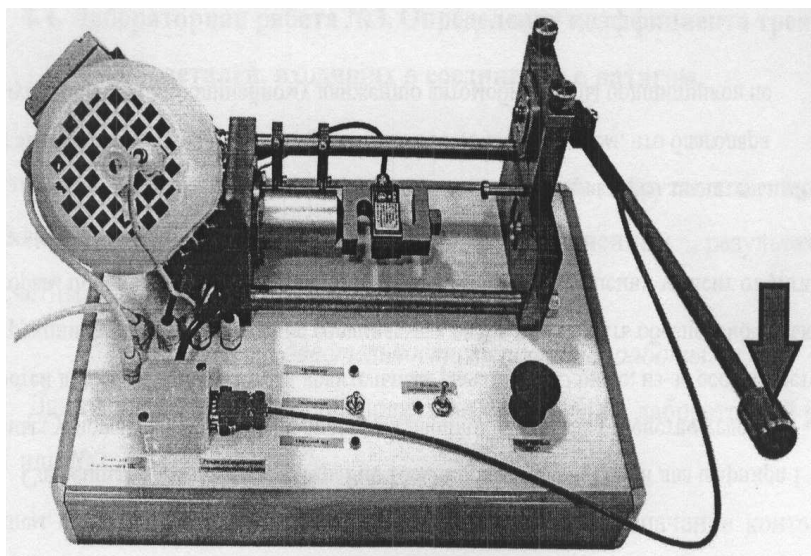


Рис. 7. Испытание на относительный поворот

4. Записать значение измеренного момента $T_{ИЗМ}$ в табл. 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 $F_{ЗК}$. Сравнить полученное значение с экспериментальными измерениями, сделать выводы.

Таблица 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 Части 1 и Части 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. 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 $F_{ЗМ}$ и выпрессовки $F_{ВМ}$, усилия в конце процесса запрессовки $F_{ЗК}$ и в начале выпрессовки $F_{ВН}$ занести в таблицу 1. Значение измеренного момента $T_{ИЗМ}$ занести в таблицу 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.

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.

Список литературы

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2008.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

Лабораторная работа № 8 Исследование работы винтового механизма (передачи винт-гайка)

Цель работы

Экспериментальное определение КПД винтовых пар с различными параметрами резьбы для различных материалов и осевых нагрузок.

В результате выполнения работы студент

должен знать:

- основные составляющие КПД винтовой пары и зависимость от осевой нагрузки;

- устройство лабораторной установки и методику проведения работы;

должен уметь:

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать КПД винтовой передачи на различных режимах нагружения.

1. Теоретические основы и расчетные зависимости

Две детали, сопрягаемые резьбой, называют винтовой парой. В зависимости от назначения и конструкции винтовой пары осевая нагрузка может быть приложена к винту или гайке. Вращая гайку ключом, можно заставить ее, например, подниматься вверх по оси винта. Эта сила, приложенная на конце ключа, является движущей и расходуется на полезную работу подъема груза и на работу преодоления сопротивления трения в резьбе.

Рассмотрим соотношения между силами, действующими в винтовой паре с прямоугольной резьбой. Развернем виток прямоугольной резьбы винта по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку

заменяем ползуном (рис. 1). Подъему ползуна по наклонной плоскости соответствует навинчивание гайки на винт.

Разложим силу F на две составляющие: осевую силу F_a , действующую на винтовую пару, и окружную силу F_t , вращающую гайку при ее навинчивании (в других случаях вращают винт при его ввинчивании)

Из чертежа разложения сил следует, что

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (1)$$

где ψ - угол подъема резьбы;

φ - угол трения.

Очевидно, что крутящий момент T в резьбе, создаваемый силой при навинчивании гайки или ввинчивании винта, равен

$$T = 0.5d_2 \cdot F_t \quad (2)$$

или

$$T = 0.5d_2 \cdot F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi).$$

При подъеме ползуна по наклонной плоскости движущей силой на высоту P_h работа движущих сил

$$W_{Д.С.} = F_t \pi d_2 = 2\pi T, \quad (3)$$

а работа сил полезных сопротивлений

$$W_{П.С.} = F_a P_h = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \psi, \quad (4)$$

Коэффициент полезного действия η винтовой пары с прямоугольной резьбой

$$\eta = \frac{W_{П.С.}}{W_{Д.С.}} = \frac{F_a \cdot \pi d_2 \operatorname{tg} \psi}{F_t \cdot \pi d_2} = \frac{F_a \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)},$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (5)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2}, \quad (6)$$

где P_h - ход резьбы;

d_2 - средний диаметр резьбы;

$d_2 = 0.5(d + d_1)$;

d - наружный диаметр;

d_1 - внутренний диаметр.

$$P_h = P \cdot n, \quad (7)$$

где P - шаг резьбы;

n - число заходов резьбы.

$$\varphi = \operatorname{arctg} f, \quad (8)$$

где f - коэффициент трения.

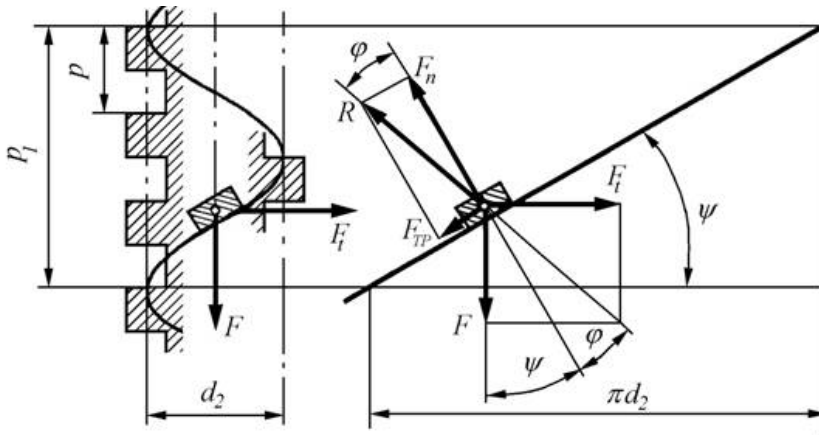


Рис. 1. Схема сил, действующих в винтовой паре

Таблица 1

Материалы пар трения и коэффициенты трения

Материал пары	Сталь-сталь	Сталь-бронза
Коэффициент трения	0.18	0.16

КПД. винтовой пары с треугольной резьбой определится по выражению

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \phi')}, \quad (9)$$

где ϕ' - приведенный угол трения.

$$\operatorname{tg} \phi' = \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (10)$$

где α - угол профиля ($\alpha = 60^\circ$).

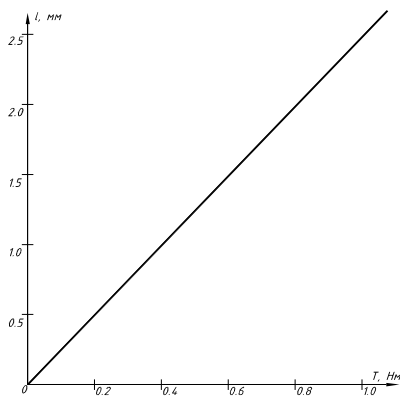


Рис. 2. Тарировочный график крутящего момента

2. Установка для испытаний

Для экспериментального определения КПД винтовой пары используется установка типа ТММ-33М (рис. 3).

Основанием установки является станина 1 из швеллера. К верхней части станины крепится кронштейн 2 с подшипниковым гнездом, в котором крепится электропривод с редуктором 3. Корпус электродвигателя жестко связан с корпусом редуктора, хвостовик которого в виде трубки является валом по отношению к шарикоподшипникам кронштейна. Через трубку в бронзографитовых подшипниках скольжения выходит приводной вал 4 от редуктора к винту 5 исследуемой винтовой пары. Таким образом, в процессе работы вращается винт, а гайка 6 перемещается только поступательно вверх-вниз; от поворота гайку предохраняет ползун в виде радиального стержня, перемещающегося вдоль глухого паза 7.

Для уменьшения трения ползун контактирует с гранями паза через шарикоподшипник.

Опорой винтовой пары является шарикоподшипниковый подпятник 8 нижнего кронштейна с гнездом для установки нижней цапфы винта.

Средний крутящий момент определяется по схеме реактивного момента. В этих целях жестко связанная система – корпус двигателя (статор) – корпус редуктора и его хвостовик – не закрепляется на станине, а может свободно вращаться в шарикоподшипниках верхнего кронштейна.

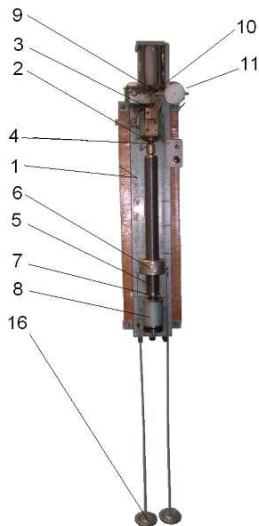


Рис. 3. Схема установки ТММ-33М

При работе установки (при вращении винта) статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора; жёсткий рычаг, укрепленный на крышке редуктора с точечными упорами 9, деформирует пластинчатую пружину 10. Индикатор часового типа 11, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента.

Осевая нагрузка на гайку испытуемой винтовой пары создается подвешиванием к ней гирь. Приспособленное для них крепление съемное и состоит из двух тяг с траверсой и полочкой для гирь 16, перемещающихся вверх-вниз с гайкой во время работы установки.

Управление установкой автоматизировано. От каждого нажатия кнопки происходит рабочий ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз и самовыключение двигателя.

При надевании гаек на трехзаходный винт метку гайки нужно совмещать с меткой на витке резьбы винта (притертый заход).

Винты, крепящие гайки-вкладыши в обоймах, должны быть всегда завернуты до отказа во избежание образования забоин на резьбах основных винтов.

На установке определяются КПД для сменных винтовых пар:

- а) резьба М42х4.5;
- б) резьба прямоугольная однозаходная Прям. 42х4.5;
- в) резьба прямоугольная трехзаходная Прям. 42х(3х8).

Материал всех винтов – сталь 45. Материал сменных гаек-вкладышей – сталь 20 и бронза ОЦС5-5-5.

Вращение винтов от электропривода реверсивное, полуавтоматическое, 60 об/мин.

Рабочий ход гайки вдоль винта L 300 мм.

Осевая нагрузка – 30, 50, 80, 100 Н.

Максимальный момент на выходном валу редуктора (верхний шпиндель) -1 Нм.

Потребляемая мощность электродвигателя 5 Вт.

3. Порядок выполнения работы

1. В задачу лабораторной работы входит определение КПД винтовых пар трех видов резьб при различных материалах гаек и разных осевых нагрузках.

2. Ознакомиться с устройством установки.

3. Составить схему установки.

4. Записать исходные данные.

5. Вставить в установку выбранный винт с гайкой, закрепив верхнюю сдвигающуюся муфту зажимным винтом. Гайку опустить в нижнее положение и к ней подвесить груз 10 Н (масса системы для подвеса добавочных грузов). Тумблером включить питание.

6. Нажатием на кнопку «пуск» включить двигатель. За время движения гайки вверх три раза снять отсчеты по шкале индикатора и занести данные в таблицу.

7. Сменить последовательно грузы на 20, 30 Н и провести две серии замеров, аналогично предыдущим.

8. Взять гайку из другого материала и провести те же испытания, что и с первой гайкой.

9. По средним значениям отклонения стрелки индикатора для каждого груза и тарировочному графику определить приложенные к винту моменты. Вычислить работу движущих сил и полезную работу на один оборот винта и определить значения КПД для разных материалов гаек и различных осевых нагрузок.

10. Вычертить диаграмму изменения КПД в зависимости от осевой нагрузки (две кривые, каждая для определенного материала гайки).

11. По аналитическим формулам рассчитать КПД для вида резьбы и сочетаний материалов, результаты сопоставить с экспериментальными данными.

4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать следующие пункты:

1. Цель работы.

2. Схема и краткое описание установки.
3. Основные параметры исследуемой винтовой пары.
5. Данные экспериментального определения КПД исследуемой винтовой пары.
6. Теоретические значения КПД.
7. График изменения КПД винтовой пары в зависимости от осевой нагрузки.
8. Выводы (заключение о проделанной работе).

Контрольные вопросы

1. Что называется коэффициентом полезного действия механизма?
2. Что называется шагом, ходом винта?
3. Как на винте определять число заходов?
4. Назовите движущие силы и силы сопротивления движению в винтовой паре в лабораторной установке.
5. В каких пределах изменяется КПД для самотормозящихся и не-самотормозящихся винтовых пар?
6. Назовите условия возникновения явления самоторможения.
7. Приведите примеры самотормозящихся и несамотормозящихся винтовых пар в машинах и механизмах.
8. Что такое угол трения, конус трения скольжения?
9. Как влияет изменение угла подъема винтовой линии на величину КПД винтовой пары?
10. Как определить угол подъема винтовой линии?
11. Приведите примеры, когда трение является негативным фактором при работе машин.
12. Приведите примеры, когда трение является необходимым фактором при работе машин.
13. Что оценивает коэффициент трения скольжения?
14. Как изменяется величина КПД в винтовой паре при изменении соотношения углов ψ и φ .
15. Как определить при каком значении угла ψ величина КПД будет максимальной?
16. Что учитывает приведенный коэффициент трения скольжения в остроугольной резьбе?
17. Запишите выражение для определения силы трения скольжения.
18. Можно ли считать коэффициент трения скольжения величиной постоянной при любом диапазоне скоростей и нагрузок?
19. Назовите способы снижения коэффициента трения?
20. Почему в настоящее время широко применявшиеся ранее в винтовых механизмах прямоугольная резьба почти вытеснена трапециевидальной?

21. Как влияет уменьшение шага на высоту профиля резьбы и угол подъема винтовой линии?
22. Объясните, как влияет изменение коэффициента трения скольжения на величину КПД винтовой пары.
23. Как различают резьбы по направлению винтовой линии?
24. Будет ли работать машина, если КПД равен нулю?
25. Чем отличается профиль обычной трапецеидальной резьбы от профиля трапецеидальной упорной?

Список литературы

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов – М.: Высшая школа, 2008.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Форум: Инфра-М, 2005.
3. Рошин, Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рошин, Ю.А. Самойлов. – М.: Юрайт, 2013.
4. Схиртладзе, А.Г. Детали машин и основы конструирования / А.Г. Схиртладзе, Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов. – М.: Машиностроение, 2012.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Лабораторная работа № 1	6
Испытание на центральное сжатие образцов из пластичных и хрупких материалов	6
Цель работы	6
1. Теоретические основы и расчетные зависимости	6
2. Установка для испытаний	7
3. Порядок выполнения работы	10
4. Протокол отчета	11
Лабораторная работа № 2	12
Экспериментальное определение основных параметров эвольвентных зубчатых колес	12
Цель работы	12
1. Теоретические основы и расчетные зависимости	13
2. Детали и инструменты	17
3. Порядок выполнения работы	17
4. Протокол отчета	17
Лабораторная работа № 3	19
Определение коэффициента трения скольжения различных материалов	19
Цель работы	19
1. Теоретические основы и расчетные зависимости	19
2. Установка для испытаний	21
3. Порядок выполнения работы	22
4. Протокол отчета	23
Лабораторная работа № 4	24
Составление кинематической схемы и определение степени подвижности рычажных механизмов	24
Цель работы	24
1. Теоретические основы и расчетные зависимости	25
2. Приборы и инструменты	36
3. Порядок выполнения работы	37
4. Протокол отчета	40
Лабораторная работа № 5	40
Редукторные передачи	40
Цель работы	41
1. Теоретические основы и расчетные зависимости	41
2. Установка для испытаний	43
3. Порядок выполнения работы	45
4. Протокол отчета	46

Лабораторная работа № 6	47
Силы трения в резьбовых соединениях	47
Цель работы	47
1. Теоретические основы и расчетные зависимости	48
2. Установка для испытаний	49
3. Порядок выполнения работы	52
4. Протокол отчета	54
Лабораторная работа № 7	55
Исследование работы соединений с натягом	55
Цель работы	55
1. Теоретические основы и расчетные зависимости	56
2. Установка для испытаний	58
3. Порядок выполнения работы	59
4. Протокол отчета	64
Лабораторная работа № 8	65
Исследование работы винтового механизма	65
(передачи винт-гайка).....	65
Цель работы	65
1. Теоретические основы и расчетные зависимости	65
2. Установка для испытаний	68
3. Порядок выполнения работы	70
4. Протокол отчета	70

Учебное издание

Чубенко Елена Филипповна
Чубенко Дмитрий Николаевич

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Учебно-практическое пособие

Редактор Л.И. Александрова
Компьютерная верстка М.А. Портновой

Подписано в печать 20.06.15. Формат 60×84/16.
Бумага писчая. Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,0.
Уч.-изд. л. 2,6. Тираж 100 экз. Заказ

Издательство Владивостокского государственного университета
экономики и сервиса
690014, Владивосток, ул. Гоголя, 41
Отпечатано во множительном участке ВГУЭС
690014, Владивосток, ул. Гоголя, 41