

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Омский государственный технический университет»

ИСПЫТАНИЕ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Учебное пособие

Под общей редакцией Н. В. Захаренкова

Омск
Издательство ОмГТУ
2016

УДК 621.81(075)
ББК 34.44я73
И88

Рецензенты:

Тарасов Владимир Никитич, д-р техн. наук, профессор,
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
Редреев Григорий Васильевич, канд. техн. наук, доцент,
Омский государственный аграрный университет им. П.А. Столыпина

Авторы: В. Н. Бельков, Н. В. Захаренков, И. Ю. Лесняк, А. Ю. Казаков

Испытание и расчет деталей машин : учеб. пособие /
И88 [В. Н. Бельков и др.]. ; под общ. ред. Н. В. Захаренкова. ; Минобрнауки,
ОмГТУ. – Омск : Изд. ОмГТУ, 2016. – с. : ил.

ISBN 978-5-8149-2261-8

Учебное пособие охватывает ряд общих вопросов по изучению расчетно-экспериментальным методом элементов машин (передаточных механизмов, подшипников, тормозных устройств, разъемных резьбовых соединений, муфт) на автоматизированных лабораторных комплексах.

Дается ряд практических рекомендаций и порядок работы по испытанию узлов и деталей машин на учебных лабораторных комплексах при подготовке бакалавров и магистров. В каждом разделе приводятся теоретические сведения достаточные для изучения решаемой задачи, описание оборудования, методика проведения работы, примеры оформления отчетов по проделанной работе и контрольные вопросы.

Предназначено для студентов механико-машиностроительных специальностей.

УДК 621.81(075)
ББК 34.44я73

*Печатается по решению редакционно-издательского совета
Омского государственного технического университета.*

ISBN 978-5-8149-2261-8

© ОмГТУ, 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	
1 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	
1.1 Общие теоретические сведения о ременных передачах	
1.2 Описание экспериментальной установки	
1.3 Испытние ременной передачи в замкнутом контуре с различными видами ремней (плоским, клиновым и круглым)	
2 РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	
2.1 Общие теоретические сведения о резьбовых соединениях	
2.2 Описание экспериментальной установки	
2.3 Определение силы трения в резьбовом соединении с учетом и без учета трения на опорном торце винта	
3 КОЛОДОЧНЫЕ ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ	
3.1 Общие теоретические сведения о тормозных механизмах	
3.2 Описание экспериментальной установки	
3.3 Изучение конструкции и регулировки колодочного тормоза	
3.4 Испытание колодочного тормоза	
4 ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРНЫЕ	
4.1 Общие теоретические сведения о передачах	
4.2 Описание экспериментальной установки	
4.3 Исследование влияния режимов работы привода на КПД передач в замкнутом контуре	
5 ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ	
5.1 Общие теоретические сведения о подшипниках скольжения	
5.2 Описание экспериментальной установки	

5.3	Определение момента сил трения в зависимости от материала и размеров подшипников при различных скоростях вращения вала	
5.4	Определение зависимости момента сил трения от вида нагрузки	
6	ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	
6.1	Общие теоретические сведения о цепных передачах	
6.2	Описание экспериментальной установки.....	
6.3	Изучение устройства цепной передачи и определение зависимости КПД передачи от нагрузки	
6.4	Изучение поперечных колебаний ведущей ветви цепи	
7	МУФТЫ	
7.1	Общие теоретические сведения о муфтах	
7.2	Описание экспериментальной установки.....	
7.3	Испытание предохранительных муфт различных типов (фрикционной дисковой, кулачковой, шариковой)	
	Заключение	
	Список литературы	

ВВЕДЕНИЕ

Современные возросшие требования к качеству и цене изделий, а также сложность проектируемых объектов машиностроения – все это создает необходимость вносить изменения в традиционный характер и методологию изучения проектной деятельности.

Эскизный проект, которым обычно ограничены общетехнические дисциплины, содержит принципиальные решения, дающие общие представления об устройстве и принципе работы разрабатываемого объекта. Обоснованием принципиальной возможности и целесообразности создания разрабатываемого объекта может быть аналитический расчет, который является важнейшим элементом познания физических процессов, протекающих в реальных машинах и их составных частях. Используемые расчетные схемы позволяют научиться выделять существенные и несущественные элементы конструкции, внешние силовые факторы, свойства материалов. Однако необходимо отметить, что в связи с допущениями, принимаемыми в аналитических моделях, многие вопросы, часто встречающиеся на практике, остаются малоизученными.

Наиболее действенным способом приблизить проектировщика к действительности является эксперимент. Основные параметры, полученные в результате испытаний, могут и не соответствовать значениям параметров, заложенных в расчетную модель, и естественно возникает необходимость более глубокого изучения расчетных методов и пересмотра расчетной модели. Анализ полученных результатов позволяет сделать обобщающие выводы.

Цель учебного пособия – восполнить в некоторой степени имеющиеся пробелы в изучении процессов, происходящих в деталях машин при их эксплуатации, на примере испытания образцов в лабораторных условиях; показать основные особенности испытания деталей машин, работающих на различных режимах, а также сущность протекающих процессов; показать количественные и качественные закономерности в зависимости от изменения различных факторов, включенных в процесс испытания; научить принимать обоснованные проектные решения, направленные на повышение качественных характеристик деталей машин.

1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1.1. ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Ременная передача содержит ведущий шкив 1 и ведомый шкив 2, охватываемые гибким ремнем 3 (рис. 1.1). Она предназначена для передачи вращающего момента в кинематической цепи, как правило, с изменением частоты вращения и вращающего момента. Вращающий момент передается за счет сил трения, создаваемых предварительным натяжением ремня. Ветвь ремня, набегающая на ведущий шкив, называется *ведущей*, сбегаящая с него – *ведомой*.

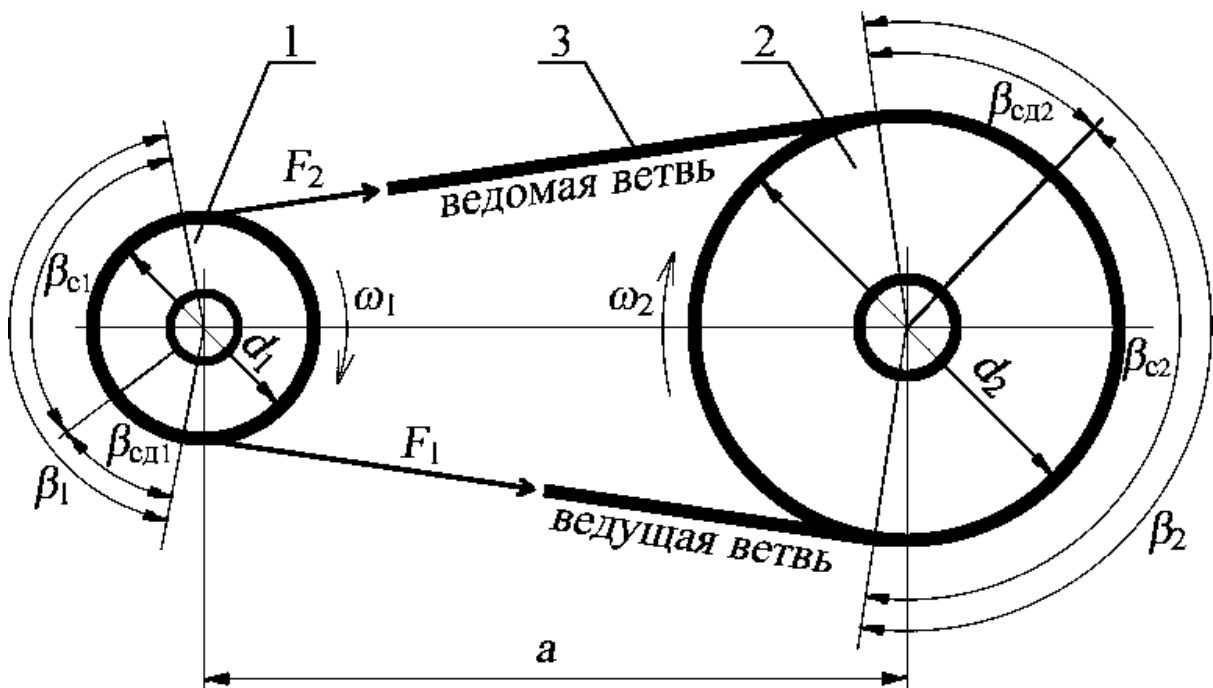


Рис. 1.1. Схема ременной передачи

Достоинства ременных передач:

- простота конструкции;
- защита от перегрузок в результате проскальзывания ремня по шкиву;
- возможность передачи движения на значительные расстояния;
- не требуют смазки.

Недостатки ременных передач:

- малый срок службы ремней в быстроходных передачах;
- необходимость защиты ремня от попадания масла;
- большие нагрузки на валы и опоры;
- отсутствие жесткой кинематической связи.

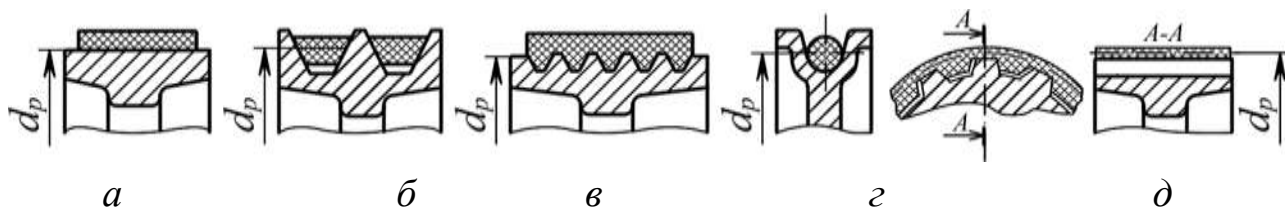


Рис. 1.2. Поперечные сечения ремней на шкивах

По форме поперечного сечения различают ремни плоские (рис. 1.2, а), клиновые (рис. 1.2, б), поликлиновые (рис. 1.2, в), круглые (рис. 1.2, г) и зубчатые (рис. 1.2, д).

За расчетные диаметры d_p для плоскоремненной передачи принимают диаметр наружной поверхности шкива, для клиноремненной и круглоремненной – диаметр окружности по нейтральной линии ремня.

В покое для обеспечения работы ремень предварительно натягивают с силой $F_0 = 0,5(F_1 + F_2)$, где $F_{1(2)}$ – сила натяжения ведущей и ведомой ветвей. В состоянии покоя ведомая и ведущая ветви ремня нагружены одинаковой силой предварительного натяжения F_0 . Эта сила практически сохраняется и на холостом ходу передачи.

На холостом ходу натяжение ремня с учетом действия центробежных сил, под действием которых ремень дополнительно растягивается, будет $F_{0\text{хх}} = F_0 + \chi F_u$, где $F_{0\text{хх}}$ – сила предварительного натяжения на холостом ходу передачи; χ – коэффициент, учитывающий снижение сил прижатия ремня к шкиву под действием силы F_u ($0 \leq \chi \leq 1$).

Коэффициент χ зависит от соотношения жесткостей ремня и деталей передачи (в том числе и жесткости валов). Для передач без устройств натяжения с ремнями невысокой жесткости $\chi = 0$; с устройствами для натяжения ремня $\chi = 0,5$; при автоматическом натяжении $\chi = 1$.

Под нагрузкой натяжение ветвей ремня перераспределяется, ведущая ветвь дополнительно натягивается до значения F_1 (рис. 1.1), а ведомая при этом разгружается от предварительного натяжения до величины F_2 . Сумма натяжений ветвей под нагрузкой сохраняется, т.е. $F_1 + F_2 = 2F_0$, а разность натяжений ветвей равна окружной силе: $F_t = F_1 - F_2$.

При этом же окружная сила F_t на шкивах будет:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}, \quad (1.1)$$

где $T_{1(2)}$ – вращающий момент на ведущем и ведомом шкивах, Н·мм;

$d_{1(2)}$ – диаметр ведущего и ведомого шкивов, мм.

Приведенные зависимости показывают, что с увеличением усилия предварительного натяжения ремня F_0 окружное усилие F_t и передаваемый вращающий момент T_1 возрастают.

Наличие разных сил в ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвях является причиной:

– разных напряжений в этих ветвях:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \text{ и } \sigma_2 = \frac{F_2}{A},$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм²;

– относительных деформаций в ветвях ремня:

$$\xi_1 = \frac{\sigma_1}{E} \text{ и } \xi_2 = \frac{\sigma_2}{E},$$

где E – модуль упругости материала ремня, МПа;

– появления упругого скольжения ремня на шкивах работающей передачи.

$$\varepsilon = \xi_1 - \xi_2.$$

Причем $\sigma_1 > \sigma_2$ и $\xi_1 > \xi_2$.

Тяговая способность передачи характеризуется окружной силой F_t , передаваемой при данном предварительном натяжении ремня F_0 и скольжении ремня ε . Тяговая способность повышается с увеличением дуги обхвата β , коэффициента трения f , предварительного натяжения F_0 и уменьшается с ростом скорости ремня V из-за действия центробежных сил.

В начале дуги обхвата $\beta_{1(2)}$ – на дуге сцепления $\beta_{cd1(2)}$ (см. рис. 1.1) ремень движется вместе со шкивом, а скольжение происходит на оставшейся части дуги обхвата – дуге скольжения $\beta_{c1(2)}$. С увеличением вращающего момента величины этих дуг возрастают, достигая предельных значений, равных дугам обхвата ремнем шкивов, т.е. $\beta_{c1(2)} = \beta_{1(2)}$.

Физический процесс взаимодействия ремня со шкивом достаточно сложный. Потери мощности в ременной передаче зависят от множества динамических переменных. Поэтому выбор рациональных режимов эксплуатации ременной передачи проводится, как правило, расчетно-экспериментальным методом.

В качестве критерия оценки рациональных режимов эксплуатации ременной передачи используют:

– коэффициент упругого скольжения ремня

$$\varepsilon = \xi_1 - \xi_2 = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{d_2 \cdot n_2}{d_1 \cdot n_1}, \quad (1.2)$$

где $V_{1(2)}$ – окружные скорости ведущего и ведомого шкивов, м/с;

$n_{1(2)}$ – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин^{-1} ;

– коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i} = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1}, \quad (1.3)$$

где $P_{1(2)}$ – мощность на ведущем и ведомом шкивах, Вт;

i – передаточное отношение передачи.

Эффективность сцепления ремня со шкивом обусловлена многими факторами, в частности типом и конструкцией ремня, величиной предварительного натяжения ремня, материалом и состоянием взаимодействующих поверхностей и др. Тяговая способность передачи оценивается коэффициентом тяги φ , который наглядно показывает, какая часть начального натяжения ремня используется для передачи полезной окружной силы F_t :

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (1.4)$$

По результатам расчетно-экспериментальной оценки тяговой способности передачи строят графики кривых скольжения и КПД (рис. 1.3).

Кривые скольжения строят по данным, полученным экспериментально для конкретного конструктивного исполнения передачи:

1) при заданном начальном натяжении ремня F_0 повышают полезную окружную силу F_t (или момент T_2);

2) вычисляют при фиксированном значении F_t по формуле (1.4) коэффициент тяги φ ;

3) экспериментально измеряют вращающиеся моменты T_1 , T_2 на валах и частоты вращения n_1 , n_2 валов;

4) по формуле (1.2) определяют коэффициент упругого скольжения ε и по формуле (1.3) КПД передачи η .

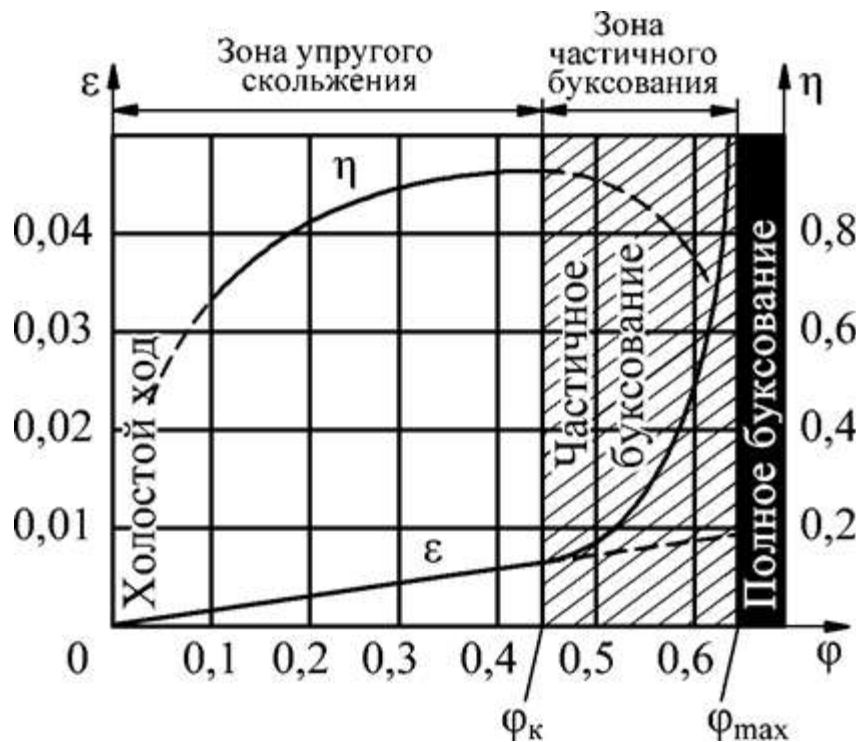


Рис. 1.3. Кривые скольжения и КПД

До некоторого критического значения коэффициента тяги φ_k скольжение ремня вызывается его упругими деформациями, которые согласно закону Гука, пропорциональны нагрузке (зона упругого скольжения ремня по шкивам), и кривая скольжения имеет соответственно прямолинейный участок (см. рис. 1.3). При дальнейшем увеличении нагрузки появляется частичное буксование ремня по шкивам, прямая пропорциональность нарушается, кривая скольжения резко поднимается вверх, и при некотором предельном значении коэффициента тяги φ_{max} наступает полное буксование ремня на одном из шкивов.

При увеличении нагрузки видно, что КПД в начале графика растет, далее вследствие незначительного влияния потерь на холостом ходу достигает максимума при критическом значении коэффициента тяги φ_k , затем резко снижается в связи с дополнительными потерями на буксование.

Кривые скольжения и КПД показывают, что рационально работать в зоне критических значений коэффициента тяги, где наиболее высокий КПД. Переход за критическое значение коэффициента тяги допустим только при кратковременных перегрузках. Работа передачи в этой зоне связана с повышенным износом ремня, а также с непостоянством передаточного отношения.

Отношение φ_{max}/φ_k характеризует способность ременной передачи к перегрузкам.

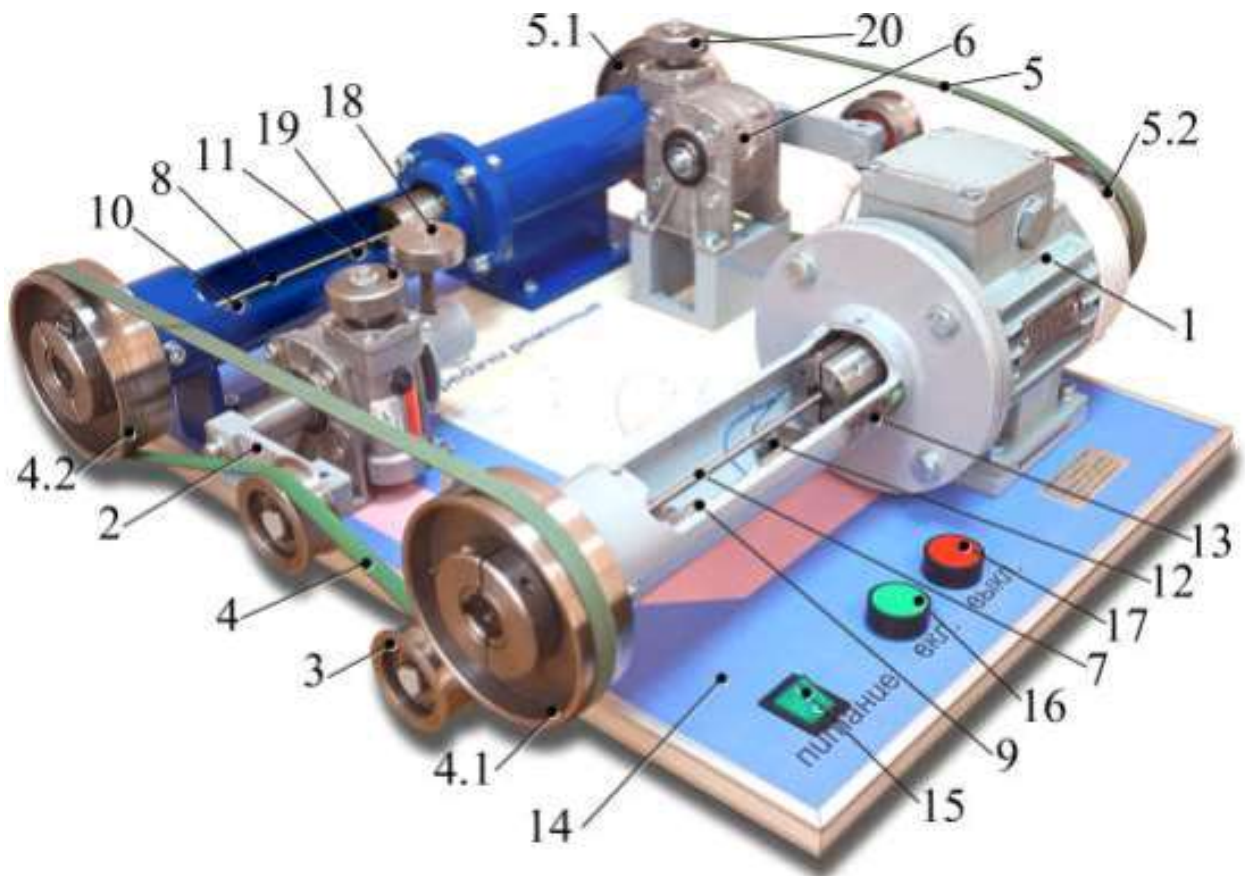
Оптимальное значение коэффициента тяги φ_k , при котором достигается наибольший КПД передачи и некоторый запас по сцеплению будет, например: для прорезиненных $\varphi_k = 0,6$, для хлопчатобумажных и синтетических $\varphi_k = 0,5$, для шерстяных плоских ремней $\varphi_k = 0,4$, для круглых ремней $\varphi_k = 0,5$, для клиновых ремней $\varphi_k = 0,6 \dots 0,75$ и выше.

1.2. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

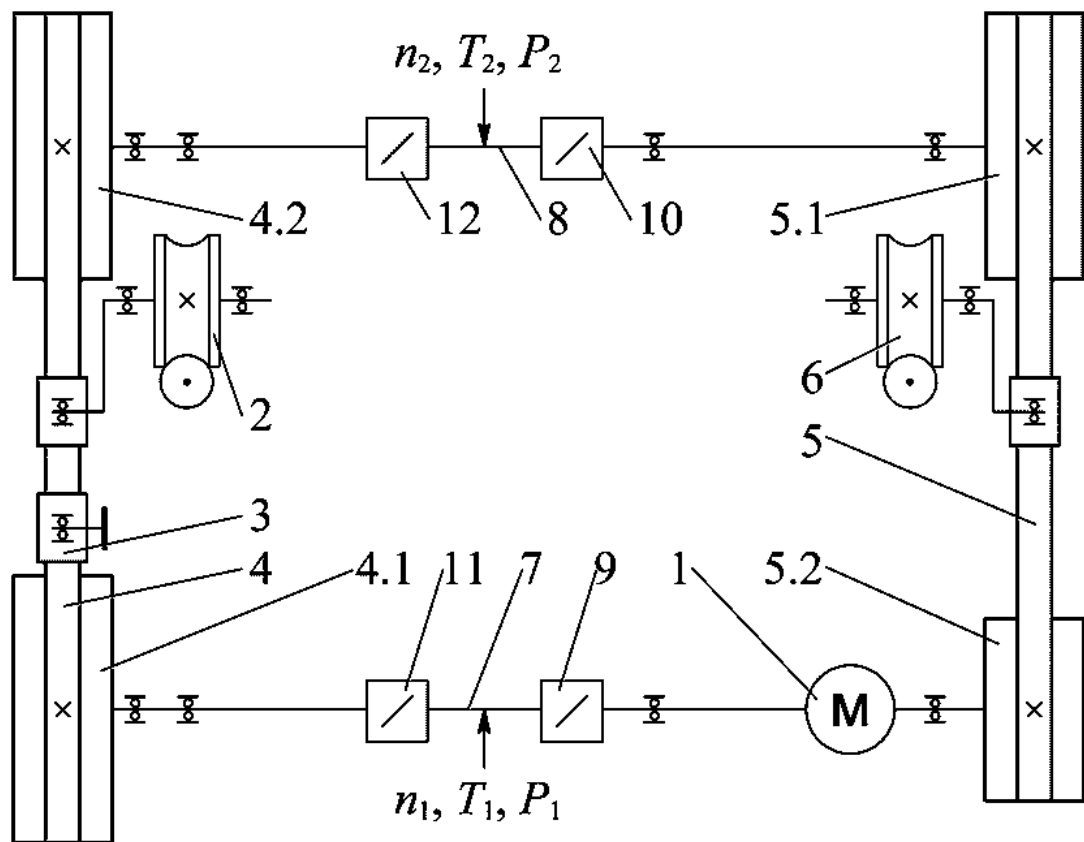
Испытание узлов и деталей машин осуществляется на учебном лабораторном стенде. Общий вид стенда и его кинематическая схема представлены на рис. 1.4.

Установка содержит:

- электродвигатель 1;
- натяжное устройство 2 исследуемой ременной передачи;
- опорный ролик 3;
- передачу 4 исследуемую ременную;
- ведущий шкив 4.1;
- ведомый шкив 4.2;
- нагружающее устройство, которое состоит;
 - из передачи 5 нагружающей плоскоременной;
 - ведущего шкива 5.1;
 - ведомого шкива 5.2;
 - натяжного устройства 6;
- стопорный винт 18;
- маховичок 19, 20;
- торсионный вал 7, 8;
- датчик момента 9, 10;
- индуктивный датчик 11, 12;
- тензометрический датчик 13;
- рама 14;
- пульт управления, который состоит
 - из выключателя питания установки 15;
 - кнопки пуска электродвигателя 16;
 - кнопки останова двигателя 17.



a



б

Рис. 1.4. Лабораторный стенд: *a* – общий вид; *б* – кинематическая схема

Принцип работы

Электродвигатель 1 через торсионный вал 7 вращает ведущий шкив 4.1 исследуемой ременной передачи 4, передаточное отношение которой $i_1 = 1$ (без учета упругого скольжения). Ведомый шкив 4.2 исследуемой ременной передачи 4 передает вращение через торсионный вал 8 на ведущий шкив 5.1 нагружающей плоскоремненной передачи 5, передаточное отношение которой $i_2 = 0,72$ (без учета скольжения). Шкив 5.2 установлен на валу электродвигателя 1 с обратной стороны и замыкает контур.

Конструкция стенда с замкнутым контуром (циркуляцией мощности) позволяет менять нагрузку в замкнутом контуре в процессе его работы и проводить испытания по заданной методике изменения нагрузки.

Циркулирующей называется внутренняя мощность, которая может возникнуть в некоторых замкнутых передачах в результате появления дополнительного вращающегося момента. Эта мощность является условной, выражающей работу внутренних сил, так как действует только внутри замкнутого контура, не подводится извне и не снимается как обычная мощность. Ее величина определяется условно как произведение дополнительно возникшего в контуре момента на угловую скорость.

Стенды с замкнутым контуром позволяют в отличие от стендов с открытым контуром создать большие усилия и моменты на передачах при небольшой подводимой мощности, которая расходуется только на компенсацию потерь при работе передач стенда.

Применение стенда с циркуляцией мощности для испытания ременных передач позволяет резко сократить мощность приводного двигателя, уменьшить стоимость стенда, уменьшить непроизводительные затраты энергии и исключить тормозные устройства.

Основной недостаток такой схемы включения – это то, что испытания в режиме скольжения можно проводить только для одного элемента кинематической цепи, а момент, передаваемый через замкнутый контур, может регулироваться только изменением числа оборотов двигателя. Снимать пусковые и маневренные динамические качества на данном стенде невозможно.

Создание дополнительного вращающегося момента в замкнутом контуре происходит за счет изменения натяжения ремня передачи 5, что в свою очередь увеличивает нагрузку на исследуемой передаче 4.

Поскольку передаточные отношения передач 4 и 5 различны, то они обе могут работать со скольжением от 0 до 26%.

В начальный момент эксперимента нагружающая плоскоременная передача 5 работает с максимальным скольжением, а исследуемая ременная передача 4 – с минимальным. При увеличении натяжения ремня передачи 5 ее скольжение уменьшается, а скольжение передачи 4 увеличивается.

Вращающий момент на ведущем 4.1 и ведомом 4.2 шкиве исследуемой ременной передачи 4 измеряется при помощи датчика момента 9 и 10, соответственно.

Датчик момента (на примере датчика момента 9) представляет собой торсионный вал 7 определенной жесткости, угол закручивания торсиона определяется двумя индуктивными датчиками 11 и 12. Датчик 12 также определяет частоту вращения торсионного вала.

Двойное усилие предварительного натяжения ремня $2F_0$ исследуемой ременной передачи 4 определяется с помощью пары тензометрических датчиков 13, расположенных на корпусе датчика момента 9.

При работе установки синхронно замеряются моменты на ведущем T_1 и ведомом T_2 шкивах исследуемой ременной передачи 4 и вычисляется ее КПД и скольжение ε .

Описание программного обеспечения

Лабораторные работы выполняются с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программного обеспечения (ПО). Рабочее окно ПО показано на рис. 1.5. ПО позволяет проводить несколько испытаний подряд, после чего формируется отчет о результатах работы по усредненным значениям.

На рис. 1.5 показаны: 1 – область построения графиков; 2 – меню «Настройки»; 3 – меню «Помощь»; 4 – вкладка «График зависимости КПД от нагрузки на ведомом валу»; 5 – вкладка «График зависимости мощностей от момента на ведомом валу»; 6 – вкладка «График зависимости скоростей от момента на ведомом валу»; 7 – количество измеренных точек; 8 – поле фильтра осреднения полученных результатов; 9 – кнопка «Исходные данные исследуемой передачи»; 10 – кнопка «Расчет передачи»; 11 – кнопка «Начало эксперимента»; 12 – кнопка «Вывод отчета»; 13 – кнопка «Выход из программы».



Рис. 1.5. Рабочее окно программы

ТРЕБОВАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ:

- Перед началом работы обучаемые должны быть ознакомлены преподавателем с устройством стенда, принципом работы и требованиями безопасности;
- включение лабораторных установок и аппаратуры производить только в присутствии преподавателя или учебного мастера;
- при включении установки в сеть убедиться в том, что все кнопки панели управления находятся в положении выключено;
- перед запуском электродвигателя убедиться в том, что все элементы хорошо закреплены и валы вращаются без ощутимых заеданий;
- перед включением испытательного оборудования убедиться в правильности сборки, установки и закрепления лабораторных приспособлений и устройств.

ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- эксплуатировать стенд при повреждении внешних элементов установки, кабеля питания и ненадежном контакте в электрической розетке;
- прикасаться к вращающимся деталям во время работы;
- при работе располагать посторонние предметы вблизи и между подвижными элементами стенда.

1.3. ИСПЫТАНИЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ В ЗАМКНУТОМ КОНТУРЕ С РАЗЛИЧНЫМИ ВИДАМИ РЕМНЕЙ (ПЛОСКИМ, КЛИНОВЫМ И КРУГЛЫМ)

Цель работы. Произвести расчетно-экспериментальную оценку тяговой способности ременной передачи на основе использования циркуляции мощности в замкнутом контуре и экспериментально установить зависимость коэффициента упругого скольжения и КПД ременной передачи от величины начального натяжения ремня и величины внешней нагрузки.

В результате выполнения работы студент должен

знать:

- конструкцию и принцип работы ременных передач;
- силовые и кинематические зависимости, характеризующие работу передачи;
- назначение и методику построения кривых скольжения;
- особенности испытания ременных передач и пути повышения их тяговой способности;

уметь:

- проводить испытания тяговой способности ременных передач в автоматизированном режиме;
- анализировать причины изменения тяговой способности передач;
- обосновывать принимаемые проектные решения, направленные на повышение тяговой способности и эксплуатационной надежности передач.

⌚ **50–70 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **7–10 мин.** Подготовительная работа.

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

1.1. Запустить программу управления стендом «Передачи ременные».

Внимание! Для корректной работы тензоаппаратуры требуется включить питание стенда минимум за 20–25 мин до проведения эксперимента, при этом ПК не должен уходить в спящий режим.

2. По заданию преподавателя сменить шкивы 1.1 и 1.2 исследуемой ременной передачи (рис. 1.6) на шкивы 2.1 и 2.2 испытываемого ремня 3. Для

этого нужно снять ремень со шкивов 1.1 и 1.2, предварительно ослабив его натяжение, вращая маховичок 6 по часовой стрелке. Вывернув винты крепления 4 клеммы 5 шкива 1.1, снять клемму и шкив со шпоночного соединения 7. Надеть требуемый шкив 2.1 и закрепить клемму винтами крепления 5. То же проделать для второго шкива 1.2. Надевать ремень 3 на шкивы на данном этапе не нужно.

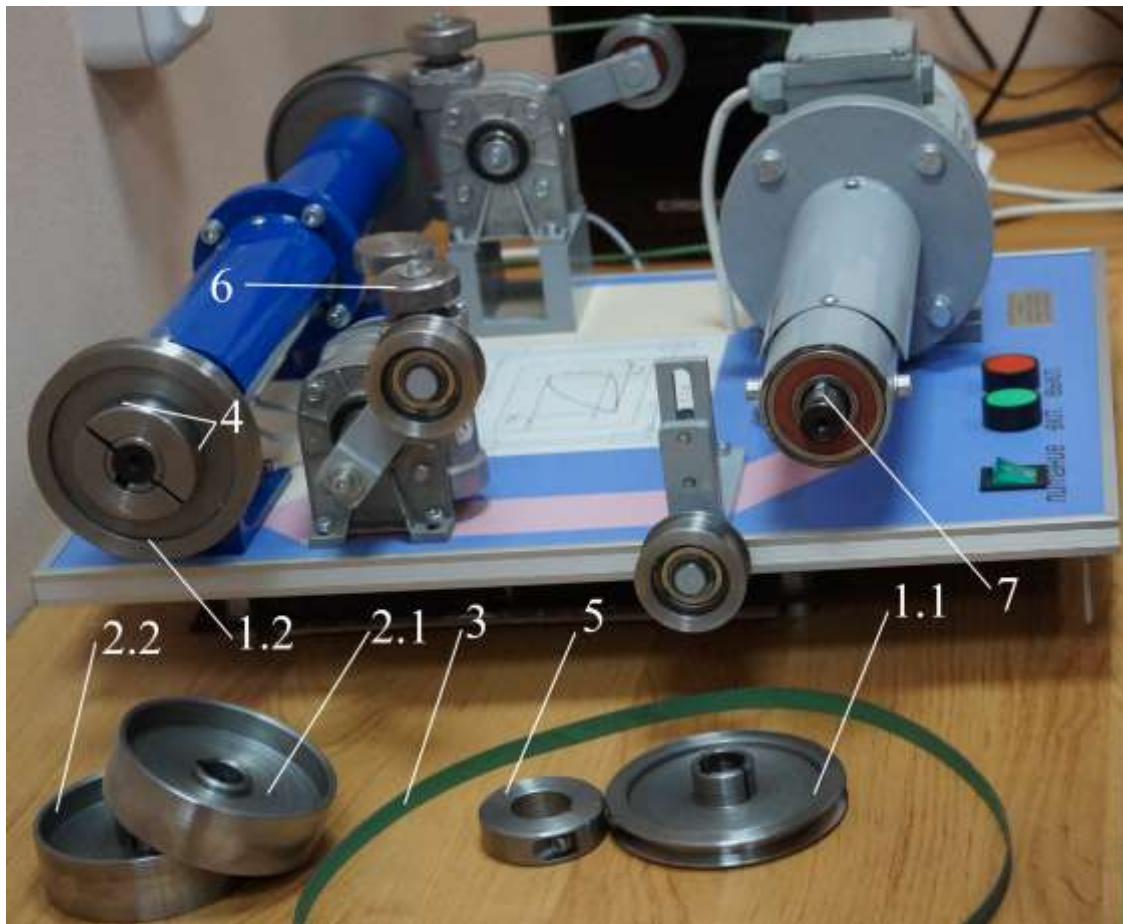


Рис. 1.6. Замена шкивов передачи: 1.1, 1.2 – шкивы исследуемой передачи; 2.1, 2.2 – шкивы, которые требуется заменить; 3 – ремень исследуемой передачи; 4 – винты крепления; 5 – клемма; 6 – маховичок; 7 – шпонка

🕒 **5–8 мин.**

3. Выполнить определение параметров ременной передачи.

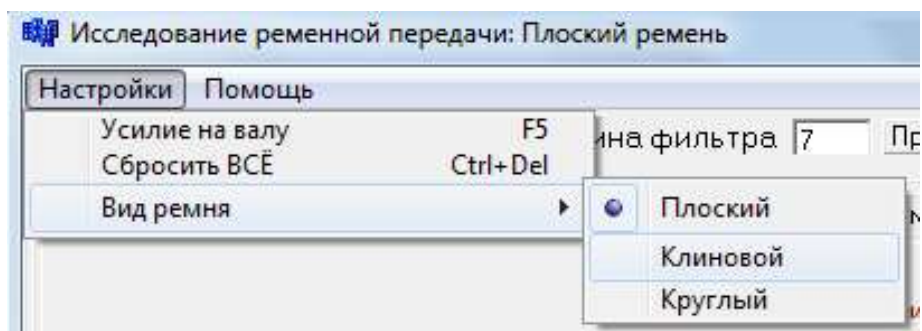
3.1. Получить у лаборанта измерительный инструмент.

3.2. Измерить диаметры шкивов ременных передач 4 и 5 (изучаемой, нагружающей), межосевое расстояние и ширину ремня.

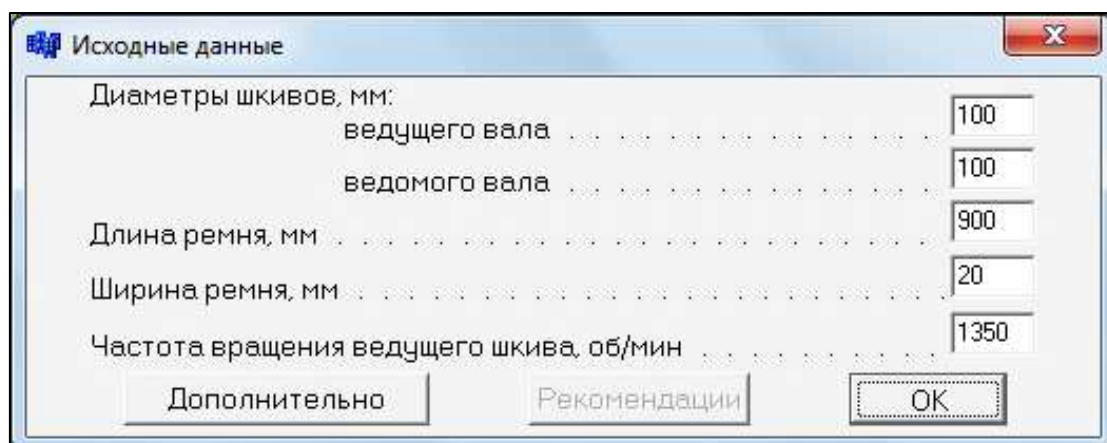
3.3. Выбрать вид ремня исследуемой ременной передачи (рис. 1.7, а).

3.4. Нажать кнопку в программе «Исходные данные» (поз. 9 на рис. 1.5).

3.5. Занести данные в форму (рис. 1.7, б).



а



б

Рис. 1.7. Выбор лабораторной работы (а) и (б)

⌚ **6–7 мин.**

4. В меню «*Настройки*» выбрать пункт «*Усилие на валу*» или нажать клавишу «*F5*». На экран выводится окно «*Усилие на валу*».

4.1. При снятом ремне исследуемой ременной передачи 4 проверить значение усилия на валу (рис. 1.8), если усилие на валу отлично от нуля, необходимо нажать кнопку «*Коррекция нуля усилия*» и подождать в течение двух-трех минут.

4.2. После коррекции нуля усилия необходимо надеть исследуемый ремень на его шкивы.

4.3. Ослабить стопорный винт (поз. 18 на рис. 1.4, а). Плавно вращая маховичок натяжного устройства исследуемой ременной передачи (поз. 2, рис. 1.4, а) увеличить натяжение ремня передачи до значения $2F_0 = 40 \text{ Н}$. Величина усилия $2F_0$ отслеживается в окне «*Усилие на валу*» (рис. см. 1.8). После установки требуемого значения усилия на валу необходимо зафиксировать вал натяжного устройства исследуемой ременной передачи при помощи стопорного винта (поз. 18, рис. 1.4, а) и закрыть окно «*Усилие на валу*».

Можно оценить величину центробежной силы на холостом ходу исследуемой ременной передачи, если запустить двигатель без нагрузки (ослабленный ремень нагружающей ременной передачи).



Рис. 1.8. Окно программы «Усилие на валу»

🕒 **10–15 мин.**

5. Проведение испытаний.

5.1. В главном окне программы нажать кнопку «Эксперимент», на экране появится окно «Экспериментальное исследование КПД» (рис. 1.9). После чего ослабить натяжение ремня нагружающей передачи (вращением маховичка, поз 19 на рис 1.4, а). Натяжение нагружающей ременной передачи 5 также должно быть ослаблено. Включить электродвигатель нажатием кнопки пуск (поз. 16 на рис. 1.4, а).

5.2. Нажать кнопку «Ок» в окне программы для подготовки оборудования (рис. 1.9) и в процессе подготовки оборудования не изменять натяжение ремней.

5.3. После завершения подготовки оборудования на экране начинается отображение графика. Необходимо *очень плавно*, вращая маховичок 20, натягивать ремень нагружающей ременной передачи с помощью натяжного устройства (поз. 6 на рис. 1.4, а), следя за количеством снимаемых точек (поз. 7, см. рис. 1.5), вращающим моментом на ведомом валу и величиной упругого скольжения (нижняя строка главного окна программы).

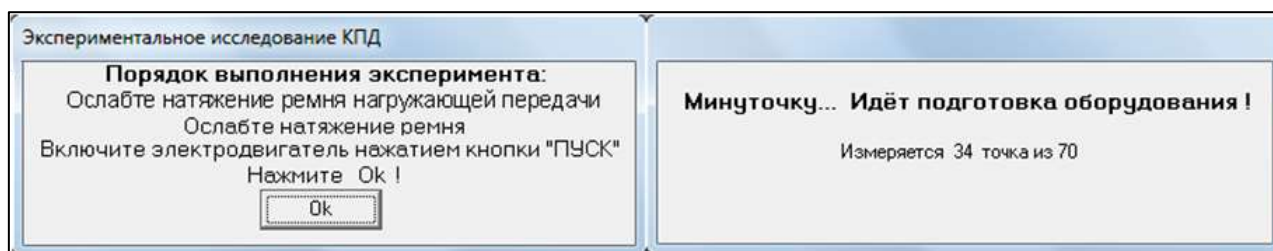


Рис. 1.9. Окно ожидания настройки оборудования (слева),
окно подготовки оборудования (справа)

5.4. Эксперимент следует завершить нажатием в программе кнопки «Остановить», когда величина упругого скольжения достигнет значения больше 10%, максимальный вращающий момент на ведущем валу составит *не более* 3 Н·м, при этом количество точек измерения должно быть не менее 300 (чем больше количество точек, тем выше точность эксперимента). Время набора 300 точек примерно 30–40 с.

5.5. Ослабить натяжение ремней обеих передач.

5.6. Остановить электродвигатель кнопкой «Выкл.» (поз. 17, рис. 1.4, а).

5.7. Не сбрасывая полученные результаты, можно провести эксперимент еще раз (пункты 5.1–5.6), тогда графики результатов эксперимента будут усреднены.

5.8. Если испытывается плоскоременная передача, то необходимо обработать полученные результаты и сохранить их в отчет. После чего провести эксперимент еще раз со значениями усилия на валу исследуемой передачи $2F_0 = 80$ Н и $2F_0 = 120$ Н (пункт 4.3).

⌚ **6–8 мин.** Обработка полученных результатов.

6. Вкладка «График зависимости КПД и скольжения от нагрузки на ведомом валу» отображает зависимость КПД и упругого скольжения исследуемой ременной передачи от вращающего момента на ведомом валу. Вкладка «График зависимости мощностей от нагрузки на ведомом валу» отображает зависимость мощностей на ведущем и ведомом валах ременной передачи от вращающего момента на ведомом валу (рис. 1.10–1.12).

Для обработки полученных результатов необходимо ввести значение глубины фильтра (поз. 8 на рис. 1.5), рекомендуется использовать значения 20...40.

Если полученные графики не соответствуют графикам, показанным в качестве образца (см. рис. 1.11) или изображенным на раме 14 стенда, то следует проделать эксперимент еще раз. При необходимости повторного проведения лабораторной работы необходимо сделать сброс всех

полученных данных, выбрав требуемую строчку в меню «Настройка» (см. рис. 1.7, а), либо нажав комбинацию клавиш <Ctrl+Delete>.

⌚ **6-7 мин.**

7. Оформление отчета по лабораторной работе.

После выбора оптимальной глубины фильтра и применения его к полученным результатам нажать кнопку «Отчет» (поз. 12, рис. 1.5). Программа откроет текстовый редактор и вставит в него отчет о проделанной лабораторной работе (см. рис. 1.13), в отчет выводятся графики, обработанные с применением фильтра. Программа использует стандартный текстовый редактор.

В отчете необходимо ввести фамилии студентов выполнявших лабораторную работу, номер группы, факультет и фамилию преподавателя. Отчет сохранить в любую удобную папку или отправить на печать.

⌚ **10-15 мин.**

8. Определить оптимальное значение коэффициента тяги φ_k для исследуемого типа ремня. Используя формулы (1.1) и (1.4), выразить коэффициент тяги и, используя «график зависимости КПД и скольжения от нагрузки на ведомом валу» подставить значение момента T_1 для нахождения оптимального коэффициента тяги φ_k . Значение $2F_0$ для более точного результата желательно отследить в окне «Усилие на валу» (см. рис. 1.8) непосредственно после проведения эксперимента.

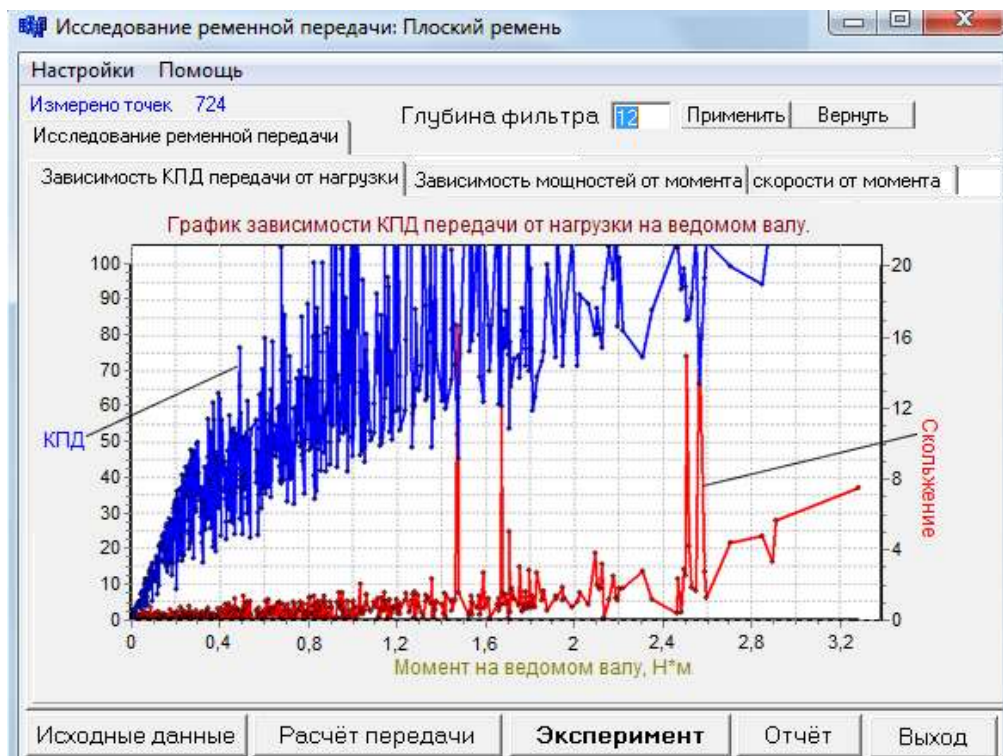


Рис. 1.10. Результаты эксперимента без обработки

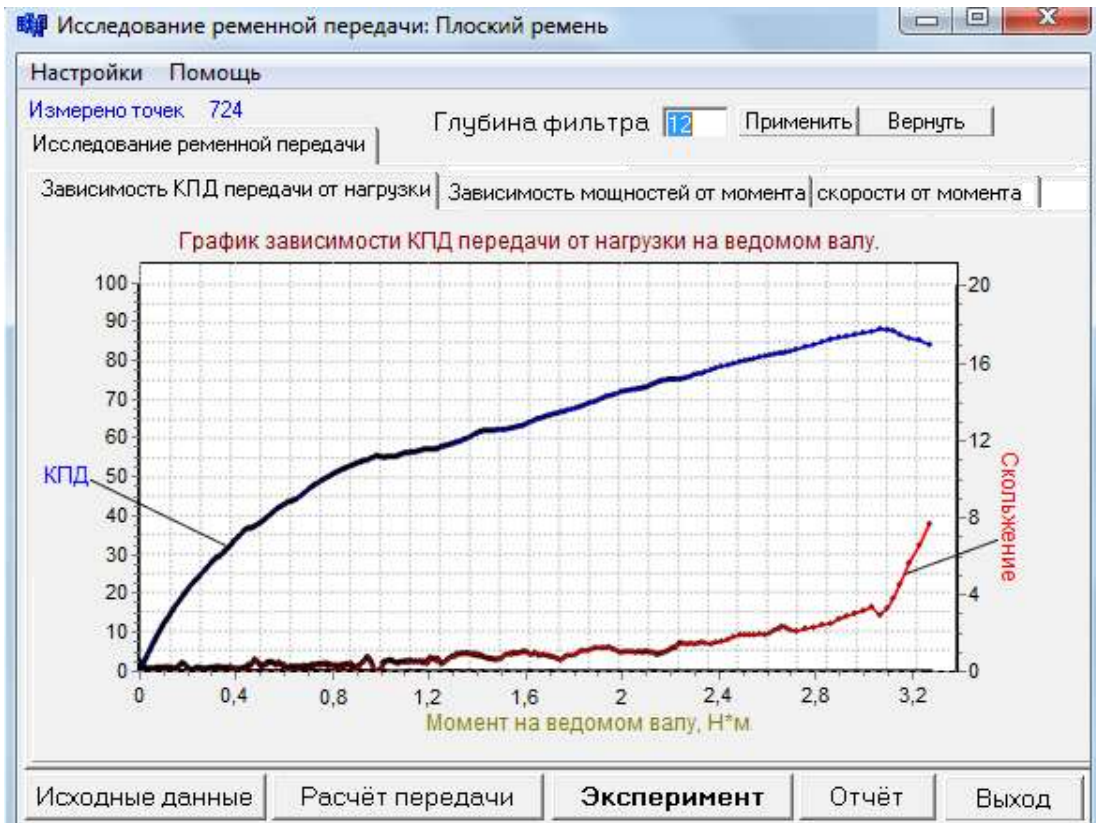


Рис. 1.11. Результаты эксперимента в виде графиков КПД и скольжения с применением фильтра

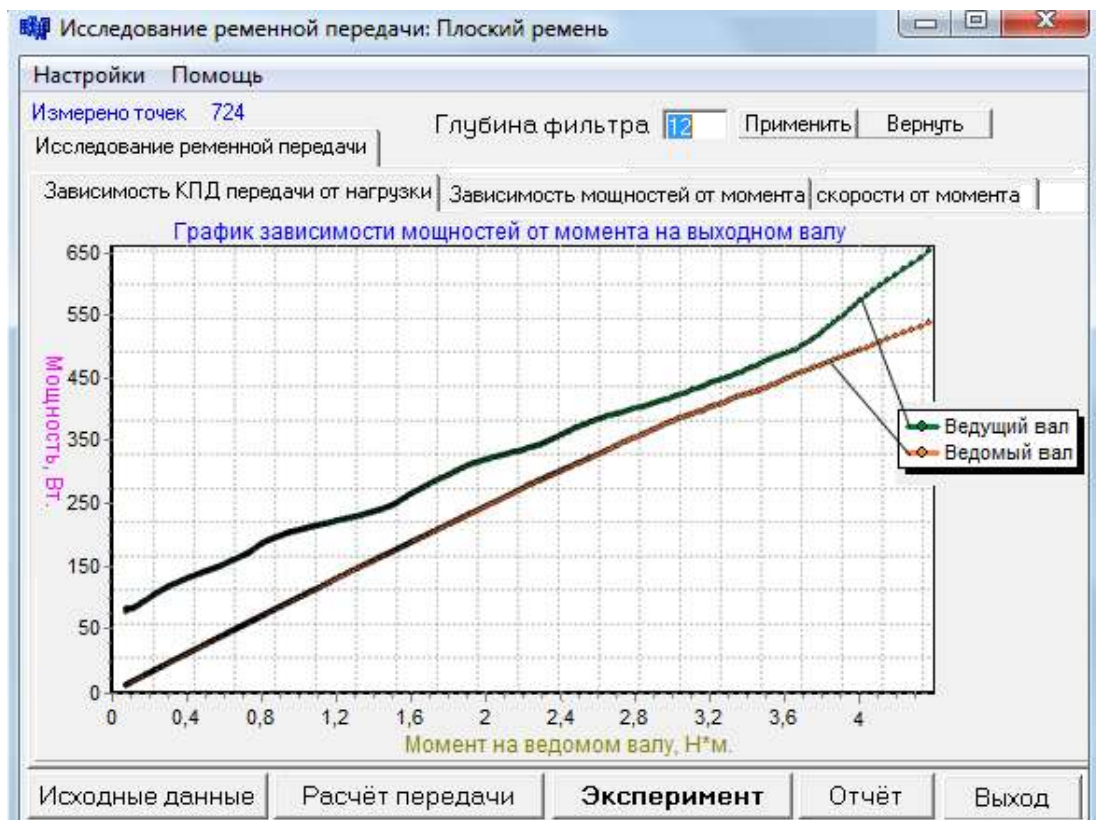


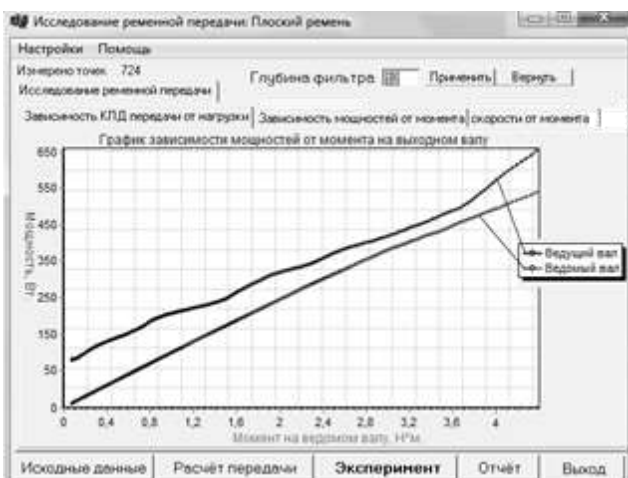
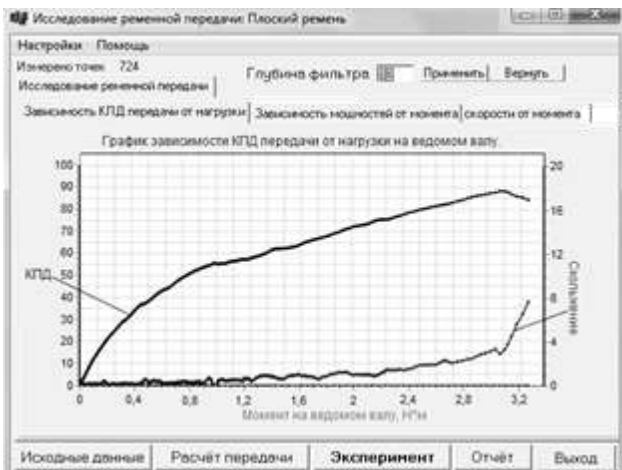
Рис. 1.12. Результаты эксперимента в виде графиков зависимости мощностей от момента с применением фильтра

Студенты:
 Группа:
 Факультет:
 Преподаватель:

ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:
 «Исследование ременной передачи»

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Диаметры шкивов, мм:	
ведущего вала	99,9
ведомого вала	100
Длина ремня, мм	920
Ширина ремня, мм	10
Частота вращения ведущего шкива, об/мин	1350
Результаты геометрического расчета передачи:	
Межосевое расстояние передачи, мм	303
Угол между ветвями передачи, градус	-1,9
Угол обхвата шкивов ремнем, градус:	
ведущего	180
ведомого	180



Выводы:

Рис. 1.13. Отчет по лабораторной работе

Вопросы для самоконтроля

1. Укажите назначение, достоинства и недостатки ременных передач.
2. Назовите достоинства и недостатки ременных передач с плоским, клиновым и круглым ремнем в сравнении с другими типами ременных передач.
3. Назовите область применения ременных передач с плоским, клиновым и круглым ремнем.
4. С какой целью и какими способами создают начальное натяжение ремня?
5. Какие параметры передачи оказывают влияние на ее тяговую способность?
6. Укажите причину упругого скольжения ремня на шкивах.
7. В чем разница между упругим скольжением и буксованием ремня?
8. Почему передаточное отношение ременной передачи непостоянно?
9. Предложите наиболее эффективные конструктивные мероприятия для увеличения тяговой способности ременной передачи.

2 РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1 ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Резьбовым называется соединение деталей с помощью резьбы. Резьбовые соединения являются наиболее распространенными разъемными соединениями в машиностроении.

Резьба – выступы одинакового сечения, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии. Сечение винтовой поверхности резьбы осевой плоскостью образует профиль резьбы (рис. 2.1).

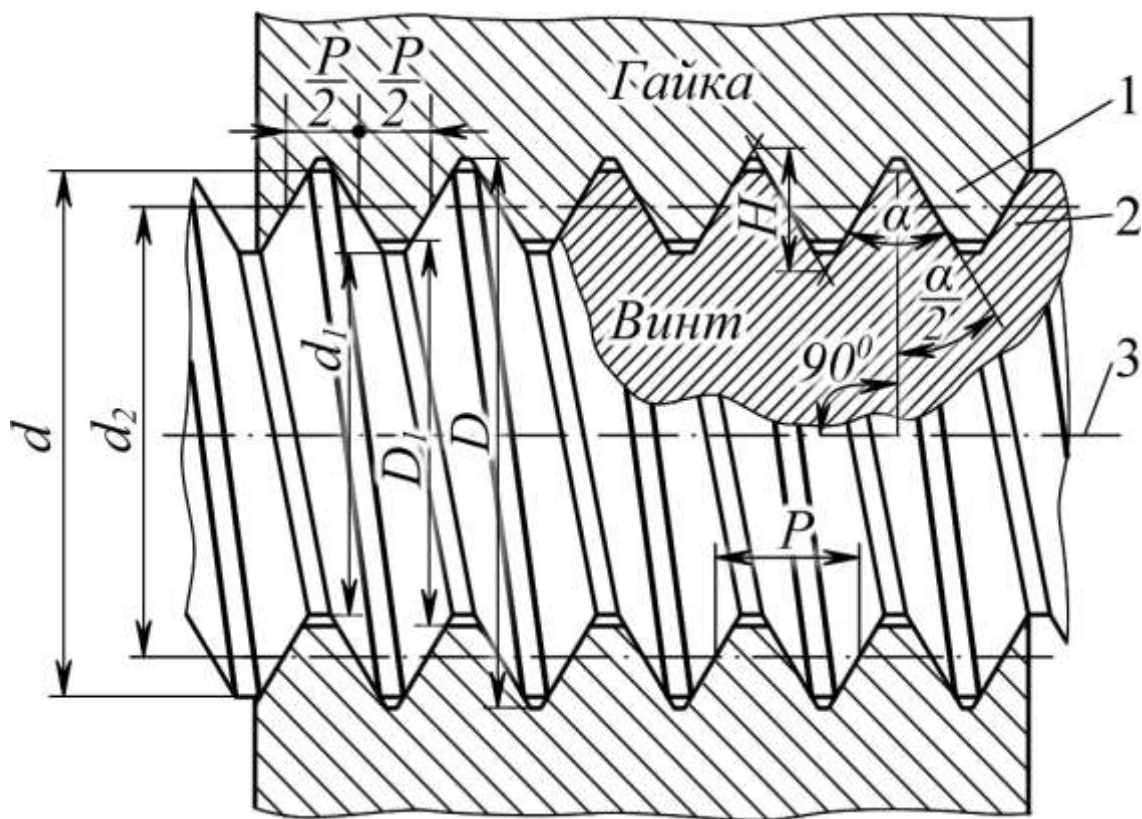


Рис. 2.1. Профиль резьбы в соединении винт-гайка:

1 – внутренняя резьба гайки; 2 – наружная резьба винта; 3 – ось резьбы

Основные геометрические параметры резьбы

Номинальный наружный диаметр наружной резьбы d – диаметр цилиндра, описанного вокруг вершин наружной резьбы винта. Этот диаметр называется номинальным диаметром резьбы.

Номинальный наружный диаметр внутренней резьбы гайки $D = d$ (зазоры во впадинах профиля образуются за счет предельных отклонений размеров этих диаметров).

Внутренний диаметр наружной резьбы винта d_1 и внутренней резьбы гайки D_1 – диаметр цилиндра, описанного вокруг вершин внутренней резьбы.

Внутренний диаметр резьбы винта по дну впадин d_3 (используется для расчета напряжений при проектировании болтового соединения).

Средний диаметр резьбы винта d_2 и гайки D_2 – диаметр воображаемого цилиндра, на поверхности которого ширина витков равна ширине впадин.

Угол профиля α – для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$.

Шаг резьбы P – расстояние между параллельными сторонами профиля двух соседних витков, измеренное вдоль оси резьбы.

Высота исходного треугольника резьбы – H .

Число заходов резьбы n – число винтовых канавок в сечении, перпендикулярном оси резьбы.

Ход винтовой линии $P_h = P \cdot n$, – для многозаходных резьб.

Угол подъема ψ – угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру показано далее на (рис. 2.3).

Классификация резьб

По форме профиля различают треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и другие резьбы.

По назначению различают резьбы крепежные, крепежно-уплотняющие и резьбы винтовых механизмов.

Крепежные резьбы служат для скрепления деталей. Как правило имеют треугольный профиль.

Крепежно-уплотняющие резьбы используют как для скрепления деталей, так и для герметизации соединений. Они также треугольного профиля, но без радиальных зазоров во впадинах профиля. Поверхность, на которой нанесена резьба, для лучшей герметизации, выполняется конической, тогда не требуется применения дополнительных уплотнений. Конические резьбы допускают свинчивание с цилиндрическими резьбами.

Резьбы винтовых механизмов имеют трапецеидальный симметричный профиль, несимметричный профиль (упорная резьба) и прямоугольный профиль.

По направлению винтовой линии резьбы могут быть правые или левые. Основное направление правое (виток поднимается слева направо вверх как показано на рис. 2.1).

Если витки резьбы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям, то они образуют многозаходную резьбу. Все крепежные резьбы однозаходные.

Во всех промышленно развитых странах основные резьбы стандартизованы. Параметры формы, размера профиля, диаметры и шаги, угол подъема и число заходов определяются ГОСТ.

Типы резьб

Метрическая резьба является основной крепежной резьбой. Наружный диаметр резьбы стандартизован в пределах 0,25...600 мм. Имеет треугольный профиль с углом $\alpha = 60^\circ$ (см. рис. 2.1). Резьбы могут выполняться с крупным и мелкими шагами от 0,075 до 6 мм, каждый из которых строго соответствует определенным номинальным диаметрам. За основную принята резьба с крупным шагом. Статическая несущая способность этой резьбы выше, чем резьбы с мелким шагом. Резьбы с мелкими шагами применяют при динамических нагрузках и в механизмах регулировки, где требуются малые перемещения с высокой точностью.

Профиль метрической резьбы стандартизован по ГОСТ 8724-2002, диаметры и шаги по ГОСТ 9150-2002, основные размеры – по ГОСТ 24705-2004.

В условное обозначение размера резьбы должны входить: буква М, номинальный диаметр резьбы и шаг резьбы, выраженные в миллиметрах и разделенные знаком «×» (например, М8×1,25 ГОСТ 8724-2002). Крупный шаг в обозначении резьбы может не указываться например, М10 ГОСТ 8724-2002. Обозначение левой резьбы дополняется буквами LH. Многозаходная резьба обозначается буквой М, номинальным диаметром резьбы, знаком «×», буквами Ph, значением хода резьбы, буквой Р и значением шага (например, для левой двухзаходной резьбы с номинальным диаметром 16 мм, ходом 3 мм и шагом 1,5 мм обозначение будет М16×Ph3Р1,5 – LH). Иногда для большей ясности число заходов можно указывать словами в скобках: М16×Ph3Р1,5 (два захода) – LH.

К метрическим резьбам также относят резьбу по ГОСТ 16967-81 для приборостроительной промышленности, если шаги и диаметры по ГОСТ 8724-2002 не удовлетворяют функциональным и конструктивным требованиям. ГОСТ 11709-81 распространяется на метрические резьбы для

деталей из пластмасс, соединяемых с пластмассовыми или металлическими деталями.

Трапецеидальная резьба является основной резьбой для передач винт-гайка (винтовых механизмов). Наружный диаметр резьбы стандартизован в пределах 8...640 мм. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Имеет меньшие потери на трение чем треугольная резьба, удобна в изготовлении и прочность ее выше чем у прямоугольной. Применяется с мелким, средним и крупным шагом; однозаходная и многозаходная.

Профиль трапецеидальной резьбы стандартизован по ГОСТ 9484-81, диаметры и шаги – по ГОСТ 24738-81, допуски – по ГОСТ 9562-81.

Однозаходную резьбу обозначают буквами Tr, номинальным диаметром и шагом в миллиметрах, например Tr 40×6 ГОСТ 9484-81. Для левой резьбы добавляют буквы LH. Для многозаходной резьбы указывают значение хода.

Упорная резьба используется для винтовых механизмов с большой односторонней осевой нагрузкой. Наружный диаметр резьбы стандартизован в пределах 10...620 мм. Профиль витков – несимметричный трапецеидальный. Угол наклона нерабочей боковой стороны трапеции (витка) 30° , угол наклона рабочей стороны профиля для повышения КПД выбран 3° . Упорная усиленная резьба по ГОСТ 13535-87 имеет угол наклона нерабочей стороны витка 45° .

Профиль и основные размеры упорной резьбы стандартизованы по ГОСТ 10177-82, диаметры и шаги – по ГОСТ 24738-81, упорная усиленная резьба стандартизована по ГОСТ 13535-87.

Упорную резьбу обозначают буквой S, номинальным диаметром и шагом в миллиметрах, например S 80×16 ГОСТ 10177-82. Специальную упорную усиленную резьбу обозначают словами «Спец. S», значением номинального диаметра, шага и угла 45° .

Прямоугольная резьба имеет минимальные потери на трение и меньшее влияние радиальных биений винта на точность перемещений. Однако эта резьба не технологична из-за сложности окончательной обработки фрезерованием и шлифованием; характеризуется пониженной прочностью; не стандартизована.

Коническая резьба обеспечивает герметичность без специальных уплотнений; ее применяют для соединительной арматуры, труб, пробок, масленок и др. Герметичность достигается плотным прилеганием профилей по вершинам.

Стандартизованы три резьбы с конусностью 1:16 – метрическая и дюймовая с углом профиля 60°; трубная с углом профиля 55°.

Трубная цилиндрическая резьба применяется для соединения труб и арматуры трубопроводов в диапазоне условных размеров от 1/16" до 6". Трубная резьба представляет собой ранее широко использовавшуюся дюймовую резьбу, размеры которой теперь выражены в миллиметрах. Профиль выполнен с закруглениями, а также без зазора по выступам и впадинам для лучшего уплотнения. За номинальный размер, указываемый в обозначении, принят условный внутренний диаметр трубы (размер трубы «в свету»).

Обозначение размеров резьбы соответствует старым размерам в дюймах. Обозначение резьбы содержит букву G, номинальный диаметр и через дефис класс точности, например: G 1½ – АГОСТ 6357-81.

Круглая резьба в основном применяется для винтов, подверженных большим динамическим напряжениям, а также часто завинчиваемых и отвинчиваемых в загрязненной среде.

Стандартизована круглая резьба для санитарно-технической арматуры по ГОСТ 13536-68, круглая резьба Эдисона по ГОСТ 6042-83 и др.

Крепежные резьбовые детали

Болтовыми называют разъемные соединения деталей с помощью элементов, имеющих крепежную резьбу: болтов и гаек, винтов и шпилек (рис. 2.2). При соединении деталей с помощью винтов роль гайки исполняет резьба, нарезанная в одной из соединяемых деталей.

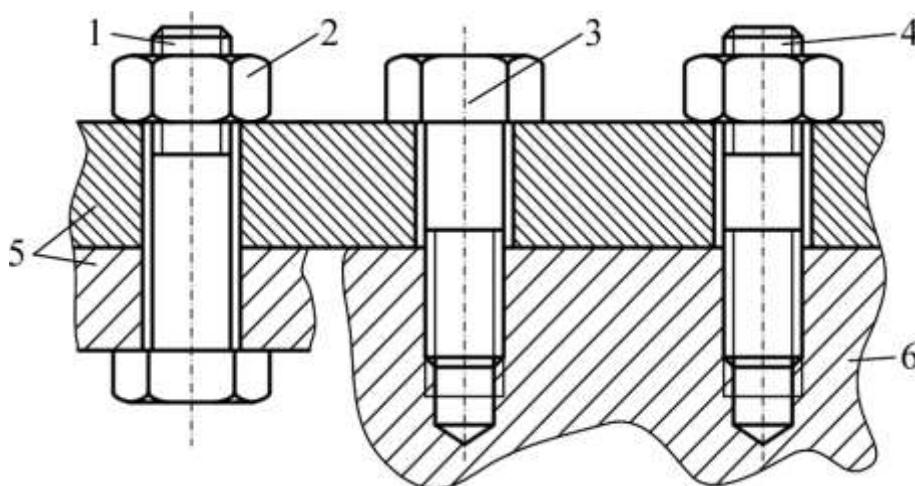


Рис. 2.2. Стандартные крепежные резьбовые детали:

1 – болт; 2 – гайка; 3 – винт; 4 – шпилька; 5 – соединяемая деталь со сквозными отверстиями; 6 – соединяемая деталь с нарезанной резьбой

По характеристикам статической прочности болты, винты и шпильки разделяют на классы прочности, обозначаемые двумя числами, например: разделенными точкой 3.6; 5.6; 8.8; 12.9. Первое число, умноженное на 100, выражает минимальное значение временного материала резьбовой детали сопротивления в мегапаскалях; второе число, умноженное на 10, дает отношение предела текучести к временному сопротивлению в процентах. Например, для класса прочности 5.6 минимальное временное сопротивление $\sigma_B = 5 \cdot 100 = 500$ МПа и предел текучести $\sigma_T = 6 \cdot 10 \cdot 0,01 \cdot 500 = 6 \cdot 10 \cdot 5 = 300$ МПа.

Примеры обозначения резьбовых деталей

Болт с номинальным диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм, с крупным шагом резьбы, класса прочности 5.8 будет иметь следующие обозначение: Болт М12×60-58 ГОСТ 7808-70.

Шпилька с номинальным диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 120$ мм, с длиной ввинчивания $l_1 = 20$ мм, длиной резьбового конца $l_0 = 38$ мм, с крупным шагом резьбы, класса прочности 8.8 – Шпилька М12×120²⁰/₃₈88 ГОСТ 22034-76.

Таблица 2.1

Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Класс прочности болтов	σ_B , МПа		σ_T , МПа	Марка стали	
	min	max		Болт	Гайка
3.6	300	490	200	Ст. 3; 10	Ст. 3
5.6	500	700	300	30; 35	10
8.8	800	1000	640	35Х; 38ХА	20; 35; 45

Поскольку болты не являются абсолютно жесткими, а деформируются под действием внешней нагрузки, то приложенная внешняя нагрузка вдоль оси болта будет растягивать его в осевом направлении. Внешние растягивающие нагрузки создаются внешними силами, действующими на соединение. Однако значительные растягивающие силы создаются при затяжке соединений. В этом случае стержень болта растягивается осевой силой F_0 , возникающей от затяжки болта.

В рассмотрении сил в винтовой паре удобно резьбу развлекать по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменять ползуном (рис. 2.3).

В этом вопросе, переходя от общего к частному, сначала рассмотрим распределение сил для прямоугольной резьбы, а далее перейдем к этим же вопросам для треугольной резьбы.

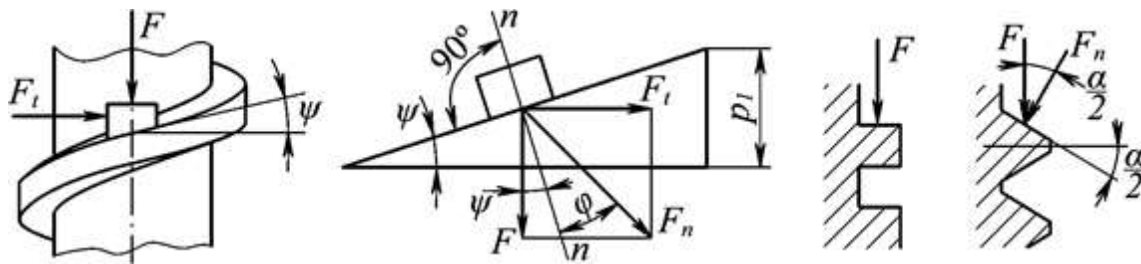


Рис. 2.3. Расчетная схема к определению силы трения на торце

Сила взаимодействия наклонной плоскости с ползуном при относительном движении представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения. Следовательно, эта сила наклонена к нормали $n-n$ под углом трения φ .

В результате разложения силы получаем

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi),$$

где F_t – движущая окружная сила; F – осевая сила на винте; ψ – угол подъема резьбы.

При сборке резьбового соединения приходится преодолевать момент сопротивления, вызванный силами трения в соприкасающихся витках резьбы гайки и винта 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 следующей формуле:

$$T_{P_ПР} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (2.1)$$

где F – осевая сила на винте; d_2 – средний диаметр резьбы; ψ – угол подъема витков резьбы; φ – угол трения в резьбе.

Угол подъема витков резьбы ψ может быть вычислен через средний диаметр d_2 и шаг резьбы P :

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \approx \frac{P}{\pi \cdot d_2}. \quad (2.2)$$

Угол трения в резьбе φ связан с коэффициентом трения f_p прямой зависимостью:

$$f_p = \operatorname{tg}(\varphi), \quad (2.3)$$

или обратной $\varphi = \operatorname{arctg}(f_p)$.

Для резьбы с треугольным профилем в формулу (2.1) вместо угла трения φ следует подставлять приведенный угол трения φ_1 , который определяется выражением

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(\varphi)}{\cos(\alpha/2)} \right) \approx \frac{\varphi}{\cos(\alpha/2)}, \quad (2.4)$$

где α – угол профиля резьбы.

Для стандартной метрической резьбы с углом профиля $\alpha = 60^\circ$ из формулы (2.4) получим

$$\varphi_1 = 1,15 \varphi. \quad (2.5)$$

Таким образом, для метрической резьбы момент сил трения будет:

$$T_p = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi). \quad (2.6)$$

Момент сил трения на опорном торце винта или гайки вычисляется следующим образом:

$$T_T = F \cdot \frac{d + D}{2} \cdot f_t, \quad (2.7)$$

где d – наружный диаметр винта, D – наружный диаметр головки винта или гайки (шайбы).

Таблица 2.2

Коэффициенты трения для некоторых видов покрытий и смазки

Покрытие винтов и гаек	Коэффициент трения	Без смазывания	Со смазыванием	
			маслом	пластичной смазкой
Без покрытия	f_p	0,40 ^{+0,12} _{-0,08}	0,21 ^{+0,03} _{-0,02}	0,19 ^{+0,02} _{-0,03}
	f_t	0,20 ^{+0,04} _{-0,06}	0,12 ^{+0,02} _{-0,02}	0,13 ^{+0,01} _{-0,02}
Цинкование	f_p	0,40 ^{+0,08} _{-0,16}	0,19 ^{+0,01} _{-0,04}	0,17 ^{+0,02} _{-0,03}
	f_t	0,19 ^{+0,01} _{-0,02}	0,10 ^{+0,02} _{-0,03}	0,09 ^{+0,02} _{-0,01}
Кадмиевое	f_p	0,29 ^{+0,03} _{-0,05}	0,21 ^{+0,04} _{-0,06}	0,18 ^{+0,04} _{-0,03}
	f_t	0,17 ^{+0,07} _{-0,05}	0,11 ^{+0,04} _{-0,06}	0,11 ^{+0,02} _{-0,06}

При наличии заеданий в процессе затяжки болтового соединения коэффициент трения возрастает в 2...3 раза. При повторных затяжках и отсутствии заедания коэффициент трения для смазанных резьб снижается на 10...30 %.

Момент завинчивания (суммарный момент) сил трения T_c определяется следующим образом:

$$T_c = F \frac{d_2}{2} \left(\operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi) + \frac{d + D}{d_2} \cdot f_t \right). \quad (2.8)$$

Предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания

Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения даже без учета дополнительного трения на торце гайки или головки винта. Однако как показывает опыт эксплуатации, при переменной и ударной нагрузках наблюдается ослабление резьбы, которое связано с уменьшением сил трения в резьбе в результате последовательных поперечных сжатий и расширений стержней винтов от переменной осевой нагрузки, от упругих колебаний вдоль оси винта и изменения температуры. Поэтому необходимы специальные средства стопорения. Необходимость стопорения резко уменьшается при повышении податливости болта. Если винт существенно податлив, то самоотвинчивания не происходит.

Используют следующие виды стопорения:

- 1 – дополнительное трение;
- 2 – специальные запирающие элементы (шплинты, шайбы);
- 3 – пластическое деформирование или приварка после затяжки.

Гайки болтов должны стопориться дополнительным трением в резьбе. В случае стопорения гаек на торце детали должно быть предотвращено вращение болта относительно своей оси. Гайки шпилек должны стопориться на корпус во избежание вывинчивания шпилек.

Стопорение дополнительным трением основано на создании дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней осевой нагрузки, и допускает стопорение в любом положении.

Наиболее старым средством стопорения резьбы является применение контргайки (рис. 2.4, а, б, в, д), т. е. второй гайки. После затягивания

контргайка воспринимает основную осевую нагрузку, а сила затяжки и сила трения в резьбе основной гайки ослабляется.

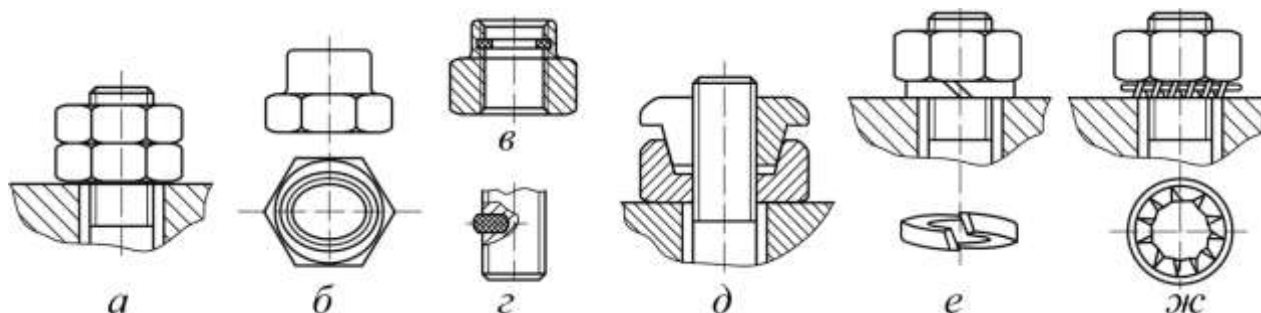


Рис. 2.4. Некоторые виды контргаек и стопорение дополнительным трением

Стопорение специальными элементами. Шплинтами и шайбами с усиками (рис. 2.5). Недостатком стопорения шплинтами и другими элементами этого типа является ступенчатое регулирование силы затяжки. Стопорение шплинтами и шайбами, благодаря своей надежности, имеет широкое распространение в ответственных конструкциях, где выход из строя связан с тяжелыми последствиями.

Гайки и головки болтов в групповых соединениях нередко стопорят обвязкой проволокой через отверстия с натяжением проволоки в сторону затягивания резьбы.

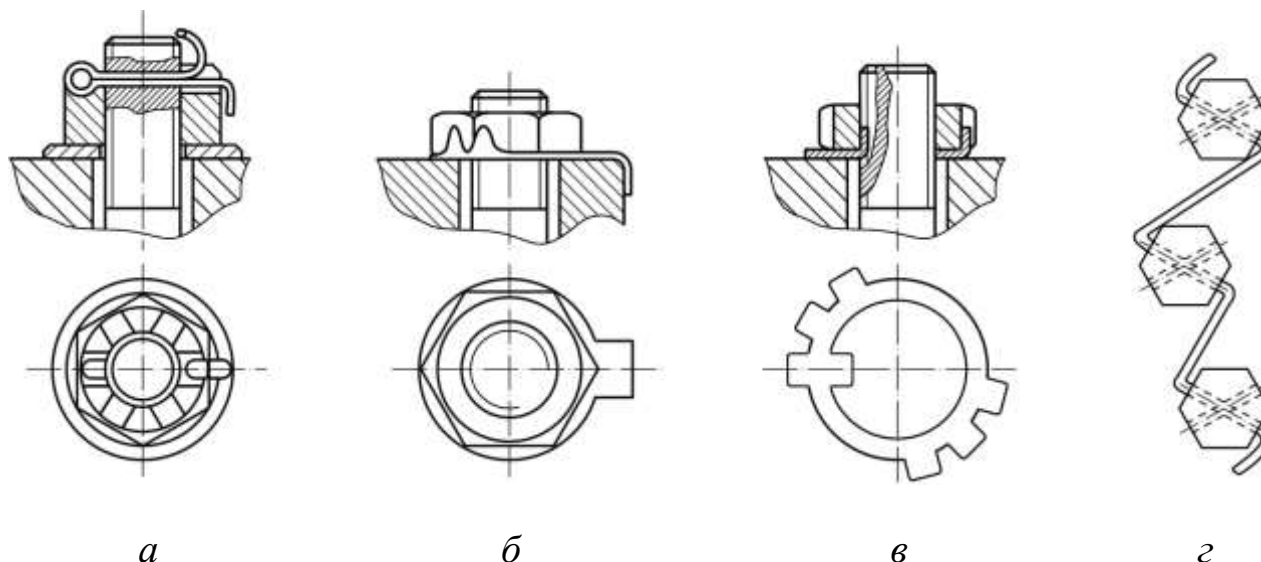


Рис. 2.5. Способы стопорения резьбовых соединений специальными элементами

Стопорение пластическим деформированием применяют если соединение совсем не требует разборки в эксплуатации, при очень редкой разборке возможно применять стопорение пайкой или приваркой, которая превращает

соединение в неразъемное. Для резьбы небольших диаметров применяют стопорение лаками, красками и герметиками, последние из которых устойчивы к воздействию динамических нагрузок, влаги и температуры.

Коэффициент полезного действия резьбовой передачи

КПД определяется как отношение работы осевой силы к работе момента, требуемого для вращения соединения. Тогда для перемещения винта осевой силой на величину одного шага требуется один оборот с соответствующим моментом:

$$\eta = \frac{F \cdot P}{T_{P(C)} \cdot 2\pi}. \quad (2.9)$$

Поскольку при испытаниях всегда присутствует дополнительное поджатие соединений (трение в подшипниках и т. д.), для испытаний удобно оперировать отношением $K = \frac{\text{сила}}{\text{момент}}$.

При обработке результатов испытаний следует использовать этот коэффициент K , тогда формулы (2.6) и (2.8) примут вид:

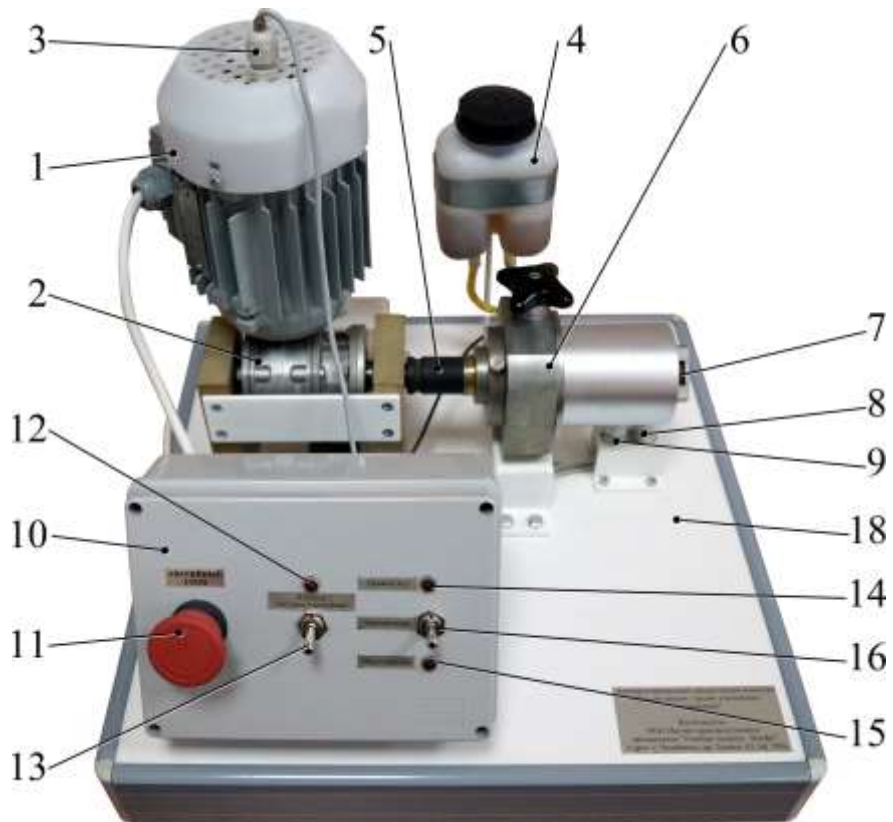
$$\frac{T_P}{F} = \frac{1}{K} = \frac{d_{CP}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi), \quad (2.10)$$

$$\frac{T_C}{F} = \frac{1}{K} = \frac{d_{CP}}{2} \left(\operatorname{tg}(\psi + 1,15\varphi) + \frac{d + D}{d_{CP}} \cdot f \right). \quad (2.11)$$

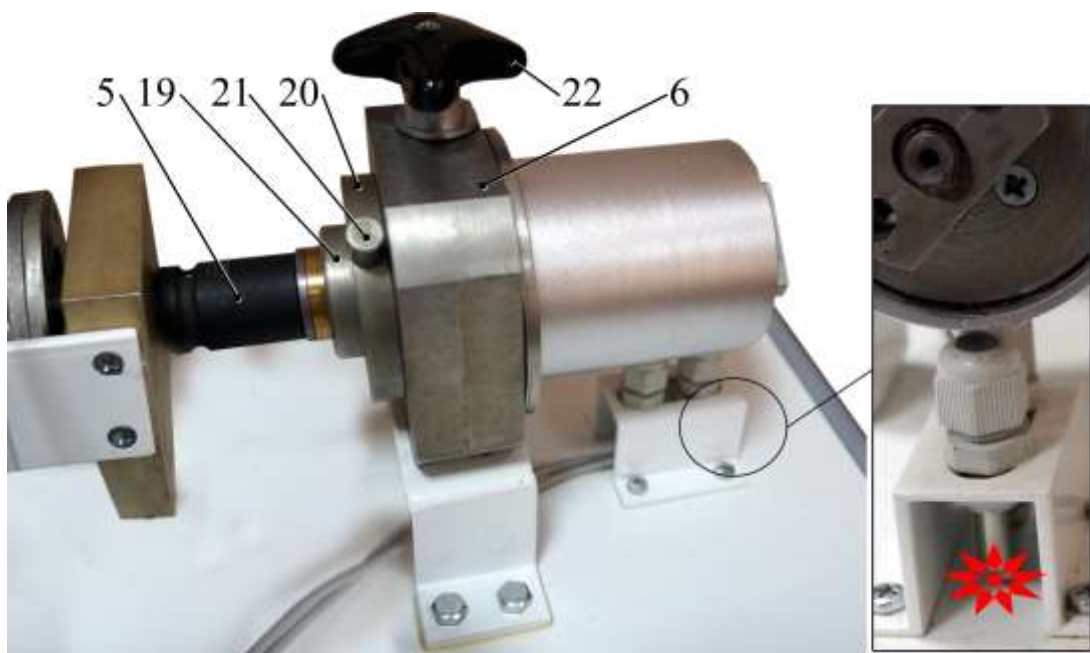
Исходные данные для расчетов: внешний диаметр резьбы $d = 10$ мм; шаг резьбы $P = 1,5$ мм; средний диаметр $d_2 = 9$ мм; наружный диаметр головки винта (шайбы) $D = 27$ мм.

2.2 ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Лабораторный стенд и его кинематическая схема представлены на рис. 2.6 и рис. 2.7.



a



б

Рис. 2.6. Лабораторный стенд: *a* – общий вид; *б* – нагружающее устройство

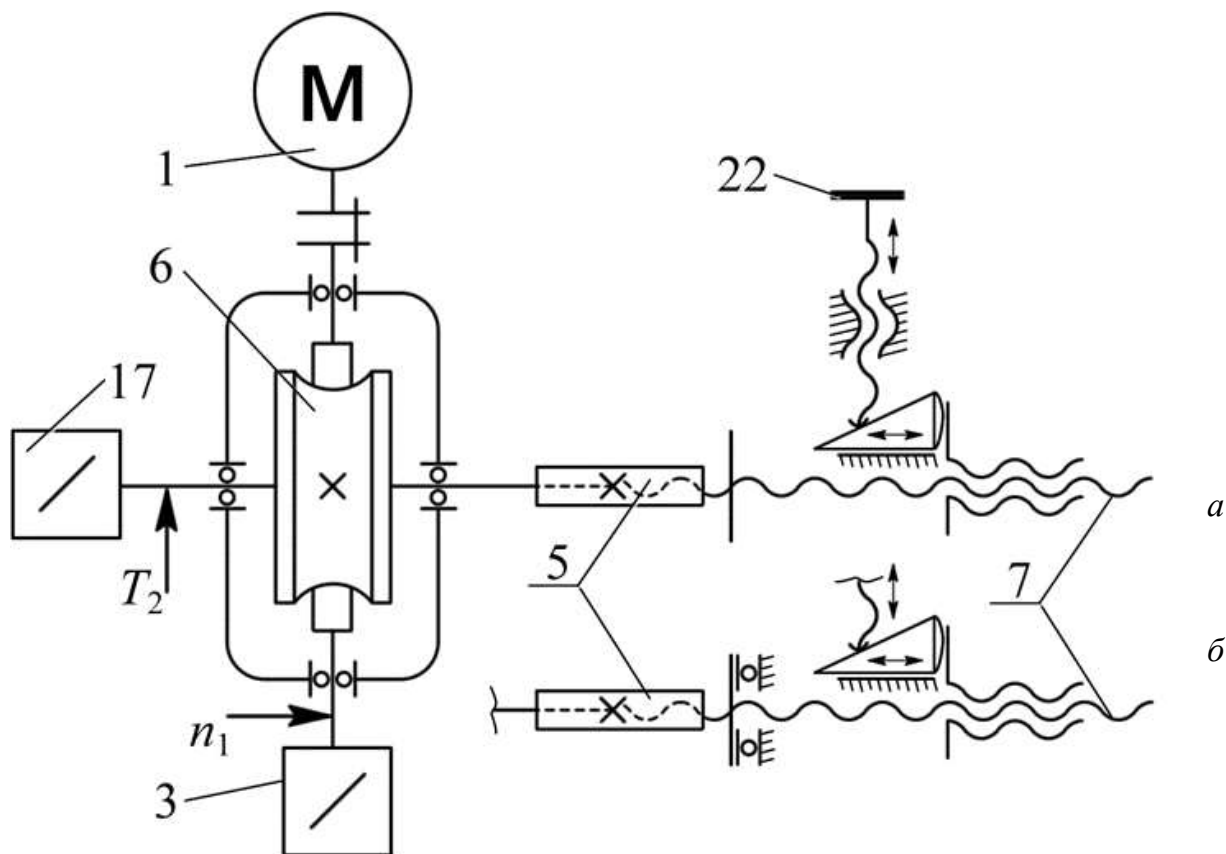


Рис. 2.7. Кинематическая схема: *а* – с учетом трения на торце болта;
б – без учета трения на торце (трение только в резьбе)

Установка содержит:

- электродвигатель 1;
- редуктор 2;
- датчик оборотов 3 электродвигателя;
- вытеснительный бачок для масла 4;
- торцевую головку 5, установленную на изучаемый винт;
- изучаемое соединение винт-гайка 7;
- датчик 8, 9 начального и конечного положения гайки соединения;
- нагружающее устройство состоящие
 - корпуса 6;
 - фиксируемый стакан 19, опирающийся на упорный шарикоподшипник;
 - крышка корпуса 20, фиксирующая тензометрический датчик усилия;
 - стопорный палец 21 для фиксации стакана 19 от проворота;
 - рукоятка 22 винта для регулировки усилия в соединении;
 - пульт управления состоящий

- кнопку 11 аварийной остановки электродвигателя;
- светодиод 12 индикации включения системы управления стенда;
- тумблер 13 включения системы управления стенда;
- светодиод 14 индикации включения прямого хода подвижной гайки;
- тумблер 15 для переключения ручного управления (прямой ход, обратный ход) и режима проведения эксперимента;
- светодиод 16 индикации включения обратного хода подвижной гайки;
- блок 10 с электронным модулем сбора данных и управления стендом;
- датчик 17 вращающего момента;
- раму 18.

Принцип работы

Электродвигатель 1 вращает входной вал редуктора 2. Частота вращения выходного вала редуктора 2 существенно снижается за счет большого передаточного числа. На выходном валу редуктора 2 установлена торцевая головка 5, которая завинчивает винт в гайку 7. Вращающий момент привода измеряется датчиком 17. Завинчивание производится до срабатывания датчика 9 конечного положения, после чего гайка возвращается в начальное положение до срабатывания датчика 8 путем смены направления вращения электродвигателя 1 в автоматическом режиме.

В зависимости от установленного стопорного пальца 21 в корпусе 6 устройства нагружения меняются условия работы соединения: с учетом трения на торце винта или без него. Рукоятка 22 регулирует осевое усилие 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 соединения выполнена из латуни.

В процессе навинчивания на экране компьютера отображаются текущие значения вращающего момента и осевого усилия в винтовом исследуемом соединении. После срабатывания датчика 9 конечного положения на графическое поле в программе добавляется точка с координатами, соответствующими средним значениям вращающего момента и осевого усилия. Данные, полученные с датчиков, поступают на контроллер стенда 10, а затем в ПК для последующей обработки. Усилие в винте изучаемого

соединения определяется посредством тензометрического датчика силы 20. Отображение всех измеряемых величин осуществляется в программе.

Описание программного обеспечения

Лабораторные работы выполняются с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программного обеспечения.

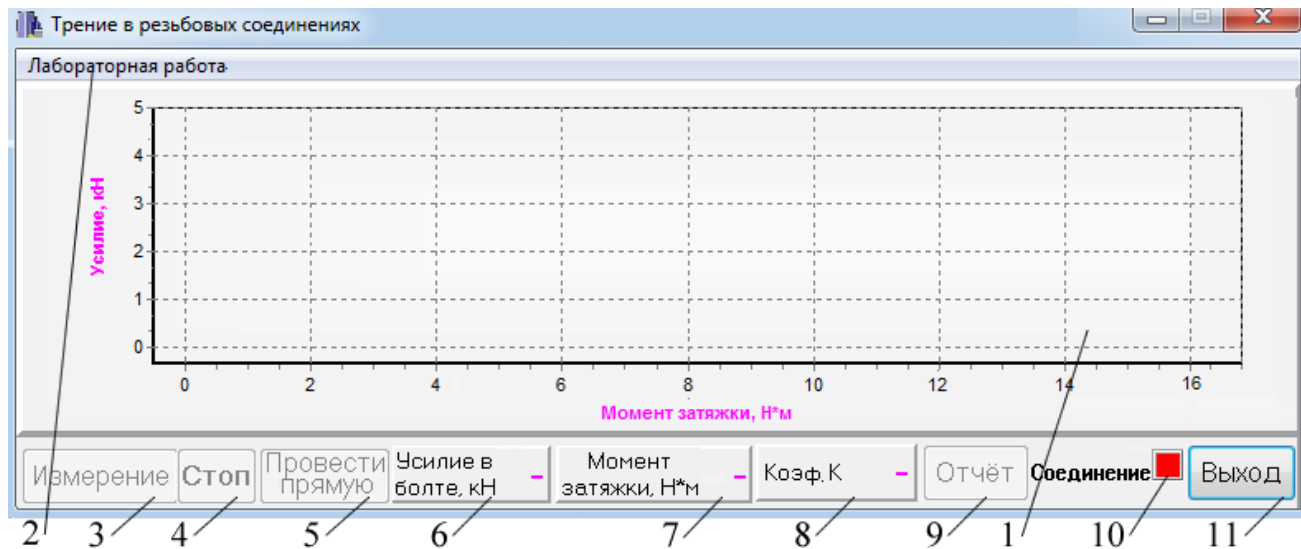


Рис. 2.8. Рабочее окно программы

Рабочее окно программы (рис. 2.8) содержит: 1 – область для построения графиков; 2 – меню выбора лабораторной работы; 3 – кнопка «Измерение»; 4 – кнопка «Стоп»; 5 – кнопка «Провести прямую»; 6 – поле отображения усилия в болте; 7 – поле отображения момента затяжки; 8 – поле отображения коэффициента K ; 9 – кнопка «Отчет»; 10 – значок «Соединение»; 11 – кнопка «Выход».

ТРЕБОВАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ:

- перед началом работы, обучаемые должны быть ознакомлены с устройством стенда, принципом работы и требованиями безопасности;
- включение лабораторных установок и аппаратуры производить только в присутствии преподавателя или учебного мастера;
- при включении установки в сеть убедиться в том, что все кнопки панели управления находятся в положении выключено;
- перед запуском электродвигателя убедиться в том, что все элементы хорошо закреплены и валы вращаются без ощутимых заеданий;

– перед включением испытательного оборудования убедиться в правильности сборки, установки и закрепления лабораторных приспособлений и устройств.

ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- эксплуатировать стенд при повреждении внешних элементов установки, кабеля питания и ненадежном контакте в электрической розетке;
- прикасаться к вращающимся деталям во время работы;
- при работе располагать посторонние предметы вблизи и между подвижными элементами стенда.

2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБОВОМ СОЕДИНЕНИИ С УЧЕТОМ И БЕЗ УЧЕТА ТРЕНИЯ НА ОПОРНОМ ТОРЦЕ ВИНТА

Цель работы

Произвести расчетно-экспериментальное определение коэффициента трения в паре винт-гайка, КПД и зависимость момента завинчивания от осевого усилия в соединении с учетом и без учета сил трения на торце винта.

В результате выполнения работы должен

знать:

- конструкцию и принцип работы резьбовых соединений;
- силовые и кинематические зависимости, характеризующие работу резьбовых соединений;

уметь:

- проводить испытания по определению коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки;
- анализировать причины изменения КПД винтовой пары;
- определять коэффициент трения в резьбе и на торце гайки при заданных геометрических и силовых характеристиках соединения.

⌚ **40–60 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **7–10 мин.** Подготовительная работа.

1. Проверить подсоединение установки к ПК, включить питание ПК.

1.1. Запустить программу управления стендом «Трение в резьбе».

1.2. Подключить установку в сеть убедившись, что тумблер 13 находится в нижнем положении.

1.3. Проверить, что тумблер 16 выбора вида управления стоит в положении «Эксперимент», при необходимости переключить в это положение.

2. Включить электропитание стенда тумблером 13 «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» (поз. 10 на рис. 2.8) должен сменить цвет с красного на зеленый.

3. Полностью завернуть винт для регулировки осевого усилия в соединении, вращая его рукоятку (поз. 22 на рис. 2.6, б) в направлении «по ходу часовой стрелки», при этом винт не затягивать.

4. Проверить, что гайка изучаемого соединения находится в исходном положении под датчиком 8 начального положения, при этом должен светиться красный светодиод (см. рис. 2.6, б).

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 16 в положение «Эксперимент».

🕒 **10–15 мин**

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

Внимание! Вынимать стопорный палец разрешено только при отключенном электродвигателе.

6. Убедиться, что тумблер 16 находится в положении «Эксперимент». В программе управления стендом нажать кнопку «Измерение» (поз. 3 на рис. 2.8). После этого должен включиться приводной электродвигатель редуктора и начнется процесс завинчивания винта в гайку. Завинчивание производится до срабатывания датчика конечного положения 9, после чего гайка возвращается в исходное положение.

В процессе навинчивания на экране компьютера отображаются текущие значения вращающего момента и осевого усилия в винтовом соединении. После срабатывания датчика конечного положения 9 на графическом поле в окне программы добавляется точка с координатами, соответствующими средним значениям вращающего момента и осевого усилия.

Если в программе появляется ошибка, и точка не появляется, тогда следует проводить эксперимент не в автоматизированном режиме. Для этого занести в отчет за время, пока совершается прямой ход (приблизительно 40 с), значения усилия в болте и момент завинчивания для заданного угла поворота рукоятки 22. Так проделать для каждого угла поворота рукоятки 22. Вычислить отношение момента затяжки к усилию и коэффициент K для каждого угла поворота. Полученные данные занести в отчет.

7. Уменьшить осевое усилие в болте, ослабив винт предохранительного клапана, для этого повернуть его рукоятку 22 в направлении «против хода часовой стрелки» на 1/4 оборота (90°).

**Внимание! Запрещается выворачивать винт
для регулировки усилия в соединении от полностью
закрученного состояния больше чем на три оборота.**

8. Повторить действия по пунктам 6 и 7 пять-шесть раз.

🕒 **7-10 мин.** Обработка полученных результатов.

9. В окне программы нажать кнопку «Провести прямую», будет автоматически определен угловой коэффициент K зависимости силы от момента. Если показания снимались вручную, то вычислить среднее значение коэффициента K .

10. Сохранить полученные данные с помощью кнопки «Отчет».

11. Из формулы (2.10) выразить и рассчитать значение угла трения φ . По формуле (2.3) найти значение коэффициента трения в резьбе f_p .

12. По формуле (2.9) рассчитать значение коэффициента полезного действия передачи винт-гайка без учета трения на торце винта (для момента T_p).

13. Полностью завернуть винт для регулировки осевого усилия в соединении, вращая его рукоятку (поз. 22 на рис. 2.6, б) в направлении «по ходу часовой стрелки», при этом винт не затягивать.

🕒 **10–15 мин**

14. 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 (за счет вращения стакана 19)

со стопорным пальцем и вставить палец до упора утолщенной частью в крышку 20.

Внимание. Эти действия разрешено производить только при отключенном электродвигателе.

15. Повторить действия по пунктам 6 и 7 пять-шесть раз.

16. Повторить действия по пунктам 9–13, определить коэффициент трения на торце, используя формулу (2.11), для того чтобы выразить и рассчитать значение угла трения φ .

🕒 **6-10 мин**

17. Оформление отчета по лабораторной работе.

Нажать кнопку «Отчет» (поз. 9 на рис. 2.8). Программа сохранит файл «Данные.txt», который можно открыть в текстовом редакторе, и файл «График.bmp».

В отчет необходимо ввести фамилии выполнявших лабораторную работу, номер группы, факультет и фамилию преподавателя. Отчет сохранить в любую удобную папку или отправить на печать.

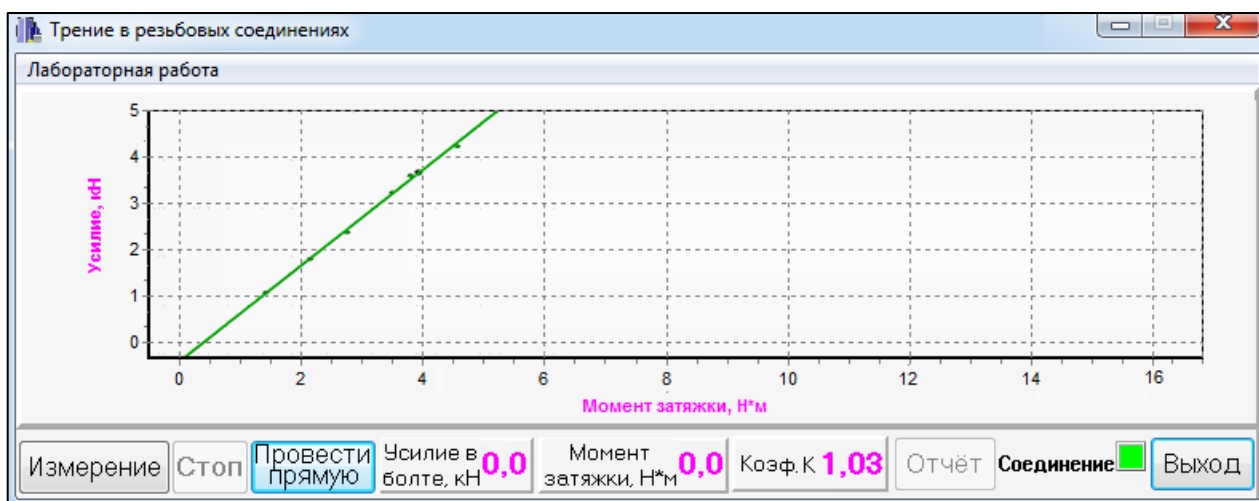


Рис. 2.9. Результаты эксперимента из файла «График.bmp»

Студенты:
 Группа:
 Факультет:
 Преподаватель:

ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:

"Испытание резьбового соединения с учетом торцевого трения и без него"

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ для расчетов:

внешний диаметр резьбы $d = 10$ мм;
 шаг резьбы $P = 1,5$ мм;
 средний диаметр $d_2 = 9$ мм;
 наружный диаметр головки винта (шайбы) $D = 27$ мм.

Результаты экспериментов: Без учета трения на торце

Коэффициент K 1,14

Зависимость усилия от момента затяжки:

Угол поворота рукоятки	Момент затяжки, Н*м	Усилие, кН.
0°	4,5	4,14
90°	4,0	3,74
180°	3,6	3,32
270°	2,9	2,50
360°	2,3	1,95
450°	1,6	1,26

//-----

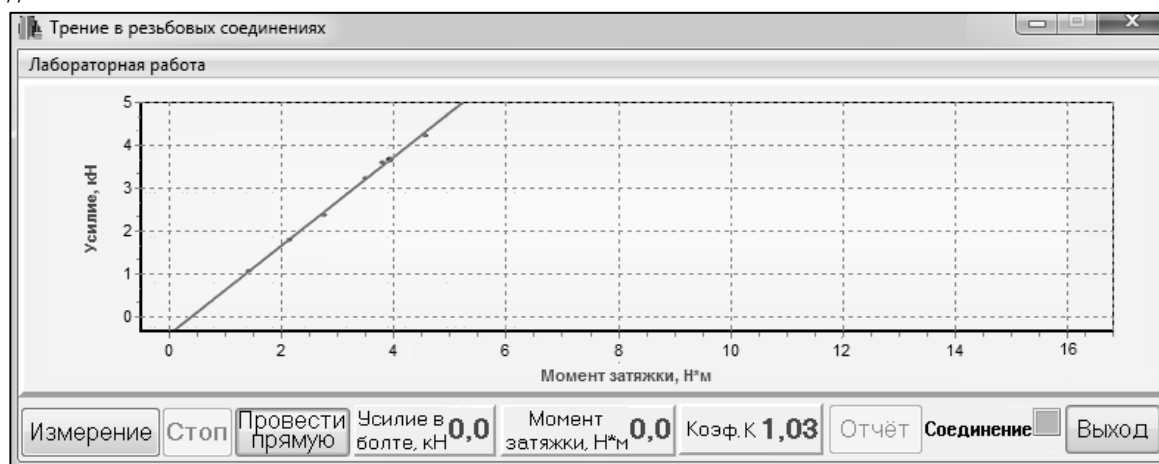
С учетом торцевого трения

Коэффициент K 1,95

Зависимость усилия от момента затяжки:

Угол поворота рукоятки	Момент затяжки, Н*м	Усилие, кН.
0°	7,3	4,18
90°	6,2	3,24
180°	4,8	2,42
270°	3,5	1,70
360°	2,2	1,06

//-----



Выводы:

Рис. 2.10. Отчет по лабораторной работе

Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение следующим параметрам резьбы: профиль, шаг, ход, угол профиля и угол подъема.
2. Классификация и основные типы резьбовых соединений.
3. Какой тип резьб наиболее распространен в машиностроении?
4. В каких случаях применяется резьба с мелким шагом?
5. Основные типы резьб и области их применения.
6. Основные виды крепежных деталей и способов стопорения.
7. Нарисуйте схему сил в винтовой паре.
8. На каких принципах основаны применяемые способы стопорения резьбовых деталей от самоотвинчивания?
9. Что характеризуют числовые обозначения класса прочности винта, например класс прочности 5.6?
10. Как зависит момент, приложенный к гайке, от осевой силы винта?
11. Всегда ли нужно самоторможение винтовой пары?
12. От чего зависит самоторможение в винтовой паре?
13. Для каких профилей резьбы определяется приведенный угол трения?
14. Можно ли определить момент трения на торце гайки, не зная момент трения в резьбе?
15. Необходимо ли проводить смазывание винтовой пары?
16. Как повысить КПД винтовой пары?

3. КОЛОДОЧНЫЕ ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

3.1. ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Тормоза служат для остановки исполнительного механизма и удержания его в заданном положении. В механических трансмиссиях гусеничных и пневмоколесных кранов тормоз используют для уменьшения скорости передвижения или полной остановки машины. Тормоз устанавливают на затормаживаемый механизм так, чтобы его колодки охватывали тормозной шкив, закрепленный на валу редуктора. Тормозной шкив может быть выполнен в виде дисков, посаженных на вал электродвигателя. Некоторые дисковые тормоза воздействуют непосредственно на реборду шкива.

Механизмы подъема груза и изменения вылета должны быть снабжены тормозами, имеющими неразмыкаемую кинематическую связь со шкивами, т. е. тормозами нормально закрытого типа. Тормоза устанавливаются также на механизмах передвижения и механизмах поворота кранов. Тормоза механизмов передвижения и поворота кранов должны быть нормально закрытого типа, автоматически размыкающиеся при включении привода.

По способу установки различают открытые (колодочные тормоза) и встроенные (многодисковые) тормоза.

По принципу действия тормоза бывают *нормально открытыми* и *нормально закрытыми*. Нормально открытый тормоз при отключении питания растормаживает шкив, нормально закрытый – затормаживает. По конструкции колодочные нормально закрытые тормоза бывают замкнутого или разомкнутого типа.

Тормоза замкнутого типа называются так, потому что их рычаги замыкаются вокруг тормозного шкива элементом тормоза – тягой или главной пружиной. Тормоз разомкнутого типа не имеет замыкающего элемента, т. е. рычаги с установленными на них колодками имеют консольное расположение.

По типу привода тормоза замкнутого типа бывают с электромагнитным приводом переменного тока – КМТ (длинноходовые) и МО (короткоходовые);

с электромагнитным приводом постоянного тока – МП, МПТ;

с электрогидравлическим толкателем – ТЭ.

Тормоза типа ТКТ – двухколодочные автоматические тормоза нормально закрытого типа с замыканием главной пружины и размыканием с помощью электромагнита, который включается одновременно с электродвигателем механизма. Они предназначены для торможения и остановки вращающихся и поступательно движущихся масс механизма и удержания их в неподвижном состоянии.

Достоинства тормозов типа ТКТ:

- небольшие габаритные размеры и масса;
- полный и равномерный отход колодок от тормозного шкива;
- возможность замены тормозных колодок, электромагнита и тормозного шкива без нарушения регулировок тормоза;
- отсутствие усилий, изгибающих при торможении тормозной вал;
- небольшая жесткость замыкающих пружин и минимальные упругие деформации тормозных рычагов;
- малое время срабатывания тормоза.

Недостатки тормоза ТКТ:

- невозможность регулирования скорости движения якоря и, как следствие, плавного изменения тормозного момента;
- значительная динамическая неуравновешенность, вызванная различием масс тормозных рычагов вследствие крепления электромагнита на одном из них.

Обозначают тормоза тремя буквами и с добавлением одного или двух чисел. Два числа пишутся через дробную черту. Первые две буквы обозначают механическую часть тормоза. Конструкция механической части у тормозов переменного и постоянного тока со шкивом одного диаметра одинаковая. Механическая часть тормоза обозначается буквами ТК (тормоз колодочный) и числом, соответствующим диаметру тормозного шкива, например ТК300.

Третья буква обозначает род тока: Т – переменный ток, П – постоянный.

На тормозах устанавливаются электромагниты типа МО (для переменного тока) и типа МП (для постоянного тока).

Структура условного обозначения электромагнита МО-XXX Б YYY:

МО – условное обозначение серии (магнит однофазный);

XXX – исполнение по диаметру шкива тормоза (100, 200, 300 мм);

Б – модификация;

УУУ – вид климатического исполнения (У2, УХЛ2, Т2).

Число XXX обозначает диаметр тормозного шкива в миллиметрах.

Число после дробной черты соответствует размеру электромагнита, если он меньшей величины.

Пример

Электромагнит тормоза со шкивом диаметром 300 мм для переменного тока обозначается МО-300Б;

тормоз ТКТ 200/100 – это тормоз колодочный со шкивом диаметром 200 мм и электромагнитом МО-100Б.

Тормоза ТКТ с диаметрами шкивов 100, 200, 300 мм предназначены для установки только в вертикальном положении (отклонение от вертикали не более 15°) на механизмах, работающих вне пожароопасной и вне взрывоопасной средах.

Тормозные моменты тормозов в зависимости от режимов работы приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Характеристики тормоза при продолжительности включения (ПВ)

Тормоз ТК	Тормозной момент, Н·м				Масса тормоза с приводом, кг
	Переменный ток		Постоянный ток		
	ПВ 25 и 40%	ПВ 100%	ПВ 25%	ПВ 40%	
100	20	11	20	16	11,2
200/100	40	22	40	32	25,4
200	160	80	160	125	37,5
300/200	240	120	240	190	75
300	500	200	500	420	99

Общий вид тормоза переменного тока приведен на рис. 3.1.

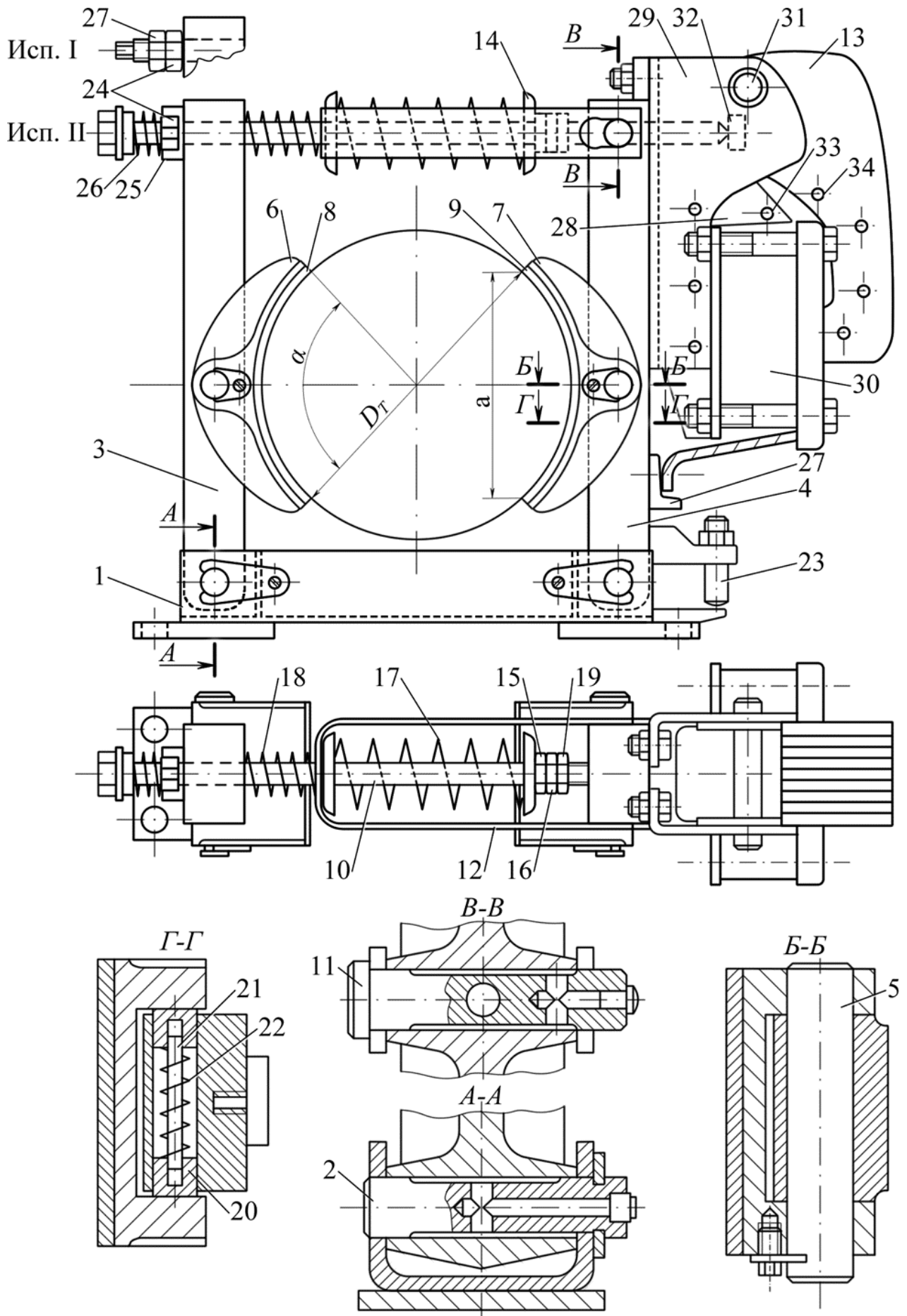


Рис. 3.1. Колодочный тормозной механизм ТКТ

На сварной раме 1 при помощи пальцев 2 (сечение А–А) шарнирно установлены два рычага – левый 3 и правый 4. Пальцы удерживаются ригелями, которые фиксируются винтом. В конструкции пальцев 2 имеются сверления для смазки и в них запрессованы масленки.

На рычагах в средней их части при помощи пальцев 5 (сечение Б–Б) шарнирно закреплены тормозные колодки 6 и 7. Пальцы 5, крепящие колодки, удерживаются ригелями. К чугунным колодкам 6 и 7 алюминиевыми заклепками приклепаны фрикционные обкладки 8 и 9, охватывающие тормозной шкив.

Усилие, необходимое для прижатия колодок к тормозному шкиву, создается главной пружиной 17, помещенной в стальную скобу 12. Скоба 12 прикреплена (сечение В–В) шарнирно к верхней части рычага 4 при помощи пальца 11. В пальце 11, поперечной стенке скобы 12 и в верхнем конце рычага 3 имеются соосные отверстия, через которые свободно проходит шток 10. Правый (по рисунку) конец штока упирается в шарнирно закрепленный на рычаге 4 якорь 13 электромагнита через перемычку 32.

На левом конце штока 10 установлена гайка 24. По исполнению I положение этой гайки от поворота фиксируется контргайкой 27. По исполнению II положение этой гайки фиксируется от поворота стопорной шайбой 25, которая поджимается пружиной 26. В стопорной шайбе имеется выступающая во внутрь отверстия лапка, которая входит в паз на штоке. Взаимодействуя со стенками продольного паза штока 10, стопорная шайба удерживается от поворота. Левый конец штока 10 упирается гайкой 24 в рычаг 3 вследствие действия продольной силы, создаваемой вспомогательной пружиной 18, отодвигающей рычаг при срабатывании магнита; в заторможенном состоянии пружина 18 сжата. Пружина помещена между скобой 12 и рычагом 3. Гайка 24 опирается на левый рычаг 3 через сферическую шайбу, которая устраняет возможность изгиба штока.

На штоке 10 между поперечной стенкой скобы 12 и упорной шайбой 14 установлена в постоянно сжатом состоянии главная пружина 17, обеспечивающая прижатие колодок к тормозному шкиву. Усилие главной пружины, действующей вправо через шток 10, передается на рычаг 3,

прижимая колодку 6 к шкиву. Скоба 12 отодвигается влево под действием усилия главной пружины и, перемещая рычаг 4, прижимает колодку 7 к шкиву. Положение упорной шайбы 14 задает установочную длину главной пружины. Положение упорной шайбы фиксируется двумя гайками: регулировочной гайкой 15 и контргайкой 16.

Для отвода колодок без включения электромагнита предусмотрена отжимная гайка 19, при отводе которой по резьбе штока до упора в рычаг 4 происходит перемещение штока влево и дополнительное сжатие главной пружины 17 и отход колодок от шкива. С помощью гайки 19 размыкают тормоз также при замене фрикционных накладок 8 и 9 на колодках 6 и 7.

Для обеспечения полного и равномерного отхода колодки от шкива, который исключал бы местное трение колодки о шкив при разомкнутом тормозе, и для уменьшения необходимого установочного зазора между шкивом и накладкой колодки в конструкции тормоза предусмотрены пружинные фиксаторы 20 (сечение Г–Г), помещенные в сквозных отверстиях рычагов. Два упора фиксатора соединены между собой для удобства монтажа стержнем 21, который проходит внутри пружины и развальцован на концах. Два упора фиксатора прижимаются усилием сжатой пружины 22 к внутренним боковым стенкам колодки. Возникающая при этом сила трения удерживает колодку от поворота при отводе ее от шкива. Взаимный равномерный отход тормозных колодок от шкива достигается с помощью регулировочного упорного винта 23.

Короткоходовый электромагнит крепится к рычагу 3 болтами. Выводные концы гибких кабелей катушки закрепляются в зажиме 27 который в свою очередь закреплен на рычаге 3.

Электромагнит тормоза должен быть заземлен. В электромагните магнитопровод, набранный из изолированных листов трансформаторного железа, состоит из неподвижного ярма 28 и поворачивающегося якоря 13. Пакет ярма склепан с двумя боковыми стойками 29 углового сечения. На ярме устанавливается катушка 30, защищенная крышкой. Пакет якоря склепан с двумя щеками, которые поворачиваются на валике 31. К щекам якоря приварена перемычка 32.

Технические требования

При проектировании, изготовлении и эксплуатации тормозов следует руководствоваться следующими техническими требованиями.

1. Тормозные рычаги должны изготавливаться из стали; применение чугунных рычагов недопустимо из-за опасности разрушения их при транспортировке и при ударах в процессе замыкания тормоза.

2. Допуск на радиальное биение, допуск круглости и цилиндричности рабочей поверхности тормозного шкива должны соответствовать установленным пределам, указанным в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Допуски рабочей поверхности тормозного шкива

Диаметр шкива, мм	Радиальное биение относительно оси шкива, мкм	Допуск цилиндричности и круглости, мкм
100	100	230
200	120	300
300	160	340

3. Рабочая поверхность тормозного шкива должна иметь твердость НВ не менее 280 и параметр шероховатости $R_a = 1,25$ мкм.

4. Тормозные шкивы, имеющие неровные рабочие поверхности или зазоры глубиной 0,5 мм, должны быть переточены или заменены новыми; толщина обода тормозного шкива после переточки или износа должна быть не меньше половины исходной толщины обода.

5. Центр тормозного шкива должен лежать на половине расстояния, соединяющего оси колодок (допускаемое отклонение не более 0,3 мм).

6. Зазор, образующийся при непараллельности осей тормозного шкива и колодки, не должен превышать 0,1 мм на 100 мм ширины накладки.

7. Следы масла, грязи или краски на поверхности шкива недопустимы, так как ведут к снижению надежности тормозной установки и повышению износа.

8. Смена тормозных накладок должна производиться в том случае, если их толщина в средней части уменьшается до половины, а в крайней части до 30% их первоначальной толщины.

9. Шарниры тормозов необходимо раз в неделю смазывать жидким маслом.

10. Во время осмотра тормоза надо следить, чтобы электромагнит не перегревался и работал бесшумно. Перегрев магнита можно объяснить его

перегрузкой, увеличенным ходом, повышенной относительной продолжительностью включения и большим числом включений; шум при работе магнита может быть объяснен либо плохим контактом соприкасающихся поверхностей, либо обрывом короткозамкнутого витка. Площадь соприкосновения якоря и сердечника должна быть не менее 75% возможной площади контакта.

11 Периодически проверять и, при необходимости, проводить регулирование тормоза.

Работа тормоза

При выключенном электродвигателе тормозной шкив, а следовательно, и все остальные вращающиеся массы механизма удерживаются в неподвижном состоянии за счет сил трения, возникающих между тормозным шкивом и прижатыми к нему тормозными колодками 6 и 7. Прижатие колодок к тормозному шкиву создается главной пружиной 17 через рычажную систему. Главная пружина левым концом давит на скобу 12, тем самым поворачивая правый рычаг 4 против часовой стрелки, и прижимает правую колодку 7 к шкиву. Правым концом пружина давит на регулировочную гайку 15 и смещает шток 10 вправо, который поворачивает левый рычаг 3 по часовой стрелке и прижимает левую колодку 6 к шкиву.

В заторможенном положении электромагнит не работает, якорь 13 штоком 10 повернут относительно шарнира 31 вправо, т.е. якорь электромагнита откинут.

При включении электродвигателя, например, для подъема груза, передвижения крана, тележки и т.п., автоматически подается ток в обмотку 30 электромагнита. Якорь электромагнита втягивается в обмотку, прижимается к сердечнику и одновременно нажимает на конец штока 10, перемещая его влево. Главная пружина 17 при этом дополнительно сжимается, и ее усилие в этом положении воспринимает уже не тормозной шкив через рычажную систему, а якорь электромагнита 13 через шток 10. Вместе со штоком под действием вспомогательной пружины 18 перемещается влево рычаг 3, и колодка 6 отходит от шкива на величину хода штока. Правый рычаг 4 вместе с колодкой 7 поворачивается вправо под действием веса электромагнита. Рычаг 3 и колодка 6 будут также перемещаться вправо, приближаясь к тормозному шкиву, поскольку тормоз замкнутого типа. Поворот правого рычага и отход колодки будут продолжаться до тех пор, пока

регулирующий винт 23 не коснется упора на раме 1. Расстояние между колодкой и шкивом с обеих сторон должно выровняться. При отходе колодок от шкива шкив растормаживается и происходит работа механизма.

Регулировка тормоза

После монтажа тормоз регулируется. В процедуру регулировки входит:

- 1) Установка нормального хода якоря электромагнита;
- 2) Регулировка длины главной пружины;
- 3) Регулировка равномерного отхода тормозных колодок от шкива.

Установка нормального хода якоря электромагнита производится осевым перемещением штока до тех пор, пока отход якоря не будет находиться в пределах, указанных в табл. 3.3. Величина хода якоря замеряется калибром на ключе, который прикладывается к каждому тормозу, или нормальным мерительным инструментом.

Замер хода якоря производится на магнитах переменного тока по геометрической оси, соединяющей центры верхних заклепок 33 и 34 на ярме 28 и якоре 13 (см. рис. 3.1), а на магнитах постоянного тока – в любом месте зазора между якорем и корпусом.

Таблица 3.3

Величина отхода колодки в зависимости от хода якоря и штока

Показатели, мм	Тормоз				
	ТКТ-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКТ-300/200	ТКТ-300
Ход якоря	5,5/8,0	5,5/8,0	7\10	7\10	9\13,0
Ход штока	2,0/3,0	2,0\3,0	2,5\3,8	2,5\3,8	3,0\4,4
Отход колодки	0,4/0,6	0,4\0,6	0,5\0,8	0,5\0,8	0,7\1,0

Примечание. В числителе – нормальная величина хода, в знаменателе – максимальная величина.

Регулирование хода якоря электромагнита обеспечивает необходимый ход штока и отход колодок от тормозного шкива. Вместе с тем величина хода якоря оказывает существенное влияние на тяговое усилие электромагнита. С увеличением хода тяговое усилие резко снижается, и поэтому чрезмерное увеличение хода якоря электромагнита из-за большого износа накладок тормозных колодок или неправильного регулирования может явиться одной из причин перегрева электромагнита и даже неразмыкания тормоза при включении тока.

После установки хода якоря главная пружина регулируется на заданный момент за счет сжатия ее до нужной длины. Величина сжатия обеспечивает необходимое усилие прижатия тормозных колодок к шкиву и, следовательно, тормозной момент, развиваемый тормозом.

Регулировка главной пружины заключается в установлении такой ее рабочей длины, которая обеспечила бы необходимое усилие прижатия тормозных колодок к шкиву, зависящее от заданного тормозного момента, рода тока и размера применяемого магнита.

Заключительным этапом регулировки тормоза является установка равномерного отхода колодок, которая производится при расторможенном тормозе. Выполняется это винтом 23 (см. рис. 3.1), который фиксируется контргайкой.

Проверочный расчет тормоза

Основной характеристикой тормоза является величина развиваемого тормозного момента T_T , которая определяется величиной результирующей силы главной и вспомогательной пружин. При заданном тормозном моменте T_T сила N прижатия колодки к тормозному шкиву определяется из выражения

$$N = \frac{T_T}{f \cdot D_T}, \quad (3.1)$$

где $f = 0,35 \dots 0,40$ – коэффициент трения между тормозной накладкой и шкивом; D_T – диаметр тормозного шкива, м.

Результирующая сила главной и вспомогательной пружин R_{np} (см. дальше рис. 3.7), действующая одинаково на оба рычага, определяется из условия равновесия рычага (без учета усилия на шток от веса якоря): $R_{np} \cdot l \cdot \eta_P = N \cdot l_1$. Откуда

$$R_{np} = \frac{N \cdot l_1}{\eta_P \cdot l} = \frac{T_T \cdot l_1}{f \cdot D_T \cdot \eta_P \cdot l}, \quad (3.2)$$

где l_1 и l – длина плеч тормоза по рис. 3.7;

$\eta_P = 0,90 \dots 0,95$ – КПД рычажной системы тормоза.

Уравнение равновесия для главной пружины

$$R_{\text{гл}} = R_{\text{пр}} + R_{\text{всп}}, \quad (3.3)$$

где $R_{\text{всп}} = (20 \dots 60)$ Н – усилие вспомогательной пружины, в среднем 40 Н.

Усилие главной пружины

$$R_{\text{гл}} = \lambda \cdot C = (H_0 - H) \cdot C, \quad (3.4)$$

где $\lambda = (H_0 - H)$ – осадка пружины под действием силы $R_{\text{гл}}$; H_0 – начальная длина пружины, мм; H – конечная длина пружины, мм; C – жесткость пружины, Н/мм.

$$C = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i}, \quad (3.5)$$

где $G = 8,3 \cdot 10^4$ Н/мм² – модуль сдвига; d – диаметр проволоки, мм; D – средний диаметр пружины, мм; $i = i_0 - (1,5 \dots 2)$ – число рабочих витков пружины, где i_0 – полное число витков.

Из уравнения (3.4) находим

$$H = H_0 - \frac{R_{\text{гл}}}{C}. \quad (3.6)$$

Среднее удельное давление q между колодкой и шкивом определяется из соотношения

$$q = \frac{T_T}{f \cdot D_T \cdot L_0 \cdot B}, \quad (3.7)$$

где L_0 – длина дуги колодки, мм; B – ширина колодки, мм.

Длина дуги колодки определяется по формуле

$$L_0 = \frac{\pi \cdot D_T \cdot \alpha}{360^\circ}. \quad (3.8)$$

Угол обхвата α находится из соотношения

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{a}{D_T}, \quad (3.9)$$

где a – длина хорды, стягивающей дугу L_0 (см. рис. 3.1).

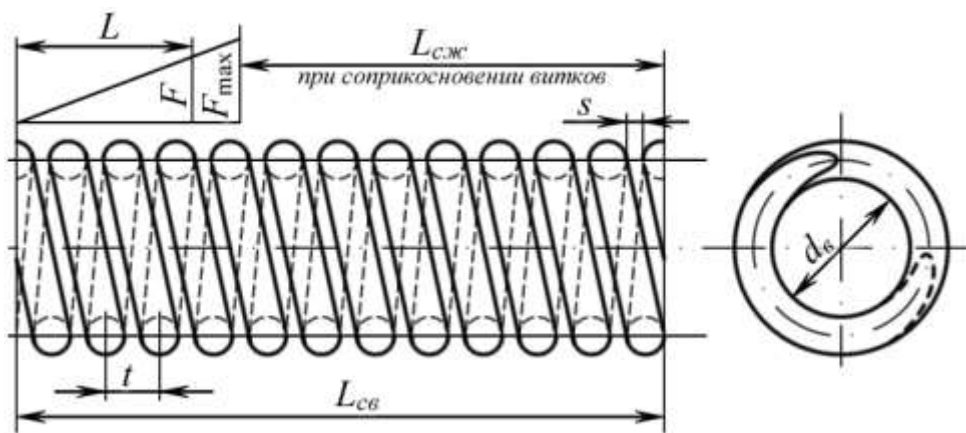


Рис. 3.2. Главная пружина тормоза

Таблица 3.4

Размеры главной пружины тормоза

Типоразмер тормоза	Размеры, мм						Усилия, Н		Масса, кг
	d_6	t	S	$L_{св}$	$L_{сж}$	L	F_{max}	F	
ТК 100	$18,5 \pm 0,5$	$6,5 \pm 0,3$	3	$58,75 \pm 1$	33,25	20 ± 2	421	330	0,053
ТК 200/100 ТК 200	30 ± 1	$11_{-0,5}^{+1}$	5	$132,5_{-2}^{+8}$	75	$45 \pm 4,5$	1390	1089	0,38
ТК 300/200 ТК 300	41 ± 1	$15_{-0,5}^{+1}$	6	$226,5_{-3}^{+14}$	138,5	70 ± 7	3150	2534	1,27

Условие износостойкости тормозных накладок $q \leq [q]$, где допустимое удельное давление $[q] = 0,6 \dots 1$ МПа, для тормозных накладок из формованных, вальцованных или прессованных материалов.

Проверка колодок на нагрев по удельной мощности трения P производится по формуле

$$P = q \cdot V_T \cdot f \leq [P], \quad (3.10)$$

где $[P] = 1,5 \dots 2$ Вт/мм² – допустимая удельная мощность трения, для указанных накладок; V_T – окружная скорость на ободу тормозного шкива

$$V_T = \frac{\pi \cdot D_T \cdot n}{60 \cdot 10^3}. \quad (3.11)$$

Таблица 3.5

Жесткость главной пружины тормоза

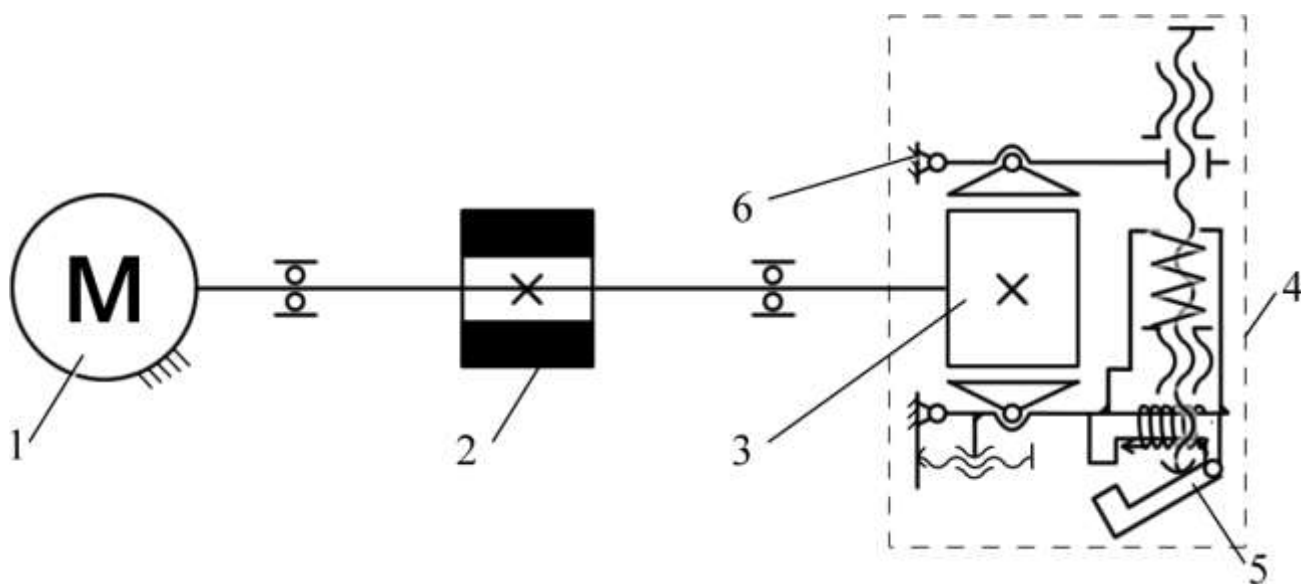
Данные пружины	Размерность	ТК 100	ТК200 200/100	ТК 300 300/200
Диаметр проволоки	мм	3,5	6	9
Длина развертки	мм	700	1485	2540
Число рабочих витков	i	8,5	11,5	14,5
Полное число витков	i_0	10	13	16
Жесткость расчетная	Н/мм	16,5	24,2	36,2

3.2 ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Лабораторный стенд с тормозом ТКТ и его кинематическая схема представлены на рис. 3.4.



a



б

Рис. 3.4. Лабораторный стенд: *a* – общий вид; *б* – кинематическая схема

Установка содержит:

- электродвигатель 1;
- шпиндельный узел с маховиком 2;
- тормозной шкив 3;
- колодочный тормозной механизм 4;
- электромагнит 5;
- раму 6;
- пульт управления, в который входит;
 - преобразователь частоты 7;
 - выключатель питания установки 8;
 - кнопка «Аварийный стоп» 9;
 - кнопка «Сброс аварии» 10.

Принцип работы

При выключенном электродвигателе тормозной шкив и все остальные вращающиеся массы механизма удерживаются в неподвижном состоянии за счет сил трения, возникающих между тормозным шкивом и прижатыми к нему тормозными колодками. Прижатие колодок к тормозному шкиву создается рабочей пружиной через рычажную систему.

В заторможенном положении электромагнит не работает – якорь откинут.

Электродвигатель запускается из программы, начинается разбег маховики, одновременно подается ток в обмотку электромагнита. Якорь электромагнита втягивается в обмотку, прижимается к сердечнику и одновременно нажимает на конец штока 10 (см. рис. 3.1), перемещая его влево. Вместе со штоком под действием вспомогательной пружины 18 перемещается влево рычаг 3, и колодка 6 отходит от шкива. Правый рычаг 4 вместе с колодкой 7 поворачивается вправо под действием момента, создаваемого весом электромагнита, поворот правого рычага будет продолжаться до тех пор, пока регулировочный винт 23 не коснется упора на раме 1. При отходе колодок от шкива шкив растормаживается, и тормоз не препятствует вращению маховика. Главная пружина при этом дополнительно сжимается, и ее усилие в этом положении воспринимает уже не тормозной шкив, а якорь электромагнита.

Внимание! В момент срабатывания электромагнита происходит сильный удар с большим уровнем шума.

Нажатие кнопки «Аварийный стоп» приводит к срабатыванию схемы защиты. Схема защиты отключает питание преобразователя частоты, от которого запитан электродвигатель станда. При этом блокируется управление электродвигателем до тех пор, пока не будет произведен сброс схемы защиты, который осуществляется нажатием на кнопку «Сброс аварии» или отключением электропитания станда.

Данные о частоте вращения вала с датчика поступают в ПК для дальнейшей обработки.

Электродвигатель и исследуемый колодочный тормозной механизм закреплены на объемной сварной раме. Электродвигатель, маховик и вал закрыты металлическим кожухом.

Расчетная часть

Кинетическая энергия, запасенная маховиком, пропорциональна частоте вращения n , моменту инерции J_D диска и количеству дисков z .

Кинетическая энергия, запасенная маховиком, может быть поглощена двумя способами:

- а) за счет внутренних сил трения в стенде;
- б) за счет сил трения в тормозе и стенде.

Первому случаю соответствует тормозной момент станда T_{TC} :

$$T_{TC} = (J_D \cdot z + J_C) \frac{n}{9,55} t_B; \quad (3.12)$$

второму – тормозной момент суммарный $T_{T\Sigma}$:

$$T_{T\Sigma} = (J_D \cdot z + J_C) \frac{n}{9,55} t, \quad (3.13)$$

где $J_C = 0,025$ кг·м², $J_D = 0,06$ кг·м² – моменты инерции станда и диска соответственно;

t_B, t – время выбега и время торможения;

Из уравнений (3.12) и (3.13) можно определить тормозной момент T_{TT} , развиваемый тормозом:

$$T_{TT} = T_{T\Sigma} - T_{TC}. \quad (3.14)$$

Тормозной момент $T_{ТТ}$ пропорционален усилию пружины $F_{ПР}$, коэффициенту трения f между колодками и тормозным шкивом, диаметру тормозного шкива D_T , соотношению длин рычага l и l_1 :

$$T_{ТТ} = F_{ПР} \cdot f \cdot D_T \cdot \eta_p \frac{l}{l_1}, \quad (3.15)$$

где η_p – КПД шарнирно-рычажной системы ($\eta_p = 0,95$).

Зная момент $T_{ТТ}$, определенный из уравнений (3.12)...(3.14), можно определить (после соответствующих преобразований) из уравнения (3.15) силу $F_{ПР}$ пружины или коэффициент трения f (по указанию преподавателя). При этом $D_T = 100$ мм; $f = 0,30$; $l = 170$ мм; $l_1 = 70$ мм. При вычислении по формуле (3.15) значений f силу $F_{ПР}$ можно принимать по тарировочному графику (характеристике пружины), представленному производителем тормоза (рис. 3.5).

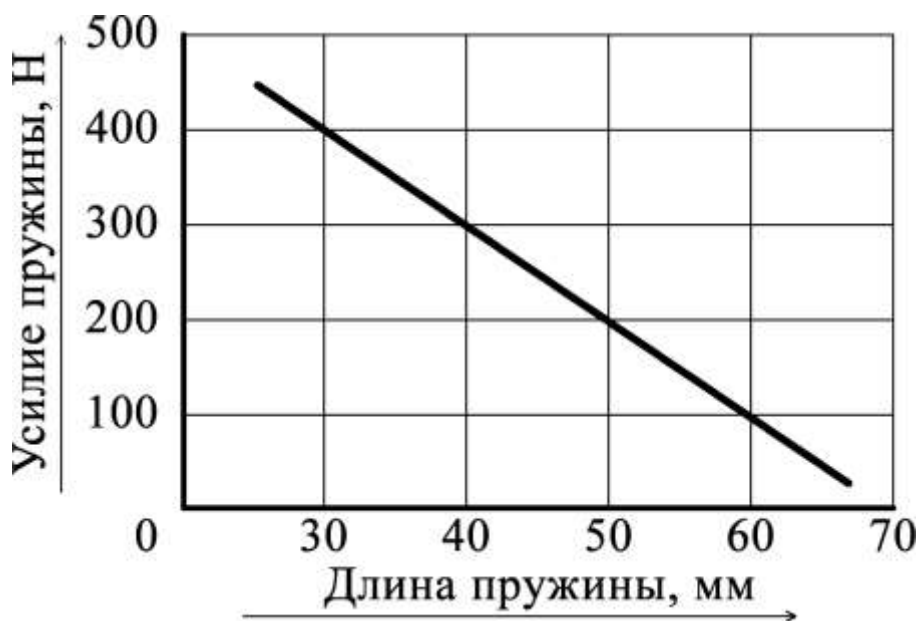


Рис. 3.5. Характеристика пружины тормоза

Описание программного обеспечения

Лабораторные работы выполняют с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программного обеспечения (рис. 3.6).

На рис. 3.6 показаны: 1 – область построения графиков; 2 – меню «Лабораторные работы»; 3 – область диалоговых уведомлений; 4 – строка отображения времени свободного выбега; 5 – полоса индикации частоты вращения шкива; 6 – кнопка аварийной остановки «Стоп!!!».

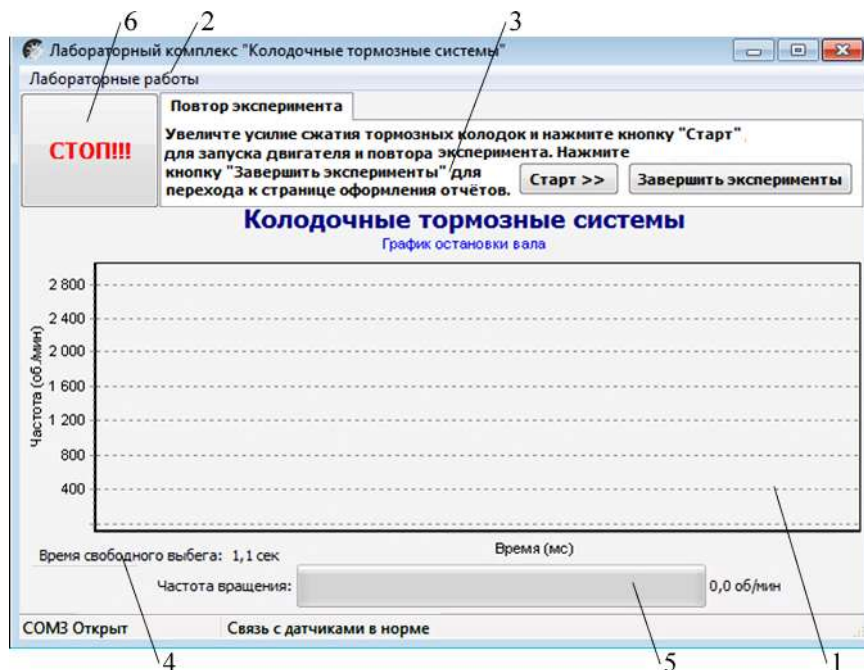


Рис. 3.6. Рабочее окно программы

В области построения графиков рабочего окна программы, на которой отображаются полученные в ходе эксперимента графики в реальном режиме времени, находится зависимость частоты оборотов от времени. График можно пролистывать с помощью правой кнопки мыши. График масштабируется. Для этого с помощью левой кнопки мыши выбирается необходимая область графика, начиная с левого верхнего угла. После отпускания кнопки мыши будет показана вся выделенная область. Чтобы вернуться к прежнему виду необходимо еще раз выделить на графике область, начиная с правого нижнего угла.

В нижней части рабочего окна программы выводятся текущие значения частоты вращения исследуемого вала.

Полученные с датчиков данные накапливаются за все время эксперимента, усредняются и выводятся в виде графиков усредненных значений в реальном времени. Не следует резко увеличивать частоту оборотов вала. Это приведет к тому, что в некоторых точках на графике будет усреднено слишком мало значений для корректного отображения графиков. О наличии таких точек с малым количеством усредненных значений можно судить по резким выбросам или провалам на полученных графиках. Для завершения эксперимента нажать кнопку «Завершить эксперимент».

В верхней левой части рабочего окна программы расположена кнопка «Стоп!!!» для экстренной остановки установки. Справа от нее выводятся подсказки по проведению эксперимента.

После нажатия кнопки «Завершить» произойдет сброс всех полученных данных.

ТРЕБОВАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ:

– перед началом работы, обучаемые должны быть ознакомлены преподавателем с устройством стенда, принципом работы и требованиями безопасности;

– включение лабораторных установок и аппаратуры производить только в присутствии преподавателя или учебного мастера;

– при включении установки в сеть убедиться в том, что все кнопки панели управления находятся в положении выключено;

– перед запуском электродвигателя убедиться в том, что все элементы хорошо закреплены и валы вращаются без ощутимых заеданий;

– перед включением испытательного оборудования убедиться в правильности сборки, установки и закрепления лабораторных приспособлений и устройств.

ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

– эксплуатировать стенд при повреждении внешних элементов установки, кабеля питания и ненадежном контакте в электрической розетке;

– прикасаться к вращающимся деталям во время работы;

– при работе располагать посторонние предметы вблизи и между подвижными элементами стенда.

3.3 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И РЕГУЛИРОВКИ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

Цель работы

Изучить конструкцию и принцип работы колодочных тормозов с приводом от короткоходового электромагнита (ТКТ) и ознакомиться с методами их регулировки.

В результате выполнения работы должен

знать:

– конструкцию и принцип работы колодочных тормозов;

– методику проверочного расчета характеристик тормоза;

– порядок проведения регулировки тормоза;

должен уметь:

– анализировать причины изменения тормозных усилий на колодках;

– проводить проверочный расчет тормоза;

– рассчитывать усилие главной пружины и удельное давление на шкив тормоза.

🕒 **70–85 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **15–20 мин.** Подготовительная работа.

1. Убедиться, что питание установки и ПК выключено.

1.1. Получить у лаборанта инструмент штангенциркуль, комплект рожковых ключей.

1.2. Ознакомиться с конструкцией и принципом работы тормоза ТКТ, а также способом его регулировки.

⌚ **20–23 мин.**

2. Проверочный расчет тормоза.

2.1. Заполнить таблицу отчета (рис. 3.7).

2.2. По размеру D_T определить тип тормоза.

2.3. По формулам (3.7)...(3.9) при $PВ = 25\%$ рассчитать давление между тормозной колодкой и шкивом и сравнить его с допустимым.

2.4. Используя формулы (3.7), (3.10), (3.11), определить предельную частоту вращения тормозного шкива n .

2.5. По формулам (3.2)...(3.6) определить длину пружины H в сжатом состоянии, обеспечивающую заданный тормозной момент (задается преподавателем в интервале 10...20 Н·м).

⌚ **30–35 мин.** Регулирование тормоза.

⌚ **10–15 мин.**

3. Установка нормального хода якоря электромагнита.

3.1. По исполнению I (см. рис. 3.1) контргайку 27 отвинтить.

По исполнению II стопорную шайбу 25 переместить влево по штоку, сжимая пружину 26 и освобождая гайку 24 до тех пор, пока лапка шайбы не выйдет из паза на штоке. Шайбу повернуть на 90° таким образом, чтобы она во время регулирования не перемещалась обратно к гайке 24.

3.2. Удерживая ключом гайку 24 в неподвижном состоянии, вращать другим ключом шток 10 тормоза за хвостовик до тех пор, пока отход якоря не будет находиться в пределах 5,5...8 мм. Ход якоря замеряется штангенциркулем по осям заклепок 33 и 34.

3.3. По исполнению I устранить возможность самоотвинчивания гайки 24 при помощи контргайки 27.

По исполнению II после выставления хода якоря шайбу 25 повернуть таким образом, чтобы ее лапка вошла в паз на штоке 10. Под действием пружины 26 стопорная шайба переместится вдоль штока и захватит гайку 24, устраняя возможность ее отвинчивания.

⌚ **10–15 мин.**

4. Регулирование длины рабочей пружины.

4.1. Удерживая ключом отжимную гайку 19 и вращая шток тормоза за квадратный хвостовик на его конце при законтренной гайке 24, переместить гайку 19 вправо.

Законтрить гайку 24 на время вращения штока можно при помощи ключа.

4.2. Удерживая ключом контргайку 16 и вращая шток тормоза за квадратный хвостовик на его конце при законтренной гайке 24, переместить гайку 16 вправо.

4.3. Удерживая ключом гайку 15 и вращая шток тормоза за квадратный хвостовик на его конце при законтренной гайке 24, переместить гайку 15 вдоль штока до получения длины рабочей пружины, соответствующей заданному тормозному моменту.

Длину пружины контролировать при помощи штангенциркуля.

4.4. Удерживая ключом гайку 15, завернуть контргайку 16.

4.5. Удерживая ключом отжимную гайку 19 и вращая шток тормоза за квадратный хвостовик на его конце, при законтренной гайке 24 переместить гайку 19 до касания с контргайкой 16.

⌚ **10–15 мин.**

5 Регулирование равномерного отхода тормозных колодок от шкива.

5.1 Удерживая ключом отжимную гайку 19 и вращая шток тормоза за квадратный хвостовик на его конце, при законтренной гайке 24 переместить гайку 19 вправо до упора в тормозной рычаг 4. Вращать до тех пор, пока якорь электромагнита не коснется сердечника (соединится), а рычаги тормоза не будут разведены на величину нормального хода якоря.

5.2 Вращать регулировочный упорный винт 23 настолько, чтобы установились одинаковые отходы обеих колодок от шкива. Величина зазоров между колодкой и тормозным шкивом должна соответствовать значениям, приведенным в табл. 3.3.

5.3 После окончания регулирования регулировочный винт 23 стопорится гайкой, а отжимная гайка 19 возвращается в исходное положение.

⌚ **5–7 мин.**

6 Оформление отчета по лабораторной работе.

После проведения расчетов занести полученные результаты в таблицу отчета (см. рис. 3.7). Изобразить кинематическую схему тормоза в отчете о проделанной работе. В отчете необходимо указать фамилии выполнявших лабораторную работу, номер группы, факультет и фамилию преподавателя.

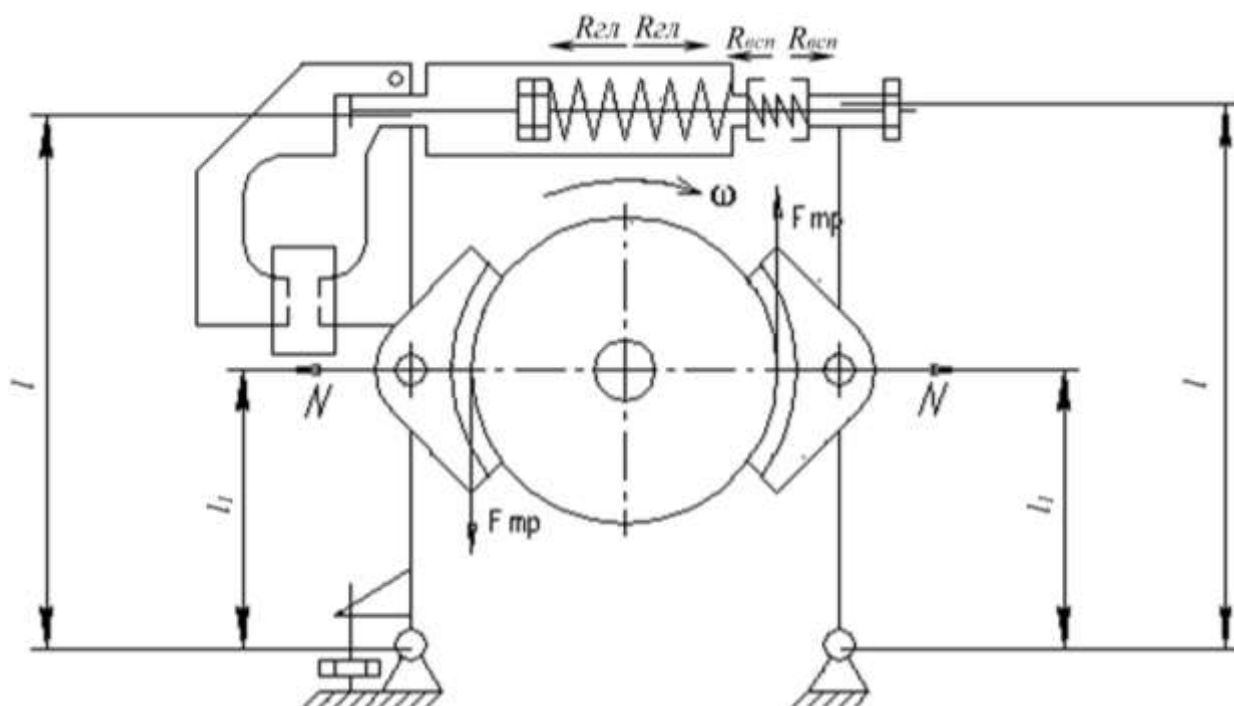
Студенты:
 Группа:
 Факультет:
 Преподаватель:

ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:

"Изучение конструкции и регулировки колодочного тормоза"

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№	Наименование	Обознач.	Числ. Зна- чен.	Примеч.
1	Расстояние между заклепками	C_1		
2	Диаметр тормозного шкива	D_T		
3	Плечо действия	l_1		
4	Плечо действия усилия пружины	l		
5	Ширина колодки	B		
6	Длина хорды	a		
7	Диаметр проволоки главной пружины	d		
8	Средний диаметр	D		
9	Число рабочих витков	i		



Выводы:

Рис. 3.7. Отчет по лабораторной работе

3.4. ИСПЫТАНИЕ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

Цель работы

Произвести расчетно-экспериментальную оценку влияния тормозного механизма на вращение затормаживаемого вала.

В результате выполнения работы студент должен

знать:

– конструкцию и принцип работы испытательного оборудования колодочных тормозов;

– особенности испытания колодочных тормозов;

уметь:

– проводить регулировку тормоза;

– анализировать причины изменения тормозных усилий на колодках.

⌚ **40–60 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **7–10 мин.** Подготовительная работа.

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

1.1. Запустить программу управления стендом «Тормозной механизм».

2. Определение времени выбега.

2.1. Развести колодки в разные стороны, обеспечив валу остановку без тормозных колодок. Для этого, удерживая ключом отжимную гайку 19 (см. рис. 3.1) и вращая шток тормоза за квадратный хвостовик на его конце при законтренной гайке 24, переместить гайку 19 вправо до упора в тормозной рычаг 4. Вращать до тех пор, пока якорь электромагнита не коснется сердечника, а рычаги тормоза не будут разведены на величину нормального хода якоря.

2.2. Запустить двигатель кнопкой в программе, нажав кнопку «Старт» в области диалоговых уведомлений (поз. 3 на рис. 3.6).

Внимание! В момент срабатывания электромагнита происходит сильный удар с высоким уровнем шума.

2.3. Выставить нужную частоту вращения, пользуясь подстрочным резистором на «Панели управления» (поз. 4 на рис. 3.4, а) и подождать пока вал наберет обороты. График, отображающий частоту вращения, должен стать линейным.

2.4. Остановить двигатель, нажав кнопку «Стоп» в области диалоговых уведомлений в программе. После остановки в окне появится значение «Время свободного выбега: ___сек». Показания занести в табл. 3.6.

2.5. Определить тормозной момент по формуле (3.11). Полученные результаты занести в табл. 3.6.

🕒 **7–10 мин.**

3. Определение времени торможения

3.1. Свести колодки к тормозному шкиву. Для этого, удерживая ключом отжимную гайку 19 и вращая шток тормоза за квадратный хвостовик на его конце при законтренной гайке 24, переместить гайку 19 до касания с контргайкой 16.

3.2. Отрегулировать длину пружины по данным табл. 3.6.

3.3. Нажать кнопку «Старт» в области диалоговых уведомлений в программе.

3.4. Выставить нужную частоту вращения, пользуясь подстрочным резистором на «Панели управления» (поз. 4 на рис. 3.4, а), и подождать, пока вал наберет обороты. График, отображающий частоту вращения, должен стать линейным.

3.5. После разгона двигателя до номинальной частоты вращения (10...15 с) нажать кнопку «Стоп» в окне программе, после чего в области отображения графиков (поз. 1 на рис. 3.6) отобразится кривая, которая будет показывать уменьшение частоты оборотов. После остановки по графику определить время торможения t в секундах и занести значения в табл. 3.6.

3.6. Изменяя частоту вращения и длину пружины на следующую из табл. 3.6, определить 3...4 значения времени торможения. Результаты занести в табл. 3.6.

🕒 **10–15 мин.**

4. Обработка полученных результатов.

4.1. Определить суммарный $T_{T\Sigma}$ и тормозной момент T_{TT} тормоза по формулам (3.12) и (3.13). Полученные результаты занести в табл. 3.6.

4.2. Выразить из уравнения (3.14) усилие пружины $F_{ПР}$ или коэффициент трения f (по заданию преподавателя). Полученные результаты занести в табл. 3.6.

4.3. Построить график зависимости $t = f(T_{TT})$ при частотах вращения 955 и 1440 мин⁻¹.

4.4. Сохранить полученные программой данные с помощью кнопки «Сохранить отчет». При завершении эксперимента и сохранении отчета необходимо ввести номер группы и фамилии выполнивших работу. Графики в отчете будут сохранены именно в том виде, как они отображаются в окне программе, поэтому если перед сохранением графики масштабировались или двигались, то их необходимо вернуть к нужному виду.

Таблица 3.6

Экспериментальные и расчетные данные

Время свободного вы бега с	Время тормо жения, с		Тормозной момент, Н·м		Суммарный момент, Н·м		Усилие пружины, Н		Коэффициент трения	
	955	1440	955	1440	955	1440	955	1440	955	1440
Длина пру жины, мм	Частота вращения, мин ⁻¹									
64										
60										
56										
52										
48										

Примечание. Частоты вращения 955 и 1440 мин⁻¹ преимущественно встречаются на практике, можно выбирать другие значения самостоятельно.



Рис. 3.8. Результаты эксперимента

Студенты:
 Группа:
 Факультет:
 Преподаватель:

ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:

«Экспериментальное исследование колодочного тормоза»



Время свободного выбега, с	Время торможения, с	Тормозной момент, Н·м	Суммарный момент, Н·м	Усилие пружины, Н	Коэффициент трения	Частота вращения, мин ⁻¹														
						955	1440	955	1440	955	1440	955	1440	955	1440					
Длина пружины, мм																				
64																				
60																				
56																				
52																				
48																				

Выводы:

Рис. 3.9. Отчет по лабораторной работе

Вопросы для самоконтроля

1. На каком принципе основана работа тормозных устройств?
2. По каким признакам классифицируются тормоза?
3. Какими средствами обеспечивается замыкание тормозов?
4. Назовите типы устройств для размыкания тормозов?
5. Почему стопорные тормоза ГПМ должны быть нормально замкнутыми и автоматическими?
6. В чем преимущество двухколодочных тормозов по сравнению с одно колодочными?
7. Объяснить принцип работы тормоза ТКТ.
8. Назовите материалы накладок тормозных колодок.
9. Перечислите основные требования при проектировании и изготовлении тормозов.
10. Перечислите основные требования при эксплуатации тормозов.
11. Почему тормозной момент тормоза при ПВ = 25 % выше, чем при ПВ = 100 %?
12. От чего зависит и чем ограничивается величина тормозного момента тормоза?
13. Каким образом обеспечивается необходимый отход тормозных колодок от шкива? Объяснить регулировку хода якоря электромагнита.
14. Объяснить регулировку длины рабочей пружины.
15. Как обеспечить равномерность отхода тормозных колодок от шкива?
16. В чем преимущества использования короткоходовых электромагнитов?
17. Назовите причины перегрева электромагнита.

4. ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРНЫЕ

4.1. ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ

Редуктор состоит из механических передач, деталей передач, обеспечивающих движение звеньев передачи, и корпусных деталей.

Механическая передача – механизм, служащий для передачи и преобразования механической энергии от двигателя к исполнительному механизму. При этом происходит изменение скоростей и моментов, иногда преобразование законов и видов движения (например, вращательное в поступательное).

Механические передачи бывают:

- зубчатые (цилиндрические, конические);
- винтовые (винтовые, червячные, гипоидные);
- с гибкими элементами (ременные, цепные);
- фрикционные (нерегулируемые, вариаторы).

Независимо от типа и конструкции в любой механической передаче можно выделить два вала, называемые по направлению передачи мощности входным (ведущим) и выходным (ведомым).

Основные характеристики передачи:

- передаточное отношение $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ – определяется как отношение угловой скорости ведущего звена к ведомому.

Передаточное отношение не следует путать с понятием передаточное число;

- передаточное число $u = \frac{z_2}{z_1}$ для зубчатых передач – это отношение

зубьев ведомого звена к ведущему;

- передаваемый вращающий момент;
- частота вращения;
- КПД передачи.

В зависимости от соотношения параметров входного и выходного валов выделяют:

редукторы (понижающие передачи) – от входного вала к выходному уменьшают частоту вращения ($n_1 > n_2$) и увеличивают вращающий момент ($T_1 < T_2$); передаточное число передачи $u > 1$;

мультипликаторы (повышающие передачи), – от входного вала к выходному увеличивают частоту вращения ($n_1 < n_2$) и уменьшают вращающий момент ($T_1 > T_2$); передаточное число передачи $u < 1$.

В зависимости от типа передачи редукторы бывают зубчатые цилиндрические, зубчатые конические, червячные, планетарные и комбинированные.

Для реализации больших передаточных чисел чаще всего используют многоступенчатые зубчатые редукторы. Их размещают в отдельном корпусе и выполняют как самостоятельные изделия.

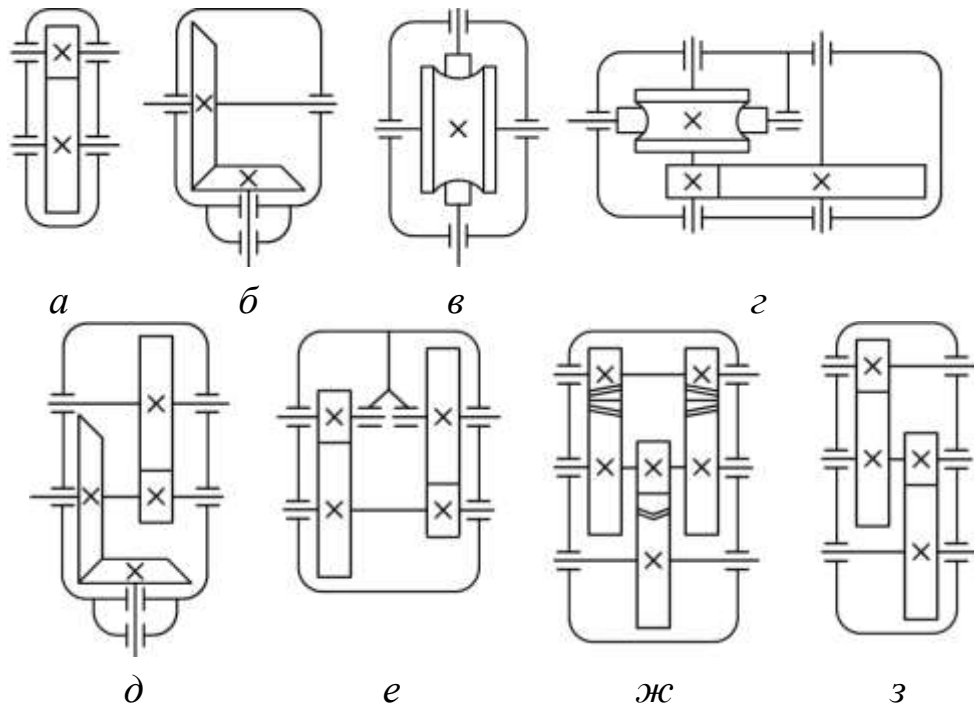


Рис. 4.1. Кинематические схемы редукторов

Основные схемы редукторов (рис. 4.1):

а) одноступенчатый цилиндрический редуктор с косозубыми и шевронными колесами (иногда прямозубыми), $u = 2 \dots 6$;

б) одноступенчатый конический редуктор, $u \leq 5$ – для круговых зубьев; $u \leq 4$ – для прямых зубьев;

в) червячный редуктор, $u = 7 \dots 80$;

г) червячно-цилиндрический редуктор, $u = 7 \dots 80$ – для 1 степени; $u = 3, 15 \dots 6, 3$ – для 2 степени;

д) коническо-цилиндрический редуктор, $u \approx 22$ – для прямозубых; $u \approx 31, 5$ – с круговыми зубьями;

е) соосный редуктор, $u = 8 \dots 40$;

ж) двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью (применяется в тяжело нагруженных приводах);

з) двухступенчатый цилиндрический редуктор, выполненный по развернутой схеме $u = 8 \dots 40$.

Цилиндрические зубчатые передачи получили наибольшее распространение среди множества типов редукторов благодаря относительной простоте, надежности и высокому КПД.

Достоинства зубчатых передач:

- компактность;
- возможность передавать большие мощности (до 1000 кВт);
- высокие скорости вращения (до 30 м/с);
- постоянство передаточного отношения;
- высокий КПД ($\eta = 0,97 \dots 0,99$).

Недостатки:

- сложность передачи движения на значительные расстояния;
- высокие требования к точности изготовления;
- высокий шум, особенно при больших скоростях.

При передаточных числах до 8 применяют одноступенчатые редукторы. При передаточных числах от 8 до 40 выгоднее с точки зрения габаритов и массы применять двухступенчатые передачи. Трехступенчатые редукторы применяют при передаточных числах от 37 до 250.

Недостатком цилиндрических редукторов является то, что вследствие несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор усилия между подшипниками распределяются неравномерно, а изгиб валов приводит к неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. Для уменьшения концентрации нагрузки желательно применять валы с повышенной жесткостью.

Конические зубчатые передачи предназначены для передачи механической энергии между валами с пересекающимися осями под некоторым углом, чаще всего равным 90° (ортогональные передачи).

Достоинства конических передач – возможность передачи механической энергии между валами с пересекающимися осями.

Недостатки:

- конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже (поскольку требуются специальные станки и специальный инструмент);
- пересечение осей валов затрудняет размещение опор, поэтому одно из конических колес, как правило, располагают консольно, что увеличивает неравномерность распределения нагрузки;
- в конической передаче обязательно присутствует осевая составляющая силы, действующей в зацеплении, наличие которой усложняет конструкцию опор.

Все перечисленное приводит к тому, что нагрузочная способность конической прямозубой передачи (по эмпирическим данным) составляет лишь около 85 % от цилиндрической.

По форме профиля зубьев конические колеса могут быть с прямыми, косыми, круговыми и с другими криволинейными зубьями.

Прямозубые колеса рекомендуется применять в передачах при окружных скоростях до 2 м/с, для колес, изготовленных с повышенной точностью, – до 8 м/с.

Конические передачи с непрямыми (тангенциальными и круговыми) зубьями отличаются от прямозубых передач низким шумом, повышенной несущей способностью и плавностью зацепления. Однако в тангенциальных передачах эти преимущества реализуются при высокой точности изготовления и монтажа. Поэтому область применения тангенциальных конических передач ограничена.

Червячная передача передает движение между валами, оси которых перекрещиваются в пространстве. Обычно оси червяка и червячного колеса расположены под прямым углом.

Достоинства червячных передач:

- возможность получения большого передаточного числа. В силовых передачах $u = 7 \dots 80$, в кинематических – $u \leq 1000$;
- высокая компактность;
- плавность и бесшумность работы.

Недостатки:

- низкий КПД, что объясняется значительным скольжением сопряженных поверхностей червяка и червячного колеса, так как окружные скорости не совпадают как по величине, так и по направлению;
- большая работа сил трения вызывает повышенный нагрев передачи;
- необходимость применения для колеса дорогостоящих антифрикционных материалов (например, бронзы).

Точность зубчатых передач

Работоспособность зубчатых передач существенно зависит от точности изготовления зубчатых колес. Неизбежны погрешности изготовления: отклонения шага, профиля, направления зуба; радиальное биение зубчатого венца; отклонение от параллельности и перекос осей колес и др. Эти погрешности приводят к повышенному шуму во время работы, потере точности вращения ведомого колеса, нарушению правильности и плавности зацепления, возникновению колебаний, повышению динамичности и снижению равномерности

распределения по длине контактных линий действующей в зацеплении нагрузки, и к другим нежелательным эффектам.

Точность зубчатых колес, а также цилиндрических и конических передач регламентируют стандарты, в которых предусмотрены 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности числами от 1 до 12. Наиболее часто применяют 6, 7 и 8-ю степени точности: 6-я степень соответствует высокоточным скоростным передачам, 7-я – передачам нормальной точности, работающим с повышенными скоростями и умеренными нагрузками или с умеренными скоростями и повышенными нагрузками, 8-я – передачам пониженной точности. Передачи, рассчитанные на изготовление по 6-й степени точности, могут иметь массу зубчатой пары на ~30% меньшую, чем в предположении их изготовления по 8-й степени точности.

Для каждой степени точности установлены три нормы:

– норма кинематической точности регламентирует разность между действительным и номинальным углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи. Показатели кинематической точности (накопленная ошибка шага, радиальное биение зубчатого венца) влияют на внешнюю динамику передачи и точность позиционирования выходного вала по отношению к входному. Важна для делительных цепей в станках, для систем управления, в быстроходных силовых передачах вследствие опасности появления резонансных крутильных колебаний и шума;

– норма плавности работы регламентирует за один оборот колеса колебания скорости вращения, обуславливаемые погрешностями шага и профиля зубьев и вызывающие высокочастотные составляющие динамической нагрузки и шум;

– норма контакта зубьев регламентирует прилегание зубьев в собранной передаче, степень равномерности распределения нагрузки по контактными линиям и определяет работоспособность силовых передач.

КПД передачи зависит от степени точности.

КПД редуктора η определяется как отношение полезной мощности к затраченной:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i}, \quad (4.1)$$

где $P_{1(2)}$ – мощности на ведущем (затраченная) и на ведомом (полезная) валах редуктора, Вт;

$T_{1(2)}$ – вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора, Н·м;

$\omega_{1(2)}$ – угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов редуктора, с^{-1} ;

$n_{1(2)}$ – частоты вращения ведущего и ведомого валов редуктора, мин^{-1} ;

i – передаточное отношение исследуемого редуктора.

В свою очередь мощность потерь в редукторе P_ψ , Вт:

$$P_\psi = P_1 - P_2 = P_1 \cdot (1 - \eta) = P_1 \cdot \psi, \quad (4.2)$$

где ψ – коэффициент относительных потерь в редукторе:

$$\psi = 1 - \eta = \psi_3 + \psi_{II} + \psi_{IIM} + \psi_B, \quad (4.3)$$

где ψ_3 – коэффициент относительных потерь в зацеплении;

ψ_{II} – коэффициент относительных потерь в подшипниках;

ψ_{IIM} – коэффициент относительных потерь на перемешивание масла;

ψ_B – коэффициент относительных потерь на привод вентилятора у редукторов с искусственным воздушным охлаждением.

Потери в зацеплении являются следствием процесса взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев. 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 их основным недостатком – наличием относительного скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

Для зубчатых цилиндрических и конических передач величина коэффициента потерь в зацеплении определяется по следующей зависимости:

$$\psi_3 \approx 2,3 \cdot f \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (4.4)$$

где f – коэффициент трения скольжения в контакте сопряженных зубьев;

$z_{1(2)}$ – числа зубьев шестерни и колеса.

Знак «+» – для внешнего зацепления, знак «-» – для внутреннего зацепления.

Приведенная зависимость (4.4) показывает, что потери сильно увеличиваются с уменьшением числа зубьев, особенно числа зубьев шестерни.

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 явления, характерные для гидродинамического режима смазки.

Потери на трение в зацеплении ψ_z 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:

$$\psi_{\Pi} = 0,005 \dots 0,01.$$

Потери на перемешивание масла $\psi_{ПМ}$ растут с увеличением окружной скорости, вязкости масла, ширины зубчатых колес и глубины их погружения в масляную ванну.

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

Раздельное измерение составляющих потерь мощности связано с большими трудностями. Поэтому 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. 4.1.

Таблица 4

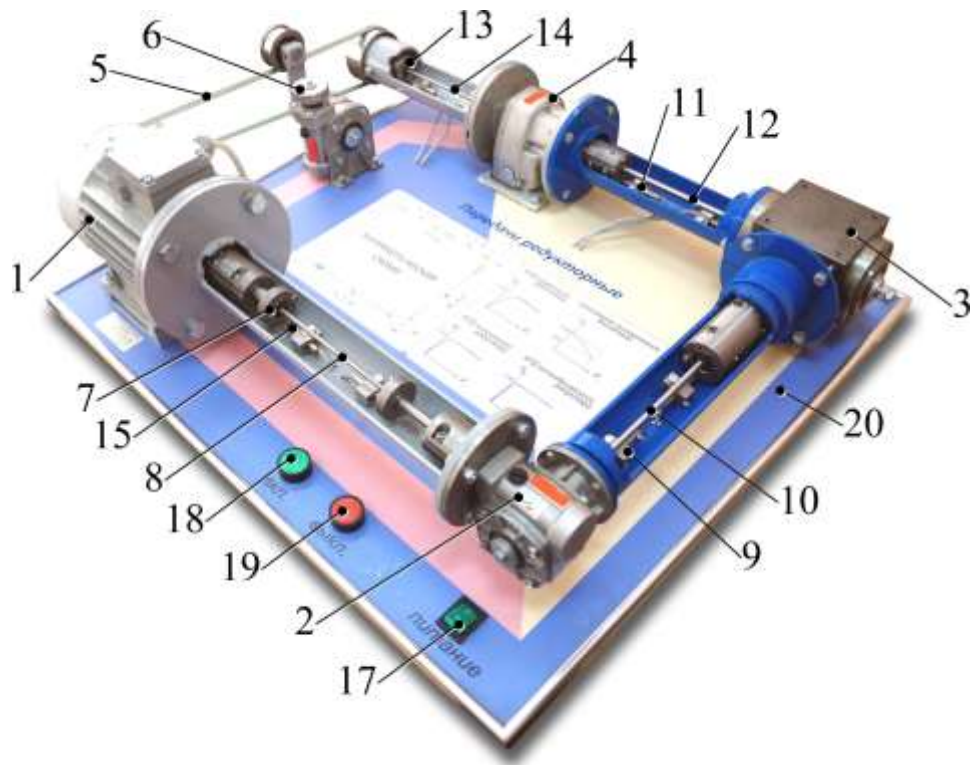
КПД червячных передач при разных числах заходов червяка

z_1	1	2	4
u	32...63	16...32	7...16
η	0,65...0,80	0,75...0,85	0,80...0,90

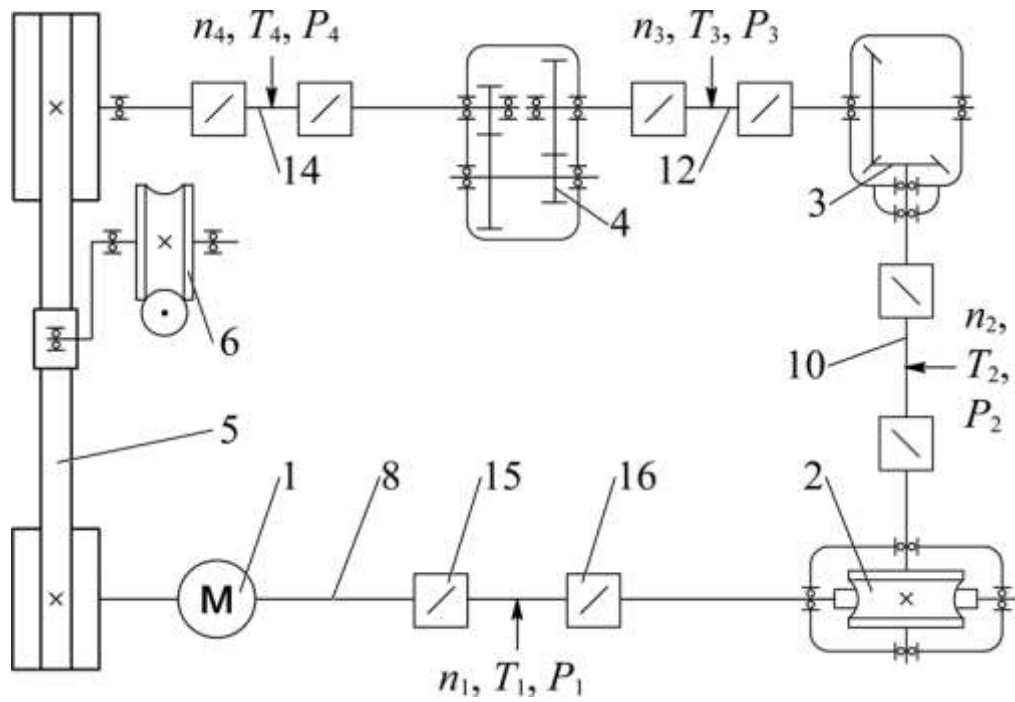
Средние значения КПД цилиндрических и конических зубчатых передач, установленных на подшипниках качения при номинальной нагрузке и жидкой смазке, находятся в пределах $\eta = 0,97 \dots 0,98$, для открытых передач с пластичной смазкой $\eta = 0,95 \dots 0,96$.

4.2. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Лабораторный стенд и его кинематическая схема представлены на рис. 4.2.



a



б

Рис. 4.2. Лабораторный стенд: *a* – общий вид; *б* – кинематическая схема

Установка содержит:

- электродвигатель 1;
- червячный редуктор 2;
- конический редуктор 3;
- цилиндрический двухступенчатый соосный мультипликатор 4;
- нагружающее устройство:
 - ременной передачи 5;
 - натяжное устройство 6;
- торсионные валы 8, 10, 12, 14;
- датчики момента 7, 9, 11, 13
- индуктивный датчик 15, 16;
- раму 20;
- пульт управления:
 - выключатель питания установки 17;
 - кнопка пуска электродвигателя 18;
 - кнопка останова двигателя 19.

Принцип работы

Электродвигатель 1 через торсионный вал 8 вращает ведущий вал червячного редуктора 2 с передаточным отношением $i_1 = 7$. Червячный редуктор 2 снижает частоту вращения вала электродвигателя 1 в i_1 раз и через торсионный вал 10 вращает ведущий вал конического редуктора 3. Конический редуктор 3 имеет передаточное отношение $i_2 = 2$, что снижает частоту вращения ведомого вала по отношению к ведущему 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 больший (ведущий) шкив ременной передачи 5, имеющей передаточное отношение $i_4 = 1/1,55$. Меньший (ведомый) шкив ременной передачи 5 установлен на валу электродвигателя 1 с обратной стороны и замыкает контур.

Конструкция стенда с замкнутым контуром (циркуляцией мощности) позволяет менять нагрузку в замкнутом контуре в процессе его работы и проводить испытания по заданной методике изменения нагрузки.

Циркулирующей называется внутренняя мощность, которая может возникнуть в некоторых замкнутых передачах в результате появления

дополнительного момента. Эта мощность является условной, выражающей работу внутренних сил, так как действует только внутри замкнутого контура, не подводится извне и не снимается как обычная мощность. Ее величина определяется условно как произведение дополнительно возникшего в контуре момента на угловую скорость.

Стенды с замкнутым контуром (циркуляцией мощности) позволяют, в отличие от стендов с открытым контуром, создать большие усилия и моменты на передачах при небольшой подводимой мощности, которая расходуется только на компенсацию потерь при работе передач стенда.

Применение стенда с циркуляцией мощности для испытания редукторов позволяет резко сократить мощность приводного двигателя, уменьшить стоимость стенда и уменьшить непроизводительные затраты энергии, а также исключить тормозные устройства.

Основной недостаток такой схемы включения – то, что испытания в режиме скольжения можно проводить только для одного элемента кинематической цепи, а момент, передаваемый через замкнутый контур, может регулироваться только изменением числа оборотов двигателя. Снимать пусковые, маневренные динамические качества на данном стенде невозможно.

Общее передаточное отношение исследуемых передач 2, 3 и $4i_{общ} = 1,33$, передаточное отношение ременной передачи $5i_4 = 1/1,55$, таким образом ременная передача 5 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, так же, как и на входном валу конического редуктора 3. На выходном валу конического редуктора 3 и на входном валу цилиндрического двухступенчатого соосного мультипликатора 4 вращающий момент измеряется датчиком 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 торсиона. Данные, полученные с датчиков, поступают на контроллер стенда, а затем в ПК для последующей обработки.

Описание программного обеспечения

Лабораторные работы выполняются с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программного обеспечения.

Рабочее окно программы показано на рис. 4.3, где: 1 – область построения графиков; 2 – меню выбора лабораторной работы; 3 – меню «Настройки»; 4 – меню «Помощь»; 5 – название текущей лабораторной работы; 6 – вкладка «График зависимости КПД от нагрузки на ведомом валу»; 7 – вкладка «График зависимости мощностей от нагрузки на ведомом валу»; 8 – количество измеренных точек; 9 – поле фильтра осреднения полученных результатов; 10 – кнопка «Исходные данные исследуемой передачи»; 11 – кнопка «Расчетный КПД»; 12 – кнопка «Начало эксперимента»; 13 – кнопка «Вывод отчета»; 14 – кнопка «Выход из программы».



Рис. 4.3. Рабочее окно программы

ТРЕБОВАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ:

- перед началом работы, обучаемые должны быть ознакомлены с устройством стенда, принципом работы и требованиями безопасности;
- включение лабораторных установок и аппаратуры производить только в присутствии преподавателя или учебного мастера;
- при включении установки в сеть убедиться в том, что все кнопки панели управления находятся в положении выключено;
- перед запуском электродвигателя убедиться в том, что все элементы хорошо закреплены, и валы вращаются без ощутимых заеданий;

– перед включением испытательного оборудования убедиться в правильности сборки, установки и закрепления лабораторных приспособлений и устройств.

ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- эксплуатировать стенд при повреждении внешних элементов установки, кабеля питания и ненадежном контакте в электрической розетке;
- прикасаться к вращающимся деталям во время работы;
- при работе располагать посторонние предметы вблизи и между подвижными элементами стенда.

4.3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПРИВОДА НА КПД ПЕРЕДАЧ В ЗАМКНУТОМ КОНТУРЕ

Цель работы

Экспериментально исследовать закон изменения коэффициентов полезного действия редукторов (червячного, конического и цилиндрического) при разных режимах работы привода на основе использования циркуляции мощности в замкнутом контуре.

В результате выполнения работы студент должен

знать:

- виды механических передач;
- основные схемы редукторов;
- основные составляющие потерь мощности в редукторе, их зависимость от передаваемой нагрузки и частот вращения валов;
- устройство лабораторной установки и методику проведения исследований;

уметь:

- проводить исследования работы редукторов в замкнутом контуре;
- определять вращающие моменты на валах редукторов и строить графики зависимостей мощностей редукторов от момента на выходном валу;
- определять КПД редукторов на различных режимах нагружения и строить графики зависимостей КПД редукторов от нагрузки на ведомом валу.

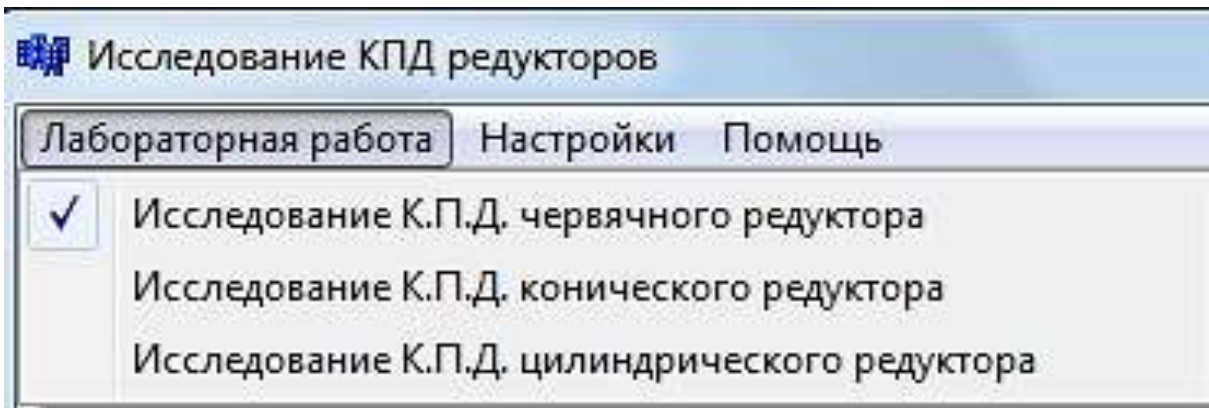


Рис. 4.4. Выбор лабораторной работы

⌚ **30–40 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **5–7 мин.** Подготовительная работа.

1. Проверить подключение установки к ПК, включить питание установки и ПК.

1.1. По заданию преподавателя выбрать в меню «Лабораторная работа» одну из трех работ: (см. рис. 4.4):

- исследование КПД червячного редуктора;
- исследование КПД конического редуктора;
- исследование КПД цилиндрического редуктора.

1.2. С помощью кнопки «Исходные данные» (поз. 10 на рис. 4.3) вывести на экран параметры исследуемой передачи (рис. 4.5).

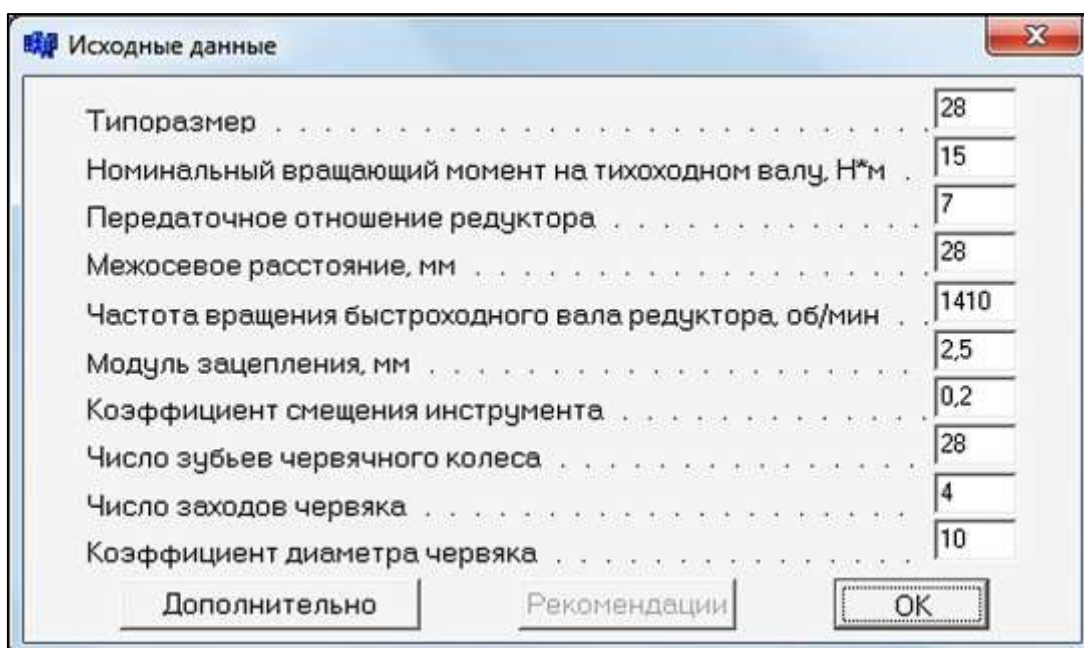


Рис. 4.5. Окно «Исходные данные», например, для лабораторной работы «Исследование КПД червячного редуктора»

1.3. С помощью кнопки «Расчетный КПД» (поз. 11 на рис. 4.3) вывести на экран значение расчетного КПД исследуемой передачи (рис. 4.6).

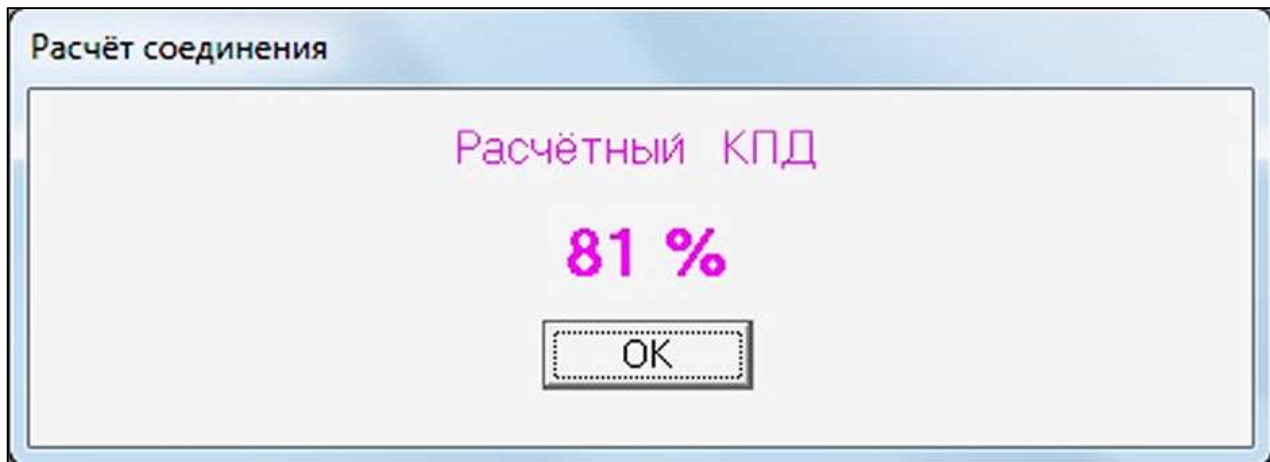


Рис. 4.6. Окно «Расчетный КПД»

🕒 **10–15 мин.**

2. Проведение испытаний.

Эксперимент целесообразно проводить на прогретой установке, так как при холодном масле существенно возрастают потери на размешивание и разбрызгивание смазки в редукторах, что искажает результаты эксперимента.

2.1. С помощью кнопки «Эксперимент» вывести на экран окно ожидания настройки оборудования (рис. 4.7).

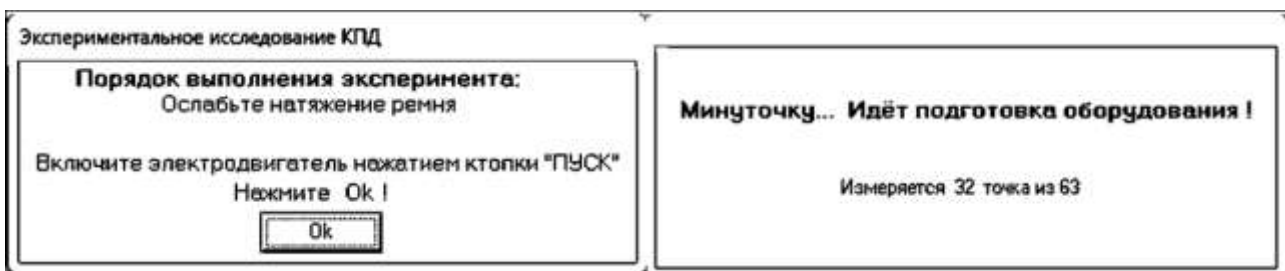


Рис. 4.7. Окно ожидания настройки оборудования (слева),
окно подготовки оборудования (справа)

2.2. Ослабить натяжение ремня ременной передачи и запустить электродвигатель нажатием кнопки «Вкл.» на панели лабораторной установки.

2.3. Нажать кнопку «Ok» в окне программы для подготовки оборудования (рис. 4.7) и в процессе подготовки оборудования не изменять натяжение ремня.

2.4. После завершения подготовки оборудования на экране начинается отображение графика. Необходимо *очень плавно*, вращая маховичок (поз. 6 на рис. 4.2, а), натягивать ремень, тем самым увеличивая нагрузку на редуктор, следя за количеством снимаемых точек и максимальным вращающим моментом на ведомом валу.

Эксперимент следует завершить нажатием в окне программы кнопки «Остановить», когда максимальный вращающий момент на ведомом валу составит:

- для червячного редуктора не более 20 Н·м при количестве точек измерения не менее 150;
- для конического редуктора не более 35 Н·м при количестве точек измерения не менее 100;
- для цилиндрического двухступенчатого соосного мультипликатора не более 25 Н·м при количестве точек измерения не менее 100.

Необходимо помнить, чем больше количество точек измерения, тем выше точность эксперимента.

2.5. Ослабить натяжение ремня нагружающей передачи.

2.6. Остановить электродвигатель кнопкой «Выкл».

2.7. Не сбрасывая полученные результаты, можно провести эксперимент еще раз, повторить пункты 2.1–2.6), тогда графики результатов эксперимента будут усреднены.

⌚ **8-10 мин.** Обработка полученных результатов.

3. 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 (рис. 4.8).

Для обработки полученных результатов необходимо ввести значение глубины фильтра (поз. 9 на рис. 4.3), рекомендуется использовать значение глубины фильтра, кратное 7. При количестве точек измерения более 100 значение глубины фильтра ориентировочно должно быть 14...21. При количестве точек измерения более 150 значение глубины фильтра ориентировочно должно быть 21...28. При количестве точек измерения более 200 значение глубины фильтра ориентировочно должно быть 28...35. Осреднение осуществляется на обоих графиках одновременно (рис. 4.9).

Если полученные графики не соответствуют графикам, показанным в качестве образца на (рис. 4.11) или изображенным на раме 20 стенда, то следует проделать эксперимент еще раз. При необходимости повторного проведения лабораторной работы необходимо сделать сброс всех полученных данных, выбрав требуемую строчку в меню «Настройка» (см. рис. 4.4), либо нажав комбинацию клавиш <Ctrl+Delete>.

🕒 7–8 мин.

4. Оформление отчета по лабораторной работе.

После выбора оптимальной глубины фильтра и применения его к полученным результатам, нажать кнопку «Отчет» (поз. 13 на рис. 4.3). Программа откроет текстовый редактор и вставит в него отчет о проделанной лабораторной работе (рис. 4.11), в отчет выводятся графики, обработанные фильтром. Программа использует стандартный текстовый редактор.

В отчете необходимо ввести фамилии выполнявших лабораторную работу, номер группы, факультет и фамилию преподавателя. Отчет сохранить в любой удобной папке или отправить на печать.

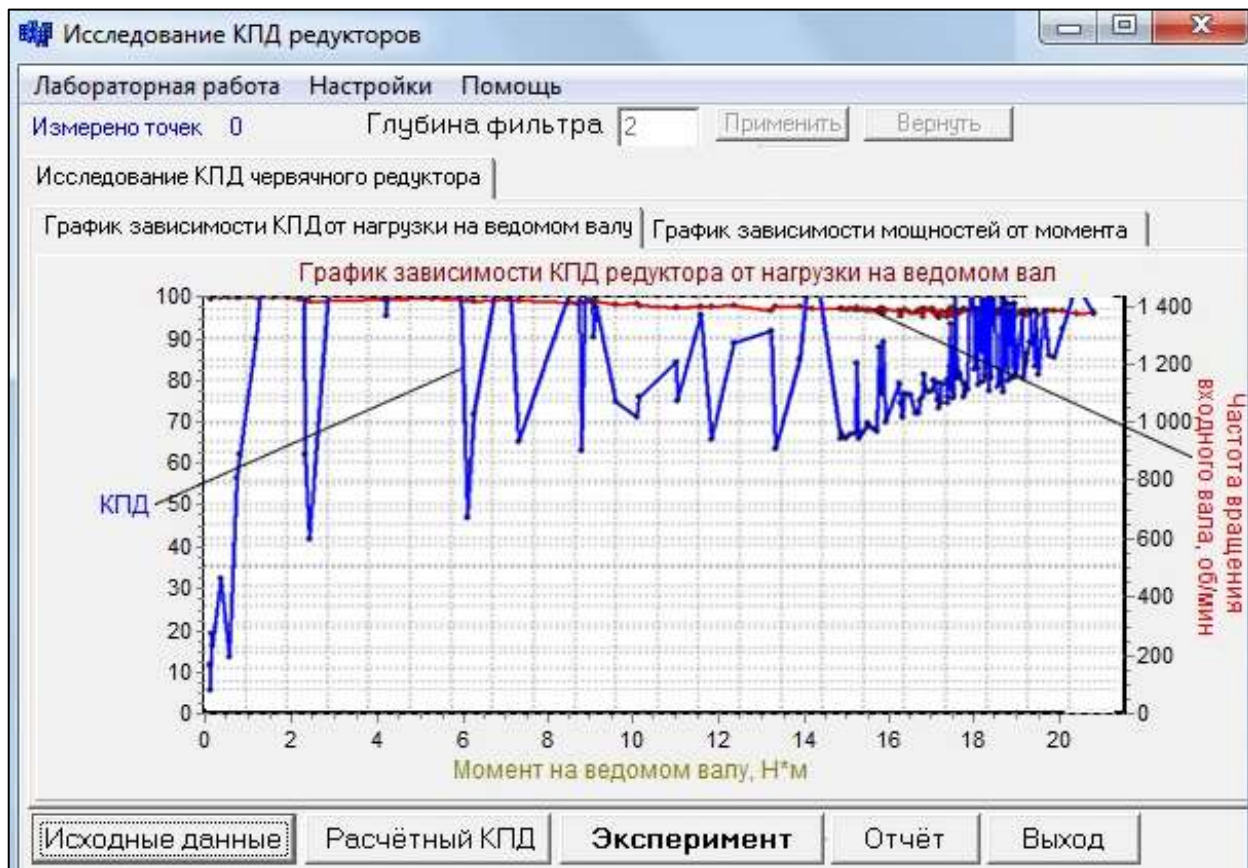


Рис. 4.8. Результаты эксперимента без обработки



Рис. 4.9. Результаты эксперимента в виде графиков КПД редуктора от нагрузки с применением фильтра

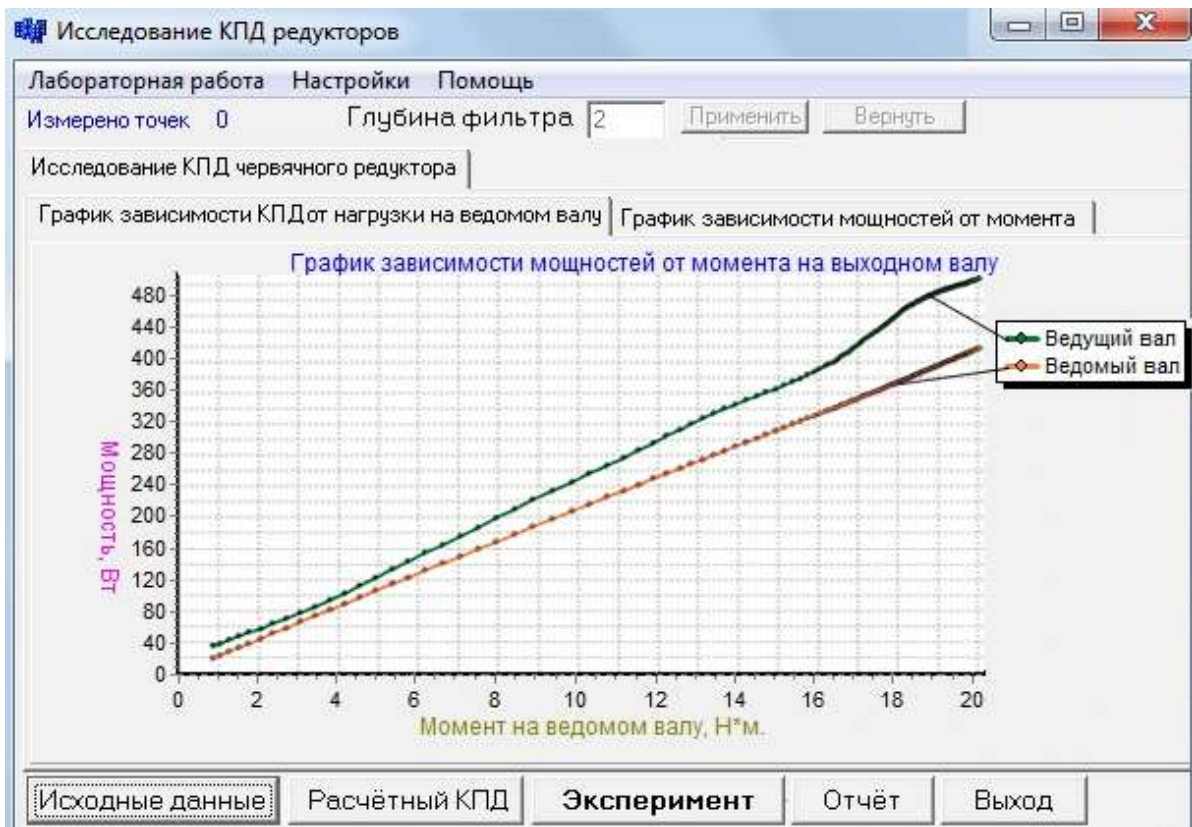


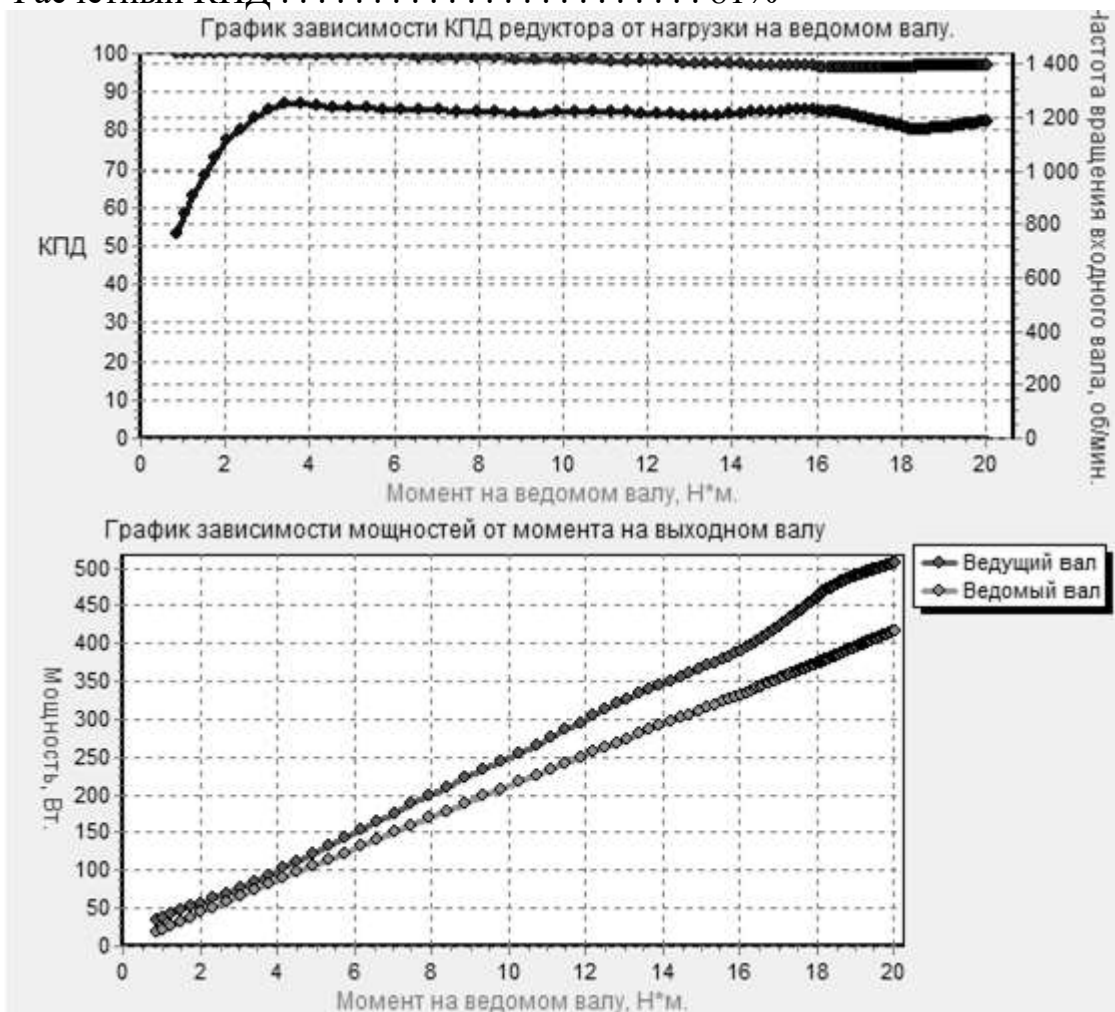
Рис. 4.10. Результаты эксперимента в виде графиков зависимости мощностей от момента с применением фильтра

Студенты:
 Группа:
 Факультет:
 Преподаватель:

ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:
"Исследование КПД червячного редуктора"

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Типоразмер 28
 Номинальный вращающий момент на тихоходном валу, Н · м 15
 Передаточное отношение редуктора 7
 Межосевое расстояние, мм 28
 Частота вращения быстроходного вала редуктора, об/мин 1410
 Модуль зацепления, мм 2,5
 Коэффициент смещения инструмента 0,2
 Число зубьев червячного колеса 28
 Число заходов червяка 4
 Коэффициент диаметра червяка 10
 Расчетный КПД 81%



Выводы:

Рис. 4.11. Отчет по лабораторной работе

Вопросы для самоконтроля.

1. Чем вызвана необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и исполнительным элементом машины?
2. Какие передачи называются редукторными, а какие мультипликаторными?
3. От чего зависит число ступеней редуктора?
4. Что такое передаточное число, как оно определяется для передачи и для редуктора?
5. Перечислите детали и узлы, из которых состоит цилиндрический редуктор. Каково их назначение?
6. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач?
7. Как изменяются от ведущего к ведомому валу такие характеристики передачи, как мощность, вращающий момент и частота вращения?
8. В каких случаях применяют конические зубчатые передачи?
9. Передачи каких степеней точности применяют в общем машиностроении? Какими нормами характеризуют степень точности зубчатых передач?
10. Какие оси валов в передачах называются скрещивающимися?
11. Приведите формулы, по которым можно определить КПД редуктора.
12. Назовите основные причины потери мощности в редукторе.
13. Как изменяется КПД редуктора с увеличением числа его ступеней?
14. Как будет изменяться КПД редуктора при уменьшении нагрузки на ведомом валу редуктора?
15. Чему равно значение КПД редуктора при нагрузке на ведомом валу редуктора равной нулю? Почему?
16. Каковы достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми цилиндрическими?

5. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

5.1. ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники скольжения – это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях скольжения поверхности вала по поверхности подшипника.

Подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей и смазывающих устройств. В простейшем виде подшипник скольжения (рис. 5.1) представляет собой вкладыш (втулку) 1, который с зазором устанавливают на цапфу вала и закрепляют в корпусе подшипника, или чаще всего непосредственно в станине или раме машины.

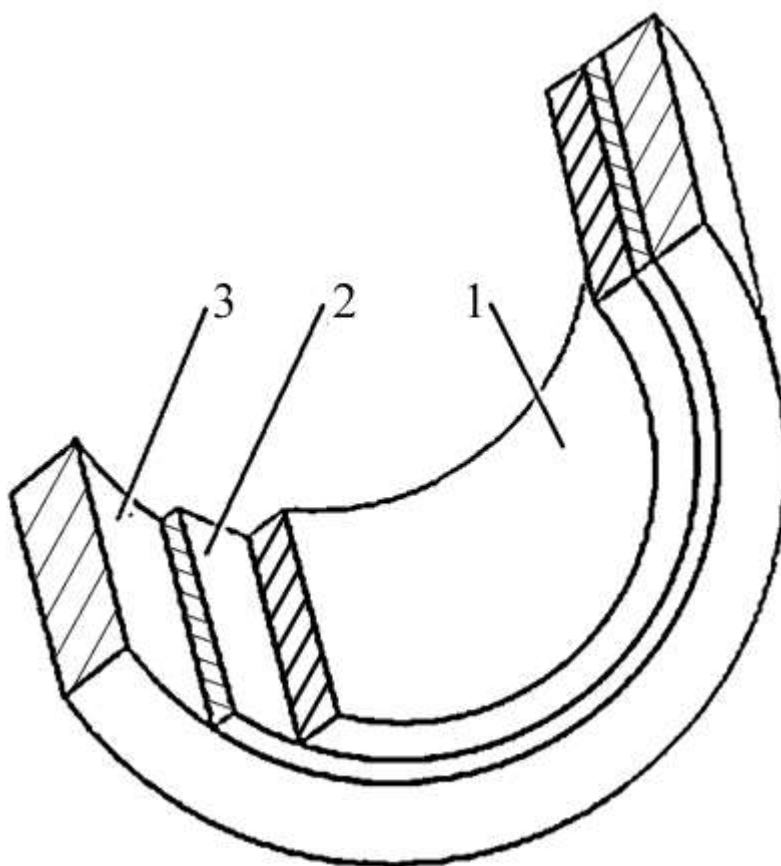


Рис. 5.1. Основные элементы подшипника скольжения:

- 1 – вкладыш из антифрикционного материала; 2 – демпфирующая подложка;
3 – корпус подшипника или машины

Несущую способность подшипника обеспечивает применение смазочного материала (жидкого, газообразного, пластичного).

Форма рабочей поверхности подшипника скольжения так же, как и форма цапфы вала, может быть (рис. 5.2): цилиндрическая, а); плоская, б); коническая, в); сферическая, г).

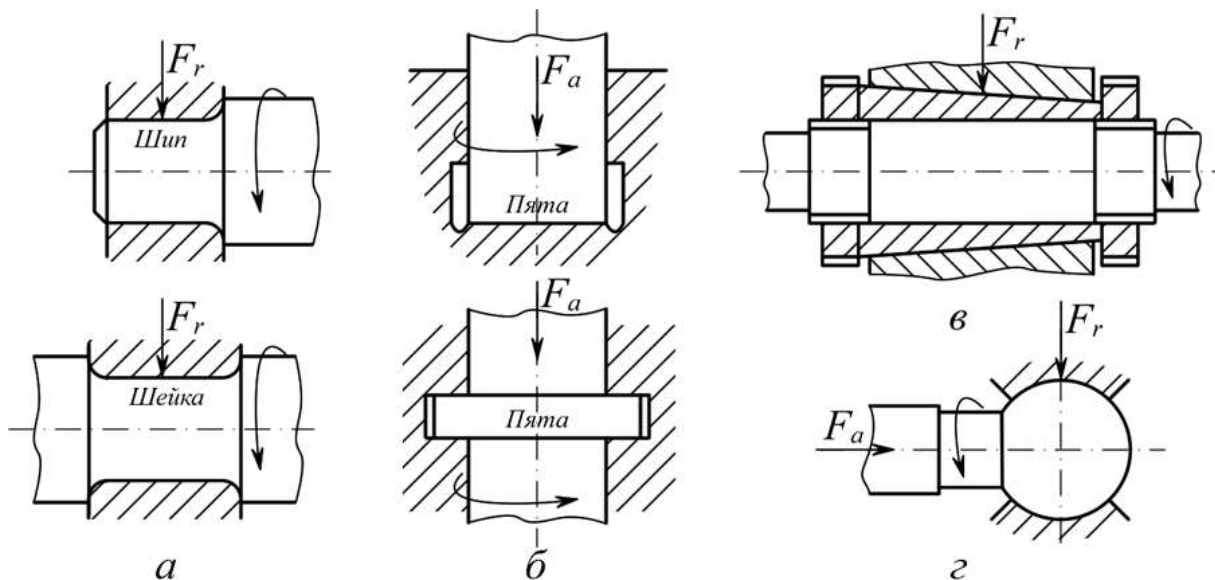


Рис. 5.2. Форма рабочей поверхности подшипника:

- а* – цилиндрическая; *б* – плоская;
в – коническая; *г* – сферическая

Для фиксирования вала в осевом направлении его изготавливают ступенчатым с галтелями, а кромки подшипника закругляют. Подшипники с конической поверхностью (рис. 5.2, *в*) применяют редко. Их используют при небольших нагрузках в тех случаях, когда необходимо систематически устранять зазор от износа подшипника с целью сохранения точности в работе механизма. Также редко применяют и сферические подшипники. Эти подшипники допускают перекося оси вала, т. е. имеют способность самоустанавливаться. Их применяют преимущественно как шарниры в подъемных механизмах с периодическим поворотом в пределах ограниченных углов.

Основными требованиями, предъявляемыми к материалу вкладыша, являются:

- малый коэффициент трения в паре с валом;
- износоустойчивость;
- прирабатываемость;
- смачиваемость маслом;
- теплопроводность.

Вкладыши подшипников скольжения бывают металлические, металло-керамические и неметаллические.

Достоинства подшипников скольжения:

- повышенная долговечность в высокоскоростных механизмах;
- хорошо воспринимают вибрационные и ударные нагрузки;

- работают бесшумно;
- имеют сравнительно малые радиальные размеры;
- допускают установку на шейке коленчатого вала.

Недостатки:

- в процессе работы требуют постоянного контроля за состоянием смазочного материала и возможностью перегрева;
- имеют сравнительно большие осевые размеры;
- имеют значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке;
- требуют большого расхода смазочного материала, его очистки и охлаждения.

Подшипники скольжения используются:

- 1) как разъемные подшипники, необходимые по условиям сборки (например, для коленчатых валов);
- 2) высокоскоростные подшипники ($V > 30$ м/с);
- 3) подшипники прецизионных машин, от которых требуется особенно точное направление валов и возможность регулирования зазоров;
- 4) подшипники, работающие в особых условиях (вода, агрессивная среда и т. п.);
- 5) подшипники недорогих тихоходных механизмов.

По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения разделяют на *радиальные*, предназначенные для восприятия нагрузок, перпендикулярных к оси вала, и *упорные* для восприятия осевых нагрузок. Также применяют *совмещенные опоры* при совместном действии радиальных и относительно небольших осевых нагрузок, в которых осевые нагрузки воспринимаются торцами вкладышей.

Работа подшипника сопровождается износом вкладыша и цапфы, что нарушает правильную работу механизма и самого подшипника. Интенсивность износа, связанная также с работой трения, определяет долговечность подшипника.

При действии переменных нагрузок (например, в поршневых двигателях) поверхность вкладыша может выкрашиваться вследствие усталости. Выкрашивание от усталости наблюдается сравнительно редко и присуще подшипникам, работающим практически без износа.

В случае действия больших кратковременных перегрузок ударного характера вкладыши подшипников могут хрупко разрушаться. Хрупкому

разрушению подвергаются непрочные антифрикционные материалы, такие как баббиты и некоторые пластмассы.

Обязательным условием работы подшипника скольжения является наличие масляного слоя между трущимися поверхностями, для образования которого в посадке должен обеспечиваться гарантированный зазор. В подшипниках имеет место жидкостное, полужидкостное и граничное трение.

Наименьшие потери ($f = 0,001 \dots 0,003$) и наименьший износ наблюдаются при жидкостном трении. При нем потери определяются коэффициентом трения f в потоке жидкости, надежно разделяющем трущиеся поверхности.

Граничное трение характеризуется очень тонким слоем смазки (менее 0,1 мкм), разделяющим трущиеся поверхности. Пограничный тонкий слой смазки обладает особыми свойствами, зависящими от природы и состояния трущихся поверхностей, и образует устойчивые пленки на поверхностях деталей.

Жидкостное трение возникает лишь в специальных подшипниках при соблюдении определенных условий. Большинство подшипников скольжения работает в условиях полужидкостного трения, а в периоды пуска и остановки – в условиях граничного трения.

Подшипники скольжения могут выйти из строя по следующим причинам:

- абразивного износа, являющегося результатом работы подшипников скольжения в условиях граничного (полупускового) трения, а также следствием попадания со смазкой абразивных частиц;
- задира или заедания, возникающих при перегреве из-за понижения вязкости масла (масляная пленка местами разрывается, образуется металлический контакт с температурными пиками);
- усталостного выкрашивания поверхности;
- коррозии рабочих поверхностей.

Критерии работоспособности подшипников в условиях несовершенной смазки (граничная и полужидкостная) – износостойкость и сопротивление заеданию.

Для жидкостного трения таким критерием является сохранение минимальной толщины масляного слоя при заданных режимах работы (угловая скорость, удельное давление, температура и вязкость масла).

Для обеспечения между трущимися поверхностями масляного слоя достаточной толщины в нем необходимо создание избыточного давления,

которое возникает в слое жидкости за счет вращения вала, – режим гидродинамической смазки. Гидродинамическую смазку в подшипниках можно обеспечить в очень широком диапазоне условий работы, кроме очень малых скоростей. Скорость скольжения определяется по следующей зависимости:

$$V = \frac{\pi \cdot d_B \cdot n}{60}, \quad (5.1)$$

где d_B – диаметр вала, мм;

n – скорость вращения вала, об/мин.

При низких скоростях вращения может возникать смешанный режим жидкостного и сухого трения, когда микронеровности не полностью разделены масляным слоем.

В случае режима сухого трения возможен аналитический расчет момента трения. Расчетная схема показана на рис. 5.3.

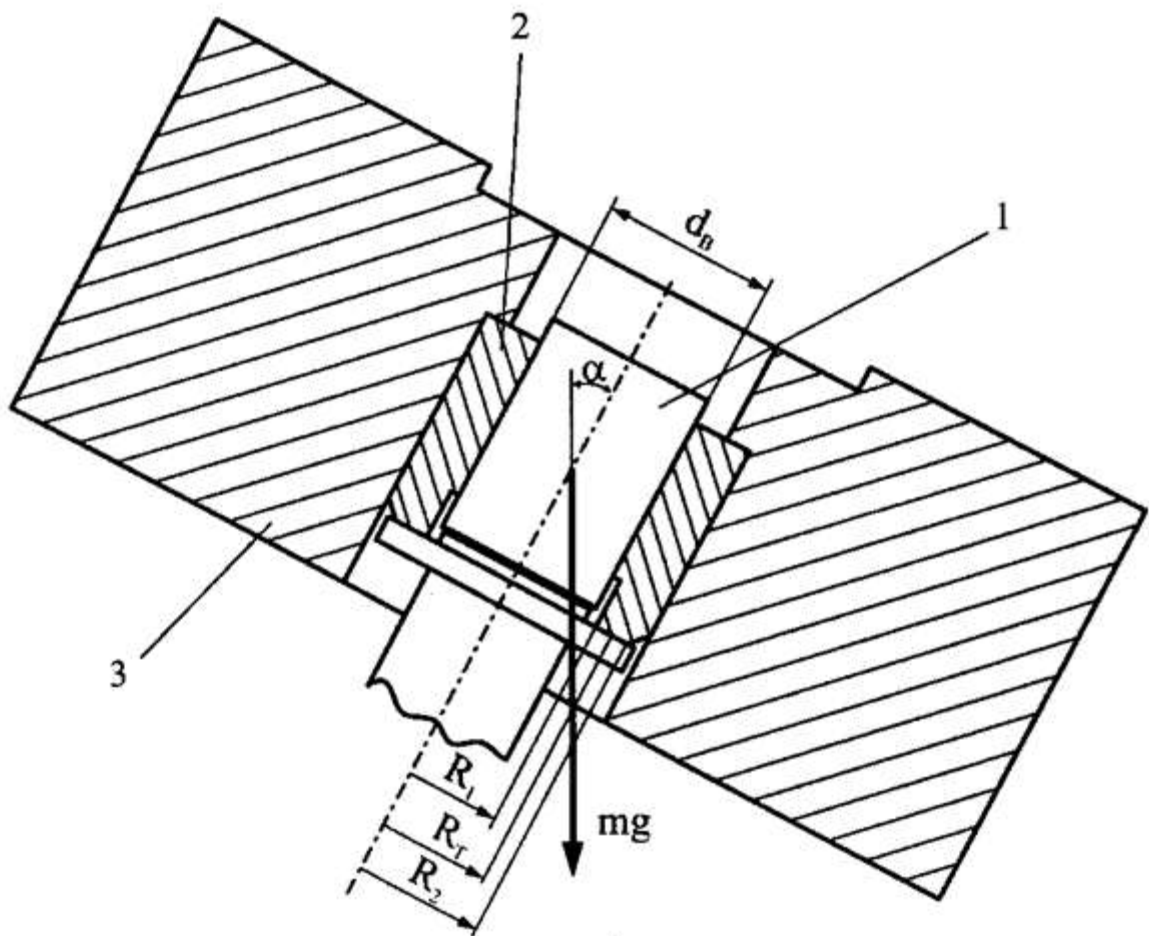


Рис. 5.3. Расчетная схема: 1 – вал; 2 – втулка подшипника; 3 – груз

Пусть вал, наклоненный к вертикали под углом α , вращается во втулке подшипника, запрессованного в груз массой m , тогда радиальная нагрузка на подшипник $F_P = m \cdot g \cdot \sin \alpha$, осевая $F_O = m \cdot g \cdot \cos \alpha$.

Суммарный момент трения от радиальной и осевой нагрузок может быть вычислен как:

$$M_{TP} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot f_P \cdot \frac{d_B}{2} + mg \cdot \cos \alpha \cdot f_T \cdot R_T, \quad (5.2)$$

где f_P – коэффициент трения на радиальной поверхности, f_T – коэффициент трения на торцевой поверхности; R_T – радиус приложения равнодействующей сил трения по торцевой поверхности подшипника.

В общем случае величина R_T может изменяться от R_1 до R_2 в зависимости от распределения контактного давления по поверхности торца подшипника. Для равномерного распределения контактного давления

$$R_T = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_1^2 + R_1 R_2 + R_2^2}{R_1 + R_2}, \quad (5.3)$$

В случае смешанного трения коэффициент трения будет зависеть от скорости скольжения, т.е. формула (5.2) будет справедлива при постоянной скорости скольжения.

Исходные данные для расчетов – материалов и размеры антифрикционных втулок:

капролон $d_B = 20$ мм, $R_1 = 11$ мм, $R_2 = 5$ мм;

капролон $d_B = 40$ мм, $R_1 = 21$ мм, $R_2 = 25$ мм;

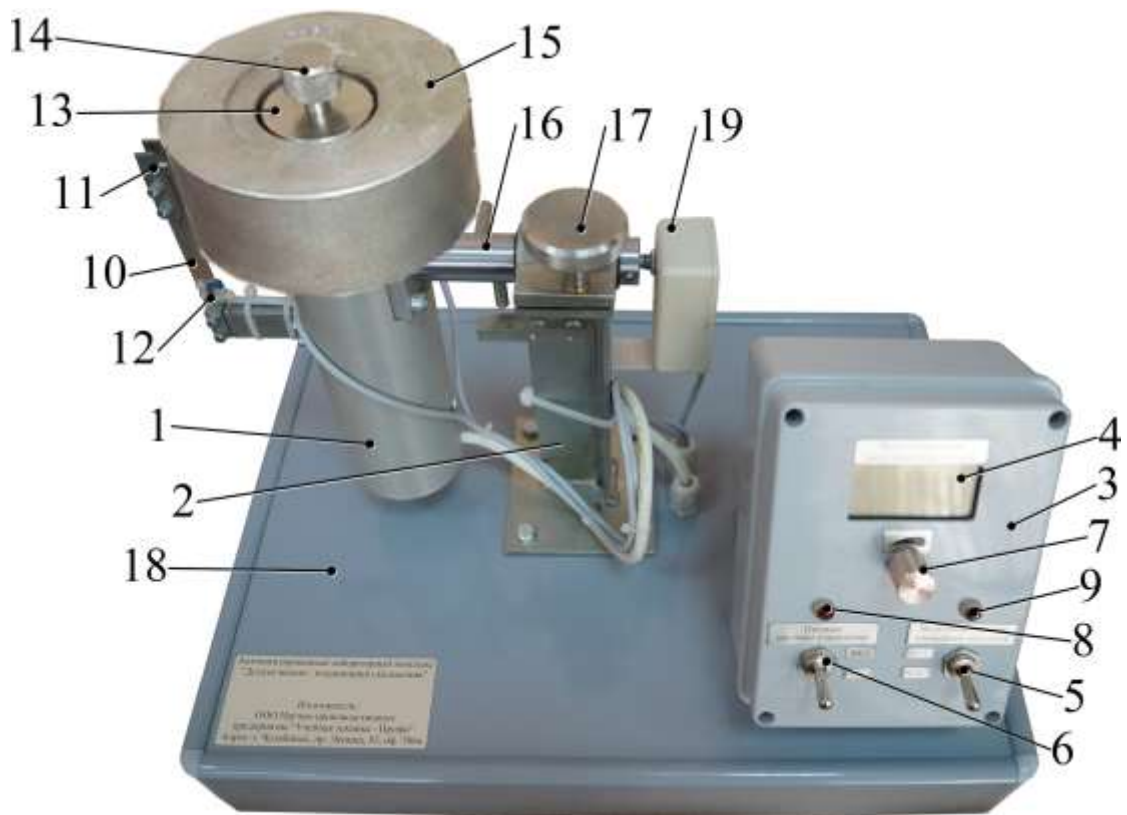
бронза $d_B = 20$ мм, $R_1 = 11$ мм, $R_2 = 15$ мм;

бронза $d_B = 20$ мм, $R_1 = 21$ мм, $R_2 = 25$ мм.

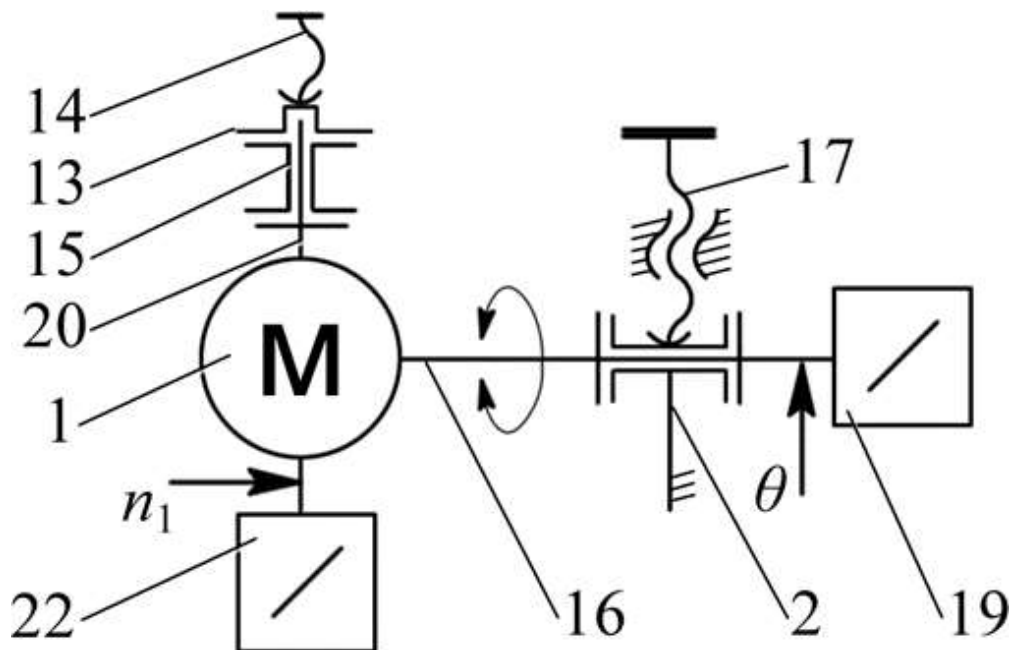
Массы указаны на грузах в граммах.

5.2. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Лабораторный стенд и его кинематическая схема представлены на рис. 5.4 и рис. 5.5.



a



б

Рис. 5.4. Лабораторный стенд: *a* – общий вид; *б*) – кинематическая схема



Рис. 5.5. Приводной вал (справа) и переходная втулка (слева)

Установка содержит

- мотор-редуктор 1;
- кронштейн 2;
- пульт управления, в который входит
 - блок 3 с электронным модулем сбора данных и управления стан-
дом;
 - цифровое табло 4, индицирующее текущую частоту вращения;
 - тумблер 5 включения питания электродвигателя;
 - тумблер 6 включения системы управления станда;
 - рукоятка 7 потенциометра частоты вращения вала
электродвигателя;
 - светодиод 8 индикации включения питания электродвигателя;
 - светодиод 9 индикации включения системы управления станда;
- балку 10, работающую на изгиб;
- вилку 11 измерительную;
- тензодатчик 12 для определения момента трения;
- ограничительную шайбу 13;
- винт 14 для фиксации ограничительной шайбы на валу;
- грузы 15 с запрессованными вкладышами подшипников;
- поворотный крепежный стержень 16;
- винт 17 клеммы;
- раму 18;
- датчик 19 угла наклона оси вращения;
- приводной вал 20;
- переходную втулку 21;
- датчик оборотов 22 электродвигателя (установлен внутри корпуса).

Принцип работы

Мотор-редуктор 1 вращает приводной вал 20, на термически упрочненных и шлифованных поверхностях скольжения которого нанесена жидкая смазка (машинное масло). Вращаясь, приводной вал 20 взаимодействует с внутренней поверхностью вкладыша подшипника груза 15. Рычаг груза выполнен так, что помещается в измерительной вилке 11, которая закреплена на балке 10. От возникающего момента трения между втулкой подшипника и валом груз 15 поворачивается и выполненным на грузе рычагом изгибает балку 10. Установленный на балке тензодатчик 12 измеряет деформацию балки для определения момента трения.

При установке переходной втулки 21 на приводной вал 20 появляется возможность испытывать подшипники больших диаметров, которые запрессованы в грузах 15.

Ослабив винт 17 клеммового соединения можно установить угол наклона мотор-редуктора 1 относительно оси поворотного крепежного стержня 16. Угловое положение мотор-редуктора 1 меняется от вертикального до горизонтального. При этом угол наклона контролируется по датчику поворота 19.

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

Описание программного обеспечения

Лабораторные работы выполняются с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программного обеспечения (рис. 5.6).

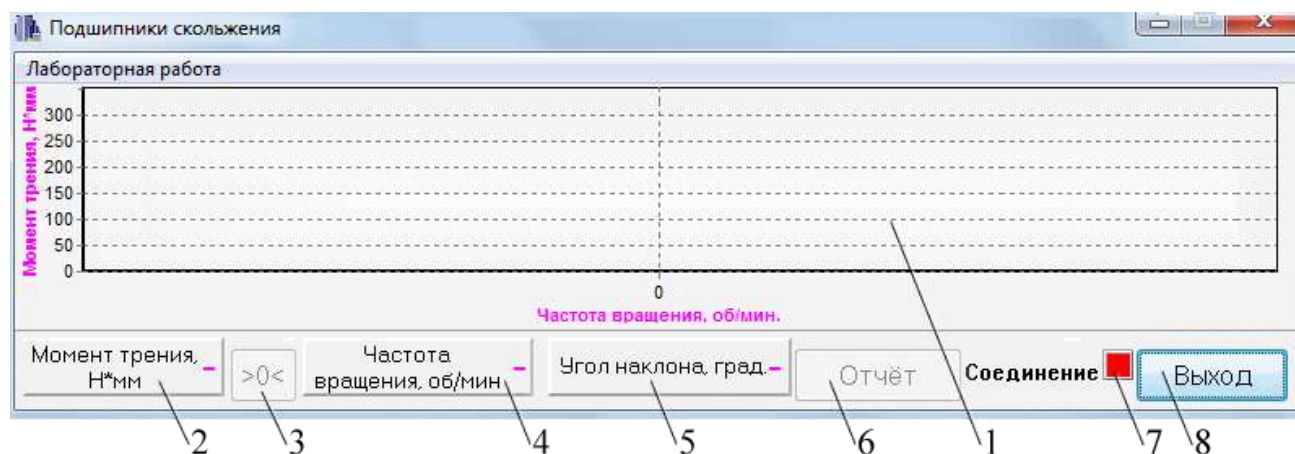


Рис. 5.6. Рабочее окно программы

На рис. 5.6 показаны: 1 – область построения графиков; 2 – текущие значения момента трения в подшипнике скольжения; 3 – кнопка балансировки датчика измерения момента; 4 – частота вращения вала; 5 – угол наклона оси вращения вала; 6 – кнопка «Отчет»; 7 – значок «Соединение»; 8 – кнопка «Выход».

ТРЕБОВАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ:

- перед началом работы, обучаемые должны быть ознакомлены преподавателем с устройством стенда, принципом работы и требованиями безопасности;
- включение лабораторных установок и аппаратуры производить только в присутствии преподавателя или учебного мастера;
- при включении установки в сеть убедиться в том, что все кнопки панели управления находятся в положении выключено;
- перед запуском электродвигателя убедиться в том, что все элементы хорошо закреплены, и валы вращаются без ощутимых заеданий;
- перед включением испытательного оборудования убедиться в правильности сборки, установки и закрепления лабораторных приспособлений и устройств.

ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- эксплуатировать стенд при повреждении внешних элементов установки, кабеля питания и ненадежном контакте в электрической розетке;
- прикасаться к вращающимся деталям во время работы;
- при работе располагать посторонние предметы вблизи и между подвижными элементами стенда.

5.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА СИЛ ТРЕНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ МАТЕРИАЛА И РАЗМЕРОВ ПОДШИПНИКОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СКОРОСТЯХ ВРАЩЕНИЯ

Цель работы.

Экспериментально определить зависимости момента и коэффициента трения от частоты вращения вала.

В результате выполнения работы студент должен *знать*:

- конструкцию и принцип работы подшипника скольжения;

- виды трения в подшипниках скольжения;
- режимы смазки в подшипниках скольжения;

уметь:

- проводить испытания подшипников скольжения;
- анализировать изменение момента сил трения в зависимости от скорости вращения вала;
- определять коэффициенты трения при различных скоростях вращения вала.

⌚ **40–55 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **5–7 мин.** Подготовительная работа.

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

1.1. Запустить программу управления стендом «Подшипники скольжения».

1.2. Включить электропитание стенда тумблером 6 «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» (поз. 7 на рис. 5.6) должен сменить цвет с красного на зеленый.

2. Установить ось вращения вала в вертикальном положении.

2.1. Для изменения наклона оси вращения следует, придерживая мотор-редуктор 1 рукой, ослабить винт 17 клеммы и повернуть мотор-редуктор, установив его в необходимое положение, после чего затянуть винт 17 клеммы.

2.2. Произвести балансировку датчика измерения момента, нажав кнопку «>0<» в программе (поз. 3 на рис. 5.6).

2.3. Нанести на трущиеся поверхности вала 20 и втулки подшипника небольшое количество машинного масла.

3. Установить подшипники на вал

3.1. Установить груз 15 с **бронзовой** втулкой диаметром **20 мм** подшипника скольжения на вал 20 так, чтобы рычаг груза находился в измерительной вилке 11, установленной на балке 10.

3.2. Установить на вал соответствующую ограничительную шайбу 13, совместив ее выступ с пазом на валу. Зафиксировать шайбу 13 на валу 20 винтом 14 (рис. 5.7).

3.3. Установить ось вращения вала в горизонтальном положении (см. пункт 2.1).



Рис. 5.7. Установка груза

⌚ **2–3 мин.**

4. Проведение испытаний.

4.1. Установить минимальную скорость вращения вала, вращая регулировочную рукоятку 7 в направлении против хода часовой стрелки.

4.2. Включить тумблер 5 электропитания привода вала, при этом должен включиться красный светодиод 8.

4.3. Плавно увеличить частоту вращения вала, вращая рукоятку 7 в направлении по ходу часовой стрелки, до максимума.

В процессе эксперимента на экране компьютера отображаются текущие значения момента трения в подшипнике скольжения и частота вращения вала и строится график зависимости момента трения от частоты вращения.

4.4. После достижения максимального значения частоты вращения вала выключить тумблер 5 вращения вала.

4.5. Сохранить полученные программой данные с помощью кнопки «Отчет». Сбросить полученные программой данные через меню «Лабораторная работа» – «Сброс».

⌚ **20–30 мин.**

5. Установить ось вращения вала в вертикальном положении (пункту 2.1).

5.1. Снять груз с вала 20, проводя действия по пункту 3.2 в обратном порядке.

5.2. Установить груз с **капролоновой** втулкой диаметром **20 мм** подшипника скольжения на вал 20.

5.3. Установить на вал соответствующую ограничительную шайбу 13, совместив выступ в ней с пазом на валу. Зафиксировать шайбу 13 на валу 20 винтом 14 (см. рис. 5.7).

5.4. Установить ось вращения вала в горизонтальном положении (пункту 2.1).

5.5. Повторить действия по пункту 4–4.5.

6. Установить ось вращения вала в вертикальном положении (пункту 2.1)

6.1. Снять груз с вала 20, проводя действия по пункту 3.2 в обратном порядке.

6.2. Установить на вал 20 переходную втулку 21. При установке переходной втулки, перед установкой груза необходимо совместить ее паз с пазом на валу (рис. 5.8).

Установить груз с **бронзовой** втулкой диаметром **40 мм** подшипника скольжения на переходную втулку 21 установленную на валу 20.

6.3. Установить на вал соответствующую ограничительную шайбу 13, совместив выступ в ней с пазом на валу. Зафиксировать шайбу 13 на валу 20 винтом 14 (см. рис. 5.7).

6.4. Установить ось вращения вала в горизонтальном положении (см. пункт 2.1).

6.5. Повторить действия по пунктом 4–4.5.

7. Установить ось вращения вала в вертикальном положении (см. пункт 2.1).

7.1. Снять груз с переходной втулки 21, установленной на валу 20, проводя действия по пункту 3.2 в обратном порядке.

7.2. Установить груз с **капролоновой** втулкой диаметром **40 мм** подшипника скольжения на переходную втулку 21, установленную на валу 20.

7.3. Установить на вал соответствующую ограничительную шайбу 13, совместив выступ в ней с пазом на валу. Зафиксировать шайбу 13 на валу 20 винтом 14 (см. рис. 5.7).

7.4. Установить ось вращения вала в горизонтальном положении (см. пункт 2.1).

7.5. Повторить действия по пунктам 4.1–4.5.

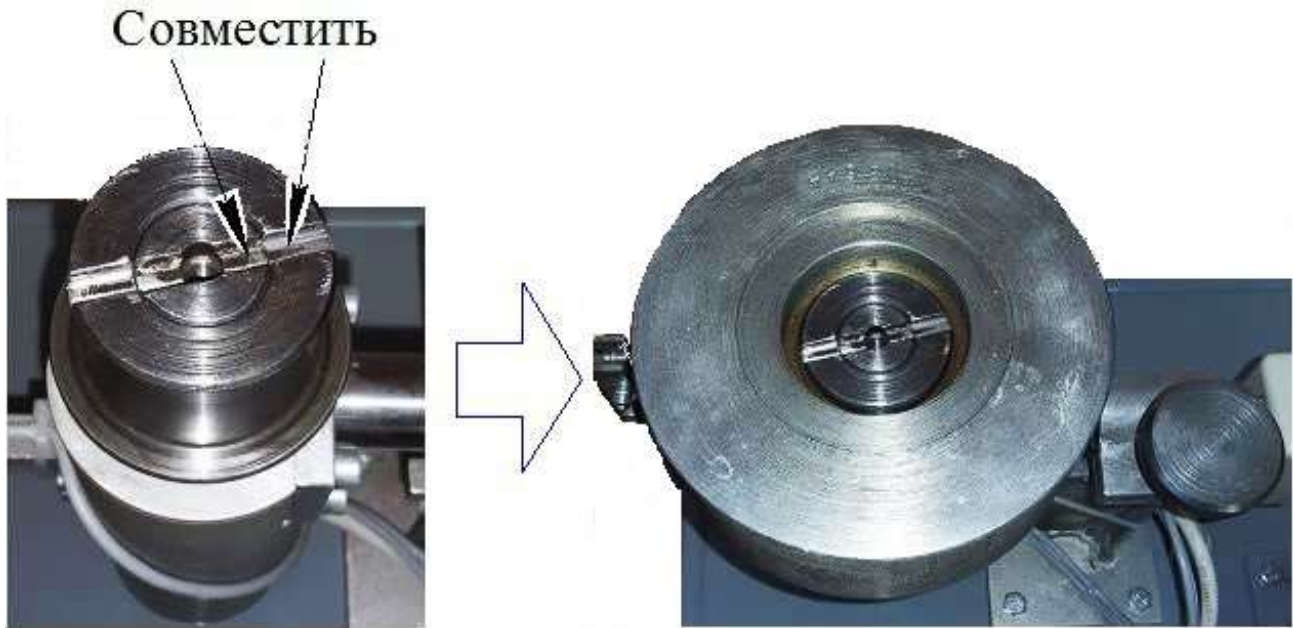


Рис. 5.8. Установка переходной втулки

⊕ 13-15 мин.

8. Вычислить по формуле (5.2) значение коэффициентов трения для различных материалов, диаметров подшипниковых втулок и скоростей вращения 40 об/мин и 120 об/мин, занести полученные данные в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Протокол измерений

Материал втулки подшипника	Диаметр подшипника, мм	Скорость вращения вала, об/мин	Момент сил трения, Н·мм	Коэффициент трения

Студенты:
 Группа:
 Факультет:
 Преподаватель:

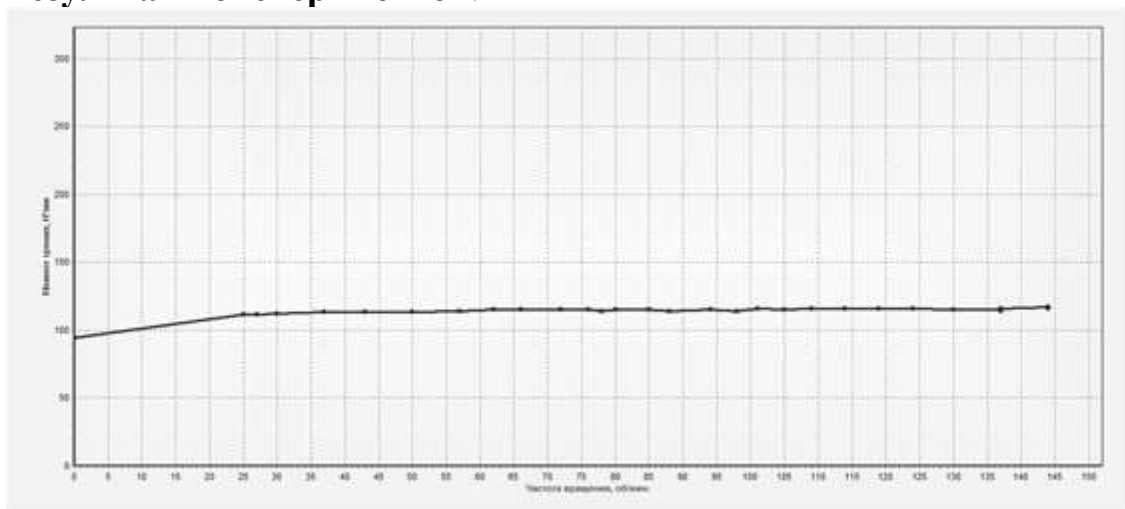
ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:

" Определение момента сил трения в зависимости от материала и размеров подшипников при различных скоростях вращения вала "

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ для расчетов:

капролон $d_B = 20$ мм, $R_1 = 11$ мм, $R_2 = 5$ мм;
 капролон $d_B = 40$ мм, $R_1 = 21$ мм, $R_2 = 25$ мм;
 бронза $d_B = 20$ мм, $R_1 = 11$ мм, $R_2 = 15$ мм;
 бронза $d_B = 20$ мм, $R_1 = 21$ мм, $R_2 = 25$ мм.

Результаты экспериментов:



Угол наклона 46 градусов

Зависимость момента трения от частоты вращения:

Момент трения, Н·мм Частота вращения, об/мин.

112,32	30
113,18	50
114,91	80
114,91	130
115,78	144

Материал втулки подшипника	Диаметр подшипника, мм	Скорость вращения вала, об/мин	Момент сил трения, Н·мм	Коэффициент трения

Выводы:

Рис. 5.9. Отчет по лабораторной работе

5.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ МОМЕНТА СИЛ ТРЕНИЯ ОТ ВИДА НАГРУЗКИ

Цель работы

Экспериментально определить зависимость момента трения от величины радиальной и осевой нагрузок на подшипник.

В результате выполнения работы студент должен *знать*:

- конструкцию и принцип работы подшипника скольжения;
- виды трения в подшипниках скольжения;
- режимы смазки в подшипниках скольжения;

должен уметь:

- проводить испытания подшипника скольжения;
- анализировать изменение момента сил трения в зависимости от величины радиальной и осевой нагрузок на подшипник;
- определять значения коэффициентов трения f_p, f_T при различных значениях момента сил трения.

⌚ **40–50 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **5–7 мин.** Подготовительная работа.

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

1.1. Запустить программу управления стендом «Подшипники скольжения».

1.2. Включить электропитание стенда тумблером 6 «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» (поз. 7 на рис. 5.6) должен сменить цвет с красного на зеленый.

2. Установить ось вращения вала в вертикальном положении.

2.1. Для изменения наклона оси вращения следует придерживая мотор-редуктор 1 рукой, ослабить винт 17 клеммы и повернуть мотор-редуктор, установив его в необходимое положение, после чего затянуть винт 17 клеммы.

2.2. Произвести балансировку датчика измерения момента нажав кнопку «>0<» в программе (поз. 3 на рис. 5.6).

2.3. Нанести на трущиеся поверхности вала 20 и втулки подшипника небольшое количество машинного масла.

3.1. Установить груз 15 с бронзовой или капролоновой втулкой (по заданию преподавателя) диаметром 20 мм подшипника скольжения на вал 20

так, чтобы рычаг груза находился в измерительной вилке 11 установленной на балке 10.

Для установки втулки диаметром 40 мм, сначала установить на вал 20 переходную втулку 21. При установке переходной втулки, перед установкой груза, необходимо совместить ее паз с пазом на валу (рис. 5.8).

3.2. Установить на вал соответствующую ограничительную шайбу 13, совместив ее выступ с пазом на валу. Зафиксировать шайбу 13 на валу 20 винтом 14 (см. рис. 5.7).

⌚ **25–30 мин.**

4. Проведение испытаний.

4.1. Установить минимальную скорость вращения вала, вращая регулировочную рукоятку 7 в направлении «против часовой стрелки».

4.2. Включить тумблер 5 электропитания привода вала, при этом должен включиться красный светодиод 8.

4.3. Установить обороты вращения вала равными 120 ± 5 об/мин плавно вращая рукоятку 7 в направлении «по ходу часовой стрелки».

В процессе эксперимента на экране компьютера отображаются текущие значения момента трения в подшипнике скольжения и частота вращения вала и строится график зависимости момента трения от частоты вращения.

4.4. Записать значение угла наклона оси и момента трения в табл. 5.2.

4.5. Выключить тумблер 5 вращения вала.

4.6. Увеличить угол наклона оси вращения θ на 15° .

5. Повторить действия по пунктам 4–4.6 до тех пор, пока угол наклона оси вращения θ не станет равным 90° (горизонтальное положение вала).

⌚ **10–13 мин.**

6. Построить график зависимости момента сил трения от угла наклона оси вращения.

7. По значениям момента трения для углов наклона 0° , 30° , 90° из формулы (5.2) выразить и найти значения f_p , f_T , R_T .

Таблица 5.2

Протокол измерений

Угол наклона оси вращения θ , $^\circ$	Момент сил трения, Н·мм	Скорость вращения вала, об/мин
15		
30		
45		
60		
75		
90		

Студенты:
 Группа:
 Факультет:
 Преподаватель:

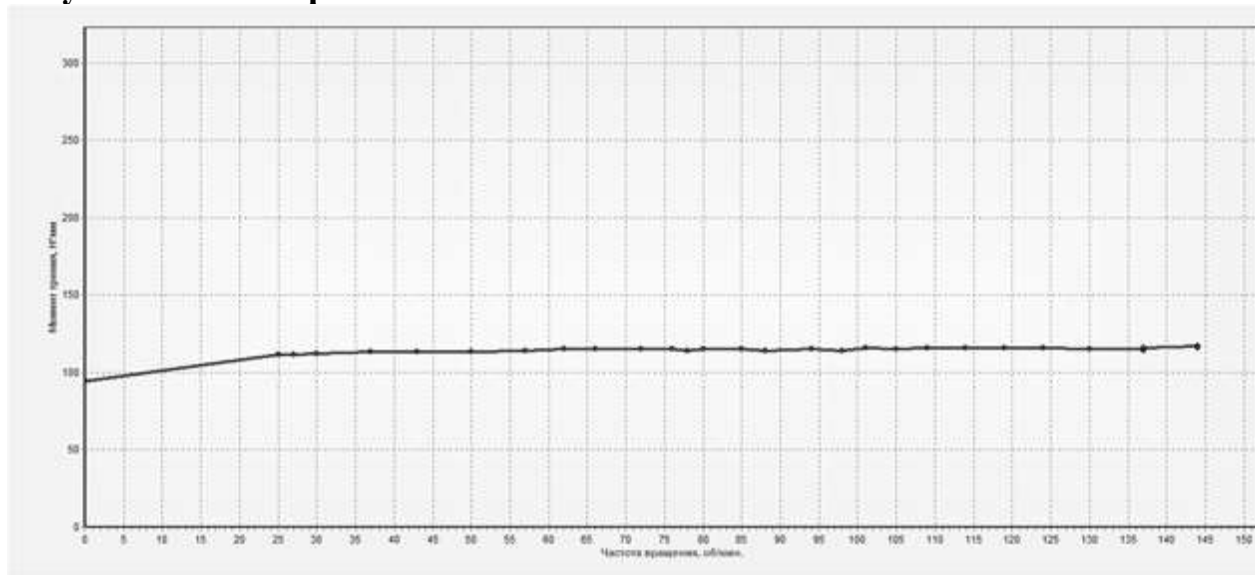
ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:

" Определение зависимости момента сил трения от вида нагрузки "

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ для расчетов:

- капролон $d_B = 20$ мм, $R_1 = 11$ мм, $R_2 = 5$ мм;
- капролон $d_B = 40$ мм, $R_1 = 21$ мм, $R_2 = 25$ мм;
- бронза $d_B = 20$ мм, $R_1 = 11$ мм, $R_2 = 15$ мм;
- бронза $d_B = 20$ мм, $R_1 = 21$ мм, $R_2 = 25$ мм.

Результаты экспериментов:



Угол наклона оси вращения θ , °	Момент сил трения, Н·мм	Скорость вращения вала, об/мин
15		
30		
45		
60		
75		
90		

Выводы:

Рис. 5.10. Отчет по лабораторной работе

Вопросы для самоконтроля

1. Область применения, достоинства и недостатки подшипников скольжения.
2. Как устроены подшипники скольжения? Какие материалы применяют для изготовления вкладышей?
3. Какие различают виды трения в подшипниках скольжения? Какие бывают режимы смазки в подшипниках скольжения?
4. От чего зависят коэффициенты трения f_p , f_T в подшипниках скольжения?
5. Опишите конструкцию экспериментальной установки.
6. Причины выходы из строя подшипников скольжения.
7. Порядок выполнения работы при исследовании зависимости момента сил трения от частоты вращения, величины нагрузки, материала пар трения, размера подшипника и угла наклона оси вращения.

6. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Цепная передача содержит ведущую звездочку 1 и ведомую звездочку 2, охватываемые цепью 3, которая зацепляется за их зубья (рис. 6.1). Она предназначена для передачи вращающего момента в кинематической цепи, как правило, с изменением частоты вращения и вращающего момента. Вращающий момент передается за счет зацепления цепи и звездочек. Ветвь цепи, набегаящая на ведущую звездочку, называется *ведущей*, сбегаящая – *холостой*.

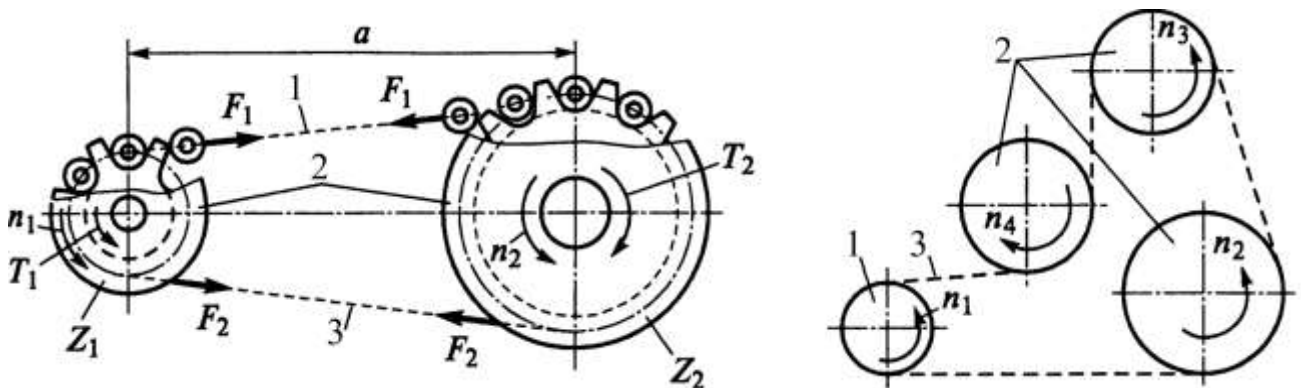


Рис. 6.1. Схема цепной передачи

Принцип зацепления, а не трения, а также повышенная прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяют передавать цепью при прочих равных условиях большие нагрузки (однако меньшие чем зубчатыми колесами).

Достоинства цепных передач:

- не требует предварительного натяжения цепи;
- малые силы, действующие на валы и опоры;
- передача вращения нескольким звездочкам;
- высокий КПД.

Недостатки:

- неравномерность хода цепи и шум при работе передачи;
- необходимость смазывания;
- ограниченная скорость цепи;
- требуют повышенной точности установки валов.

Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала к

нескольким ведомым валам в тех случаях, когда зубчатые передачи неприменимы, а ременные недостаточно надежны. Наибольшее распространение цепные передачи получили в сельскохозяйственном, транспортном и химическом машиностроении, станкостроении и подъемно-транспортных устройствах.

Цепные передачи могут работать при мощностях $P \leq 5000$ кВт, скоростях цепи $V \leq 35$ м/с, передаточных отношениях $i \leq 10$, межосевых расстояний $a \leq 8$ м.

Подразделяют на приводные и тяговые. В качестве приводных цепей применяют: роликовые, втулочные и зубчатые.

Основные характеристики передачи

– *Мощность* $P = F_t \cdot v$. Современные цепные передачи применяют в диапазоне мощностей от долей до нескольких тысяч киловатт. Наибольшее распространение получили передачи до 100 кВт, так как при больших мощностях прогрессивно возрастает стоимость цепной передачи по сравнению с зубчатой.

– *Скорость цепи* $v = \frac{n \cdot z \cdot t}{60 \cdot 10^3}$, где z – число зубьев звездочки; t – шаг цепи, мм; n – частота вращения звездочки, мин⁻¹.

Скорость цепи и частоты вращения звездочек ограничиваются износом и прочностью тонкостенных деталей шарниров цепи. Кроме того, всегда существует явление неравномерности вращения ведомой звездочки, что вызывает динамические нагрузки, которые также ограничивают скорость цепи определенным критическим значением. *Критической* называется частота вращения, при которой частота возбуждающих сил от взаимодействия цепи со звездочками совпадает с частотой поперечных колебаний цепи, т.е. возникает резонанс:

$$n_{кр} = \frac{30\sqrt{F_t / q}}{z_1 \cdot a}, \quad (6.1)$$

где q – погонная масса цепи, z_1 – число зубьев ведущей звездочки, a – межосевое расстояние.

Практически зона от $0,7n_{кр}$ до $1,3n_{кр}$ не рекомендуется при эксплуатации (при отсутствии упругих опор).

Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи с $v \leq 15$ м/с и $n \leq 500$ мин⁻¹. При быстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора;

– *передаточное отношение* $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$. Максимальное значение передаточного

числа $u = \frac{z_2}{z_1}$ ограничивается дугой обхвата цепью малой звездочки

и числом шарниров, находящихся на этой дуге. Рекомендуется угол обхвата принимать не менее 120°, а число шарниров на дуге обхвата – не менее 5...6. Это условие выполняется при любых межосевых расстояниях a , если $u < 3,5$. Поэтому преимущественно $u \leq 6$;

– *КПД передачи*. Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и в опорах валов. При смазке погружением цепи в масляную ванну учитывают также потери на перемешивание масла. Средний КПД $\eta = 0,96...0,98$;

– *межосевое расстояние*. Минимальное межосевое расстояние ограничивается минимально допустимым зазором между звездочками: $a_{\min} = (d_{a1} + d_{a2})/2 + (30...50)$, где $d_{a1(2)}$ – наружный диаметр звездочки.

Из соображений долговечности цепи на практике рекомендуют принимать $a_{\min} = (30...50)t$. Меньшие величины для малых $i = 1...2$ и большие для больших $i = 6...7$.

Принимая число звеньев цепи L_p уточняют a :

$$a = \frac{t}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи, которое создает нормальные условия зацепления вследствие небольшого натяжения цепи. Поэтому расчетное межосевое расстояние рекомендуют уменьшать примерно на $(0,002...0,004)a$;

– *длина цепи*. Длина цепи, выраженная через шаг цепи, выводится аналогично формуле для длины ремня и является приближенной:

$$L_p = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}.$$

Величину L_p округляют до целого числа звеньев, которое желательно брать четным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев.

Длина цепи увеличивается по мере износа шарниров, поэтому в конструкции должны быть предусмотрены специальные устройства для регулирования провисания цепи. Обычно это достигается перемещением опор одного из валов или установкой специальных натяжных звездочек.

Цепи

Приводные цепи. Основными типами современных приводных цепей являются *шарнирные роликовые, втулочные и зубчатые* цепи. Они стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами. Главными характеристиками цепи являются шаг, ширина и разрушающая нагрузка.

Шаги приводных роликовых и втулочных цепей изменяются в пределах 12,7...103,2 мм. Шаги кратны долям дюйма. Для роликовых цепей при требованиях повышенной точности и прочности шаги выбирают 38,1...50,8 мм, для многорядных цепей число рядов может быть 2...6. Роликовые цепи легкой серии имеют шаги 15,875...50,8 мм. Для мотоциклов, мотороллеров и мопедов используют шаги 12,7 и 15,875 мм. Втулочные цепи, применяемые в мотоциклах, и двухрядные в автомобилях, имеют шаг 9,525 мм. Зубчатые цепи имеют шаги в диапазоне 12,7...31,75 мм.

Роликовая цепь (рис. 6.2), в которой валик 3 запрессован в отверстие внешнего звена 2, а втулка 4 – в отверстие внутреннего звена 1. Втулка 4 на валике 3 и ролик 5 на втулке 4 могут свободно поворачиваться. Зацепление цепи с зубом звездочки 6 происходит через ролик. Применение втулки позволяет распределить нагрузку по всей длине валика и этим уменьшить износ шарниров. Перекатывание ролика по зубу частично заменяет трение скольжения трением качения, что снижает износ зубьев. Кроме того, ролик выравнивает сосредоточенное давление зуба на втулку и тем самым уменьшает ее износ.

Роликовые цепи применяют при окружных скоростях до 20 м/с. Цепи могут быть однорядные (рис. 6.2, а), двухрядные (рис. 6.2, б) и многорядные. Многорядные цепи позволяют увеличивать нагрузку почти пропорционально числу рядов. Их собирают из тех же элементов, только валик проходит через все ряды. Такие цепи применяют при больших нагрузках в сочетании с высокой скоростью. В этих случаях нецелесообразно применять однорядные тяжелые цепи с большим шагом из-за больших динамических нагрузок.

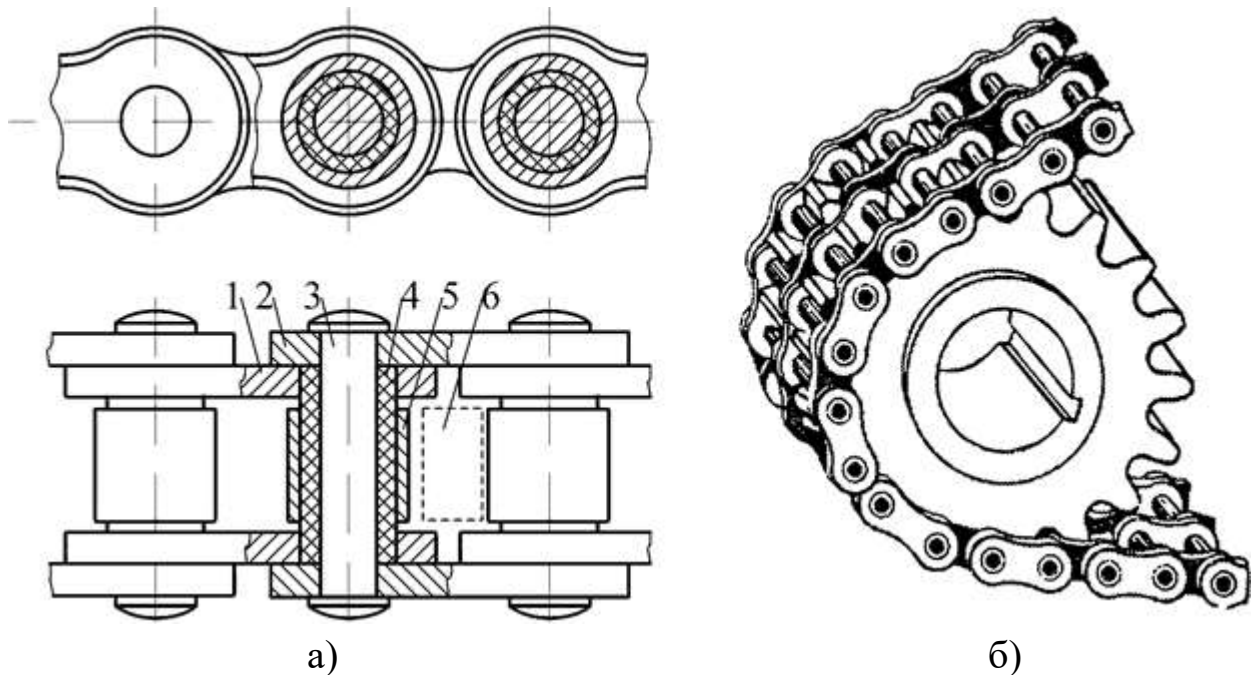


Рис. 6.2. Роликовая цепь: а – однорядная; б – двухрядная

Втулочная цепь по конструкции аналогична роликовой, но у нее нет ролика 5. Вследствие этого снижаются масса и стоимость цепи, но увеличивается износ цепи и звездочек.

Зубчатая цепь (рис. 6.3) состоит из набора пластин с двумя зубообразными выступами. Пластины цепи зацепляются с зубьями звездочки своими торцовыми плоскостями. Угол вклинивания β принят равным 60° . Конструкция зубчатых цепей позволяет изготавливать их широкими и передавать большие нагрузки. Зубчатые цепи работают плавно, с меньшим шумом чем втулочные и роликовые. Их рекомендуют применять при сравнительно высоких скоростях – до 35 м/с. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

Известные зубчатые цепи различают в основном по конструкции шарниров. Совершенствование шарниров направлено на уменьшение износа и потерь на трение. Применяют шарниры скольжения (рис. 6.4, а) и шарниры качения (рис. 6.4, б). В шарнирах скольжения вкладыши 1 и 2 проходят через пластины по всей ширине цепи. При этом вкладыш 1 закреплен в пластинах Б, а вкладыш 2 – в пластинах А. Шарнир допускает поворот пластины в одну или в обе стороны на угол φ_{\max} . Обычно $\varphi_{\max} = 30^\circ$. Величина угла φ_{\max} ограничивает минимальное число зубьев звездочки по условию $z_{\min} = 360^\circ/\varphi_{\max} = 12$.

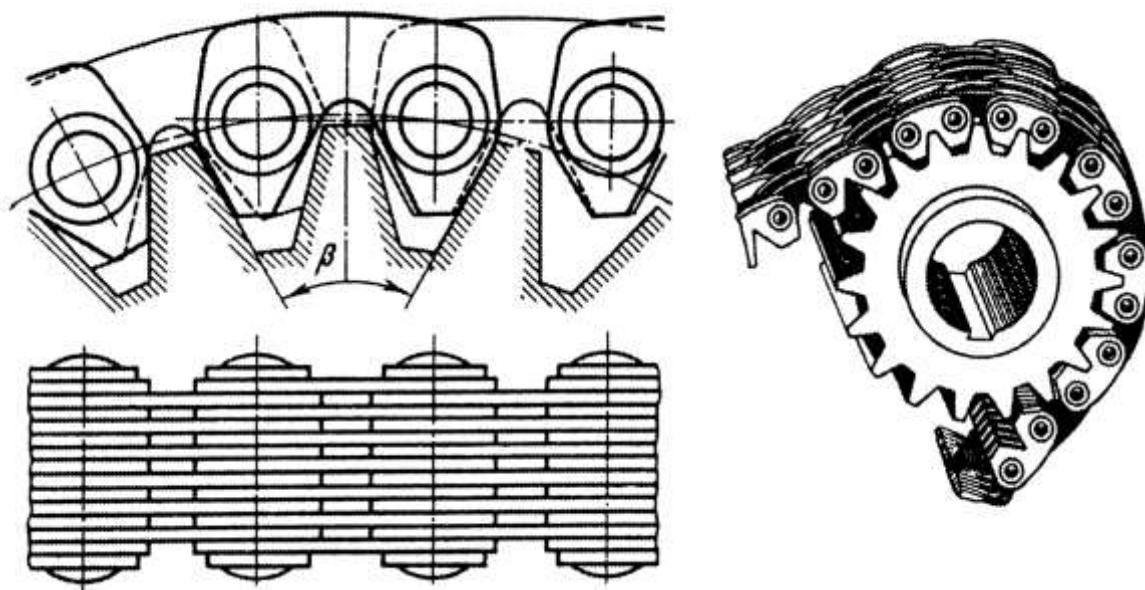


Рис. 6.3. Зубчатая цепь



Рис. 6.4. Конструкция шарниров зубчатой цепи

Шарниры качения не имеют валика. Их изготавливают с двумя сегментными вкладышами 1 и 2. При повороте звеньев вкладыши не скользят, а перекатываются, что позволяет повысить КПД передачи и долговечность цепи. Шарниры качения разработаны сравнительно недавно, но быстро заслужили признание. Зубчатые цепи с шарнирами качения стандартизованы по ГОСТ 13552-81.

Звездочки

По конструкции они во многом подобны зубчатым колесам (рис. 6.5.). Делительная окружность звездочки проходит через центры шарниров цепи.

Диаметр этой окружности определяется из выражения $d = \frac{t}{\sin(\pi / z)}$, для вы-

числения функции синуса в радианах и $d = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}$, для вычисления

функции синуса в градусах.

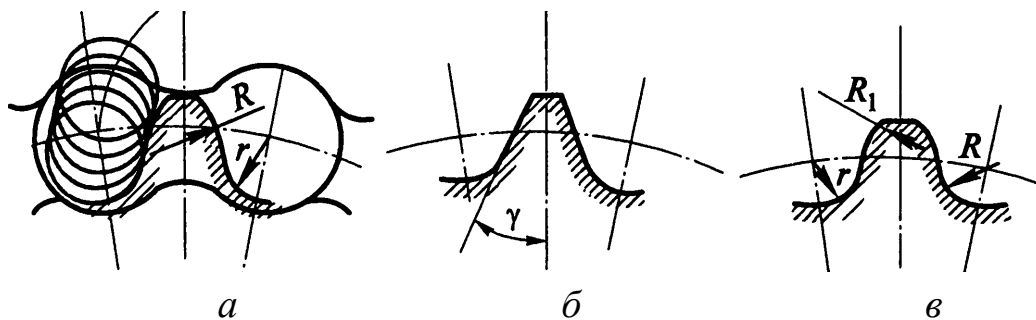


Рис. 6.5. Профиль зуба звездочки

Формула справедлива и для звездочек зубчатых цепей. Профиль и размеры зубьев звездочек зависят от типа и размеров цепи. Для стандартных цепей все размеры зубьев звездочек стандартизованы. У звездочек зубчатых цепей форма рабочего участка профиля прямолинейна (рис. 6.6, б).

Роликовые и втулочные цепи могут зацепляться с зубьями различного профиля: выпуклого, прямолинейного и вогнутого (рис. 6.6). Вогнутым выполняют только основной нижний участок профиля. У вершины зуб имеет скругленную выпуклую форму, а в средней части – небольшой прямолинейный переходный участок. Такая форма зуба позволяет изготавливать его методом обкатки, что повышает производительность и точность. Вогнутый профиль (рис. 6.6, в) в настоящее время принят за основной. Зуб любого профиля должен обеспечивать свободный вход и выход шарниров из зацепления.

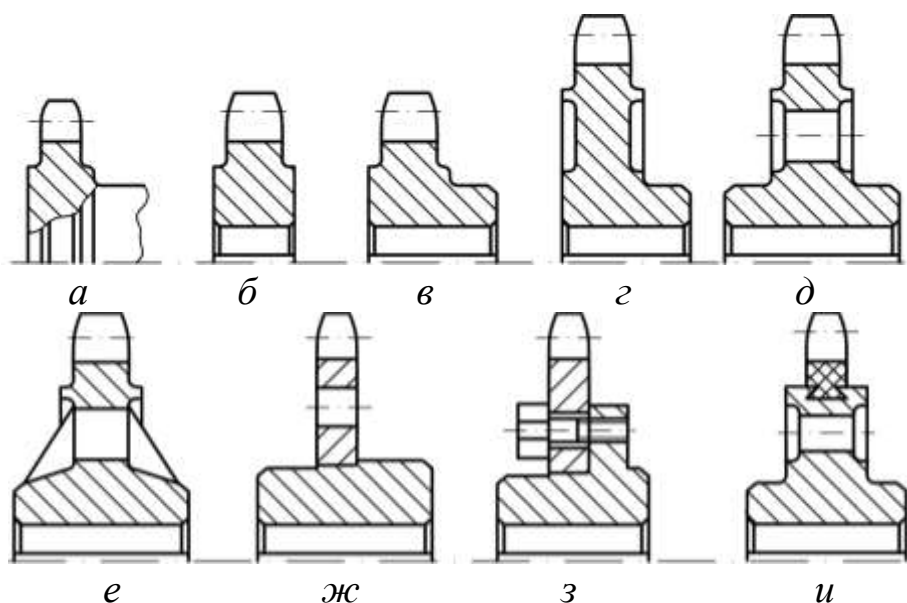


Рис. 6.6. Конструкции звездочек: а – вал-звездочка; б – звездочка без ступицы; в – звездочка со ступицей; г, д – звездочки дисковой конструкции; е – звездочка литая дисковой конструкции с ребрами; ж – звездочка сварная; з – звездочка составная; и – звездочка, венец и ступица которой выполнены из различных материалов

Качество профиля в значительной степени определяется величиной угла профиля γ (рис. 6.6), для выпуклого и вогнутого профилей γ изменяется по высоте зуба. При увеличении γ уменьшается износ зубьев и шарниров, связанный с перемещениями шарниров по профилю зуба в процессе зацепления. С другой стороны, увеличение γ приводит к усилению удара шарниров при входе в зацепление, а также к увеличению натяжения холостой ветви цепи. Более благоприятным в этом отношении является вогнутый профиль.

Конструкции звездочек не стандартизованы.

Материалы цепей и звездочек

Цепи и звездочки должны быть стойкими против износа и ударных нагрузок. В противном случае цепные передачи преждевременно выходят из строя по следующим причинам:

- 1) износ шарниров, приводящий к удлинению цепи;
- 2) усталостное разрушение пластин по проушинам;
- 3) проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки;
- 4) выкрашивание и разрушение роликов;
- 5) достижение предельного провисания холостой ветви;
- 6) износ зубьев звездочек.

По этим соображениям большинство цепей и звездочек изготавливают из углеродистых и легированных сталей с последующей термической обработкой (улучшение, закалка). Для звездочек рекомендуется применять стали 45, 40Х и др.; для пластин цепей – стали 45, 50 и др.; для валиков вкладышей и роликов – стали 15, 20, 20Х и др. Детали шарниров цепей в большинстве случаев цементируют, что повышает их износостойкость при сохранении ударной прочности. В шарнирах цепей для работы без смазочного материала или при скудной его подаче перспективным является изготовление звездочек из пластмасс, позволяющих уменьшить динамические нагрузки и шум передачи.

6.2. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Лабораторный стенд и его кинематическая схема представлены на рис. 6.7.

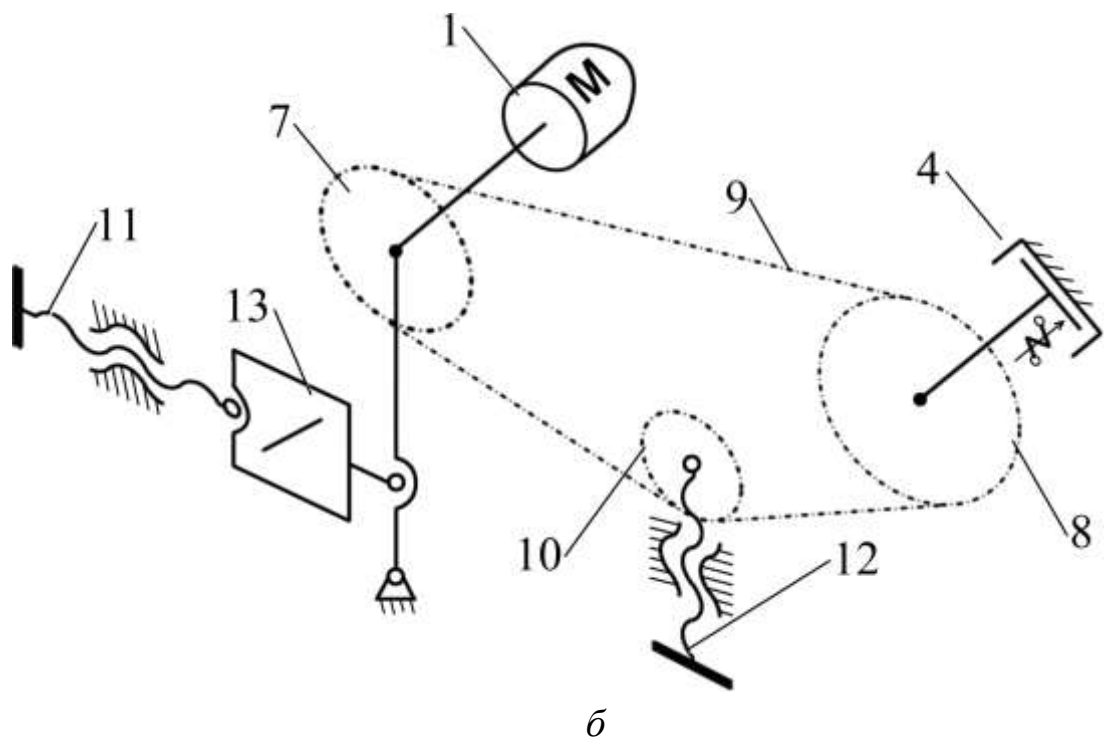
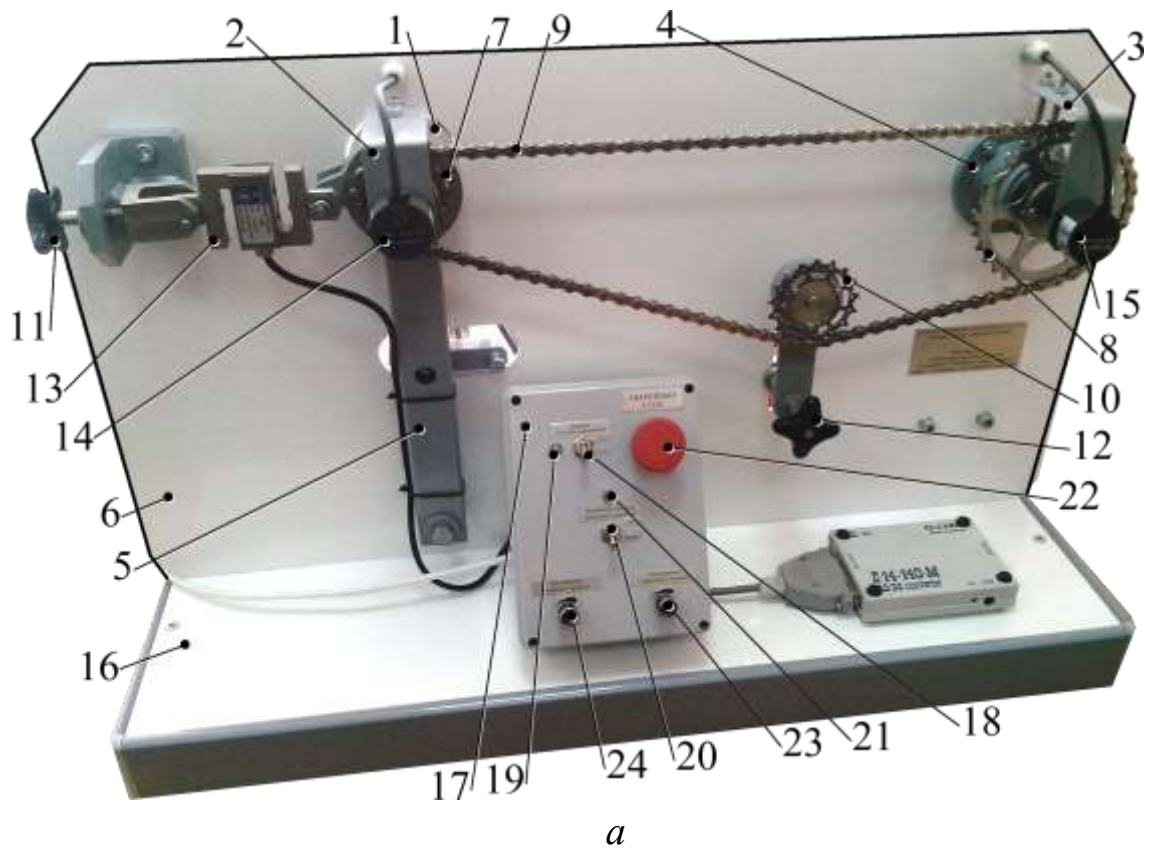


Рис. 6.7. Лабораторный стенд: а – общий вид; б – кинематическая схема

Установка содержит:

- мотор-редуктор 1;
- тензометрическую балку 2, 3;
- порошковый тормоз 4;
- кронштейн 5 подвижный;
- стойку 6;
- ведущую звездочку 7;
- ведомую звездочку 8;
- цепь 9;
- звездочку 10 натяжную;
- устройство 11 регулировки межосевого расстояния;
- устройство 12 натяжения цепи;
- пульт управления, в который входит
 - блок 17 с электронным модулем сбора данных и управления стендом;
 - тумблер 18 включения питания системы управления;
 - тумблер 20 включения питания электродвигателя;
 - светодиод 19 индикации включения системы управления стенда;
 - светодиод 21 индикации включения питания электродвигателя;
 - кнопку 22 аварийной остановки стенда;
 - потенциометр 23 для регулировки момента порошкового тормоза;
 - потенциометр 24 для регулировки частоты вращения мотор-редуктора;
- датчик 13 радиального усилия на ведущей звездочке;
- датчик 14 частоты вращения ведущей звездочки;
- датчик 15 частоты вращения ведомой звездочки;
- раму 16.

Принцип работы

Мотор-редуктор 1 вращает ведущую звездочку 7 исследуемой цепной передачи. Через цепь 9 вращение передается на ведомую звездочку 8, которая установлена на валу порошкового тормоза 4. Торможение ведомой звездочки осуществляется порошковым тормозом с электромагнитным управлением, который создает нагрузку на исследуемой передаче.

Регулировка цепи осуществляется за счет изменения межосевого расстояния между ведущей и ведомой звездочками, которое изменяется

наклоном подвижного кронштейна 5. Регулировка межосевого расстояния осуществляется в пределах длины одного звена цепи. Натяжение цепи, для предотвращения чрезмерного провисания холостой ветви цепи, выполняется перемещением натяжной звездочки 10 при помощи устройства натяжения 12.

Мотор-редуктор 1 установлен на тензометрической балке 2 так, что имеет возможность небольшого осевого перемещения. Это необходимо для проведения испытаний по определению поперечных колебаний цепи, вызываемых неравномерностью вращения звездочек.

Вращающие моменты определяются посредством тензометрического датчика силы. Частоты вращения звездочек измеряются датчиками 14 и 15.

Данные, полученные с датчиков, поступают на контроллер стенда, а затем в ПК для последующей обработки. Отображение всех измеряемых величин осуществляется в программе.

Описание программного обеспечения

Лабораторные работы выполняются с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программного обеспечения (рис. 6.8).

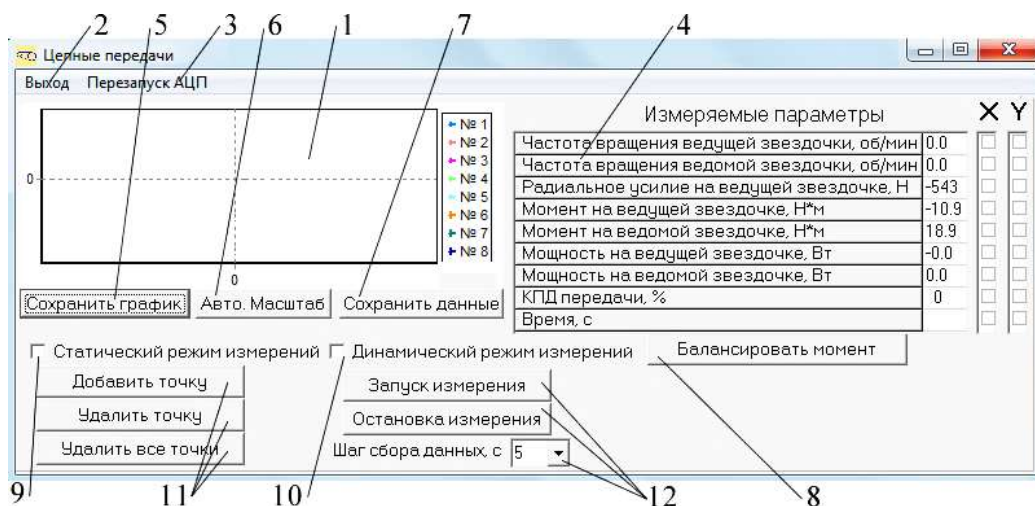


Рис. 6.8. Рабочее окно программы

На рис. 6.8 показаны: 1 – область построения графиков; 2 – меню «Выход»; 3 – меню «Перезапуск АЦП»; 4 – поле измеряемых параметров; 5 – кнопка «Сохранить график»; 6 – кнопка «Авто. Масштаб»; 7 – кнопка «Сохранить данные»; 8 – кнопка «Балансировать момент»; 9 – флажок «Статический режим измерений»; 10 – флажок «Динамический режим»; 11 – кнопки статического режима; 12 – кнопки динамического режима.

ТРЕБОВАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ:

- перед началом работы, обучаемые должны быть ознакомлены преподавателем с устройством стенда, принципом работы и требованиями безопасности;
- включение лабораторных установок и аппаратуры производить только в присутствии преподавателя или учебного мастера;
- при включении установки в сеть убедиться в том, что все кнопки панели управления находятся в положении выключено;
- перед запуском электродвигателя убедиться в том, что все элементы хорошо закреплены, и валы вращаются без ощутимых заеданий;
- перед включением испытательного оборудования убедиться в правильности сборки, установки и закрепления лабораторных приспособлений и устройств.

ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- эксплуатировать стенд при повреждении внешних элементов установки, кабеля питания и ненадежном контакте в электрической розетке;
- прикасаться к вращающимся деталям во время работы;
- при работе располагать посторонние предметы вблизи и между подвижными элементами стенда.

6.3 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ КПД ПЕРЕДАЧИ ОТ НАГРУЗКИ

Цель работы.

Экспериментально определить зависимость КПД от момента на ведомой звездочке.

В результате выполнения работы студент должен

знать:

- конструкцию и принцип работы цепных передач;
- силовые и кинематические зависимости, характеризующие работу передачи;
- особенности регулировки цепных передач;

уметь:

- проводить испытания цепных передач в автоматизированном режиме;
- анализировать изменение КПД передачи при различных скоростях вращения вала и величинах нагрузки.

⌚ **30–45 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **2–3 мин.** Подготовительная работа.

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

1.1. Запустить программу управления стендом «Передачи цепные».

1.2. Включить электропитание стенда тумблером 18 «Питание системы управления», при этом должен включиться красный светодиод 19.

Внимание! Для корректной работы тензоаппаратуры требуется включить питание стенда минимум за 10–15 мин до проведения эксперимента.

⌚ **8–12 мин.** Определение параметров цепной передачи.

2. Измерить шаг цепи как расстояние между осями соседних роликов.

2.1. Определить числа зубьев ведомой и ведущей звездочек.

2.2. Определить число звеньев цепи.

2.3. Расчетом определить передаточное число, показания занести в отчет.

⌚ **15–23 мин.**

3. Проведение испытаний.

3.1. Полностью вывернуть рукоятки потенциометров 23 и 24 в направлении против хода часовой стрелки.

3.2. Включить тумблер 20 питания электродвигателя, при этом должен включиться красный светодиод 21.

3.3. Плавно вращая рукоятку потенциометра 24 увеличить частоту вращения ведущей звездочки до значения 40...50 об/мин, контролируя при этом значение в окне программы.

3.4. Выписать частоту вращения ведущей и ведомой звездочки. Рассчитать передаточное отношение передачи. Сравнить с расчетным передаточным числом.

3.5. В программе установить флажок «Статический режим измерений» (поз. 9 на рис. 6.8).

3.6. В поле измеряемых параметров (поз. 4 на рис. 6.8) справа в колонке «X» установить флажок напротив строки «Момент на ведомой звездочке». В колонке «Y» установить флажок напротив строки «КПД передачи».

3.7. Добавить текущие значения КПД и момента на график с помощью кнопки «Добавить точку».

3.8. Увеличить момент на ведомой звездочке на $1 \dots 2 \text{ Н}\cdot\text{м}$, вращая рукоятку потенциометра 23 в направлении по ходу часовой стрелки.

3.9. Повторить действия по пунктам 3.7 и 3.8 до максимального значения момента (потенциометр полностью повернут в направлении по ходу часовой стрелки).

3.10. Сохранить данные (поз. 5 на рис. 6.8) и график (поз. 7 на рис. 6.8) в файлы.

3.11. Удалить собранные данные, нажав кнопку «Удалить все точки».

3.12. Плавно вращая рукоятку потенциометра 23 уменьшить момент на ведомой звездочке, полностью вывернув рукоятку потенциометра 23 в направлении «против хода часовой стрелки».

4. Плавно вращая рукоятку потенциометра 23, установить значение момента $4 \dots 5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (по заданию преподавателя), контроль при этом в этой программе.

4.1. В поле измеряемых параметров (поз. 4 на рис. 6.8) справа в колонке «Х» установить флажок напротив строки «Частота вращения ведомой звездочки». В колонке «У» установить флажок напротив строки КПД передачи.

4.2. Добавить текущие значения КПД и частоты вращения на график, с помощью кнопки «Добавить точку».

4.3. Плавно вращая рукоятку потенциометра 24, увеличить частоту вращения ведущей звездочки на $10 \dots 15 \text{ об/мин}$.

4.4. Повторить действия по пунктам 4.2 и 4.3 до максимального значения частоты вращения (потенциометр полностью повернут в направлении по ходу часовой стрелки).

4.5. Сохранить данные (поз. 5 на рис. 6.8) и график (поз. 7 на рис. 6.8) в файлы.

4.6. Плавно вращая рукоятку потенциометров 23 и 24, уменьшить момент и частоту вращения на ведомой звездочке, полностью вывернув рукоятки потенциометров в направлении против хода часовой стрелки.

4.7. Отключить тумблер 20 питания электродвигателя.

⊕ **5–7 мин.**

5. Оформление отчета по лабораторной работе.

В отчете необходимо указать фамилии выполнявших лабораторную работу, номер группы, факультет и фамилию преподавателя.

Студенты:
 Группа:
 Факультет:
 Преподаватель:

ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:

" Изучение устройства цепной передачи и определение зависимости КПД передачи от нагрузки "

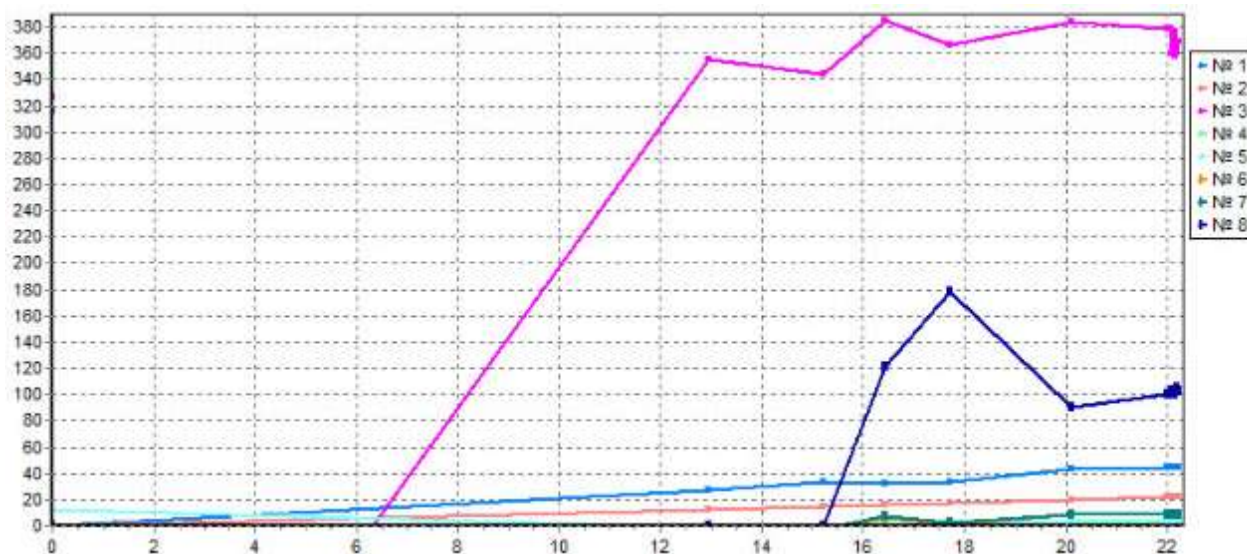
Данные для эксперимента:

- шаг цепи – 12,7 мм;
- масса цепи – 277 г расчетная;
- число звеньев – 96;
- число зубьев ведущей звездочки – 15;
- число зубьев ведомой звездочки – 30.

Результаты экспериментов:

- 1 - частота вращения ведущей звездочки, об/мин
- 2 - частота вращения ведомой звездочки, об/мин
- 3 - Радиальное усилие на ведущей звездочке, Н
- 4 - Момент на ведущей звездочке, Н*м
- 5 - Момент на ведомой звездочке, Н*м
- 6 - Мощность на ведущей звездочке, Вт
- 7 - Мощность на ведомой звездочке, Вт
- 8 - КПД передачи, %
- 9 - Время, с

1	2	3	4	5	6	7	8
0.00	0.00	315.75	0.00	-0.01	0.00	-0.00	0.00
0.00	0.00	315.76	-0.01	-0.01	-0.00	-0.00	0.00
0.00	0.00	326.44	-0.80	-1.14	-0.00	-0.00	0.00
0.33	0.00	-339.52	-9.76	12.72	-0.33	0.00	0.00
26.98	12.93	355.72	-0.83	-1.23	-2.36	-1.67	0.00
33.39	15.23	344.45	-0.84	-1.26	-2.94	-2.00	0.00
33.83	17.72	366.52	0.45	1.54	1.60	2.86	178.16
32.66	16.43	385.14	1.83	4.39	6.24	7.55	120.88
43.63	20.12	384.16	1.97	3.84	8.99	8.09	90.07
44.06	22.00	379.17	1.91	3.82	8.80	8.79	99.95
44.19	22.05	379.45	1.90	3.80	8.79	8.78	99.87
44.33	22.17	377.02	1.88	3.79	8.74	8.81	100.80
44.20	22.10	360.23	1.85	3.81	8.57	8.81	102.79
44.36	22.16	358.31	1.84	3.80	8.57	8.82	102.96
44.46	22.22	368.85	1.85	3.80	8.60	8.85	102.97
44.34	22.20	362.40	1.84	3.81	8.54	8.85	103.61
44.33	22.19	360.62	1.83	3.82	8.48	8.88	104.70



Выводы:

Рис. 6.9. Отчет по лабораторной работе

6.4 ИЗУЧЕНИЕ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВЕДУЩЕЙ ВЕТВИ ЦЕПИ

Цель работы

Экспериментально определить зависимость частоты вращения ведущей звездочки, вызывающей колебания, от усилия натяжения цепи.

В результате выполнения работы студент должен *знать*:

– конструкцию и принцип работы цепных передач;
– силовые и кинематические зависимости, характеризующие работу передачи;

– особенности регулировки цепных передач;

должен уметь:

– проводить испытания цепных передач в автоматизированном режиме;
– анализировать характер изменения поперечных колебаний цепи при изменении натяжения ветви цепи.

⌚ **35–45 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **2–3 мин.** Подготовительная работа.

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

1.1. Запустить программу управления стендом «Передачи цепные».

1.2. Включить электропитание стенда тумблером 18 «Питание системы управления», при этом должен включиться красный светодиод 19.

Внимание! Для корректной работы тензоаппаратуры требуется включить питание стенда минимум за 10-15 мин до проведения эксперимента.

⌚ **17–20 мин.**

3. Проведение испытаний.

3.1. Полностью вывернуть рукоятки потенциометров 23 и 24 в направлении против хода часовой стрелки.

3.2. Включить тумблер 20 питания электродвигателя, при этом должен включиться красный светодиод 21.

3.3 Плавное вращение рукоятку потенциометра 24, увеличить частоту вращения ведущей звездочки до значения 40...50 об/мин. Значение контролировать по программе.

3.4. Плавное вращение рукоятку потенциометра 23 в направлении по ходу часовой стрелки, увеличивать момент на ведомой звездочке. При этом

следует наблюдать за цепью. При возникновении заметных поперечных колебаний цепи прекратить изменять момент.

3.5. Внести в табл. 6.1 значение частоты вращения и радиального усилия на ведущей звездочке.

3.6. Плавно вращая рукоятку потенциометра 24, уменьшить частоту вращения на ведомой звездочке, полностью вывернув рукоятку потенциометра в направлении против хода часовой стрелки.

3.7. Плавно вращая рукоятку потенциометра 24, увеличить частоту вращения ведущей звездочки на 5...10 об/мин, контролируя при этом значение в окне программы.

3.8. Повторить действия по пунктам 3.4–3.7 до максимального значения частоты вращения (потенциометр полностью повернут в направлении по ходу часовой стрелки).

3.9. Плавно вращая рукоятку потенциометров 23 и 24, уменьшить момент и частоту вращения на ведомой звездочке, полностью вывернув рукоятки потенциометров в направлении «против хода часовой стрелки».

3.10. Отключить тумблер 20 питания электродвигателя.

⌚ **10–15 мин.**

Обработка полученных результатов.

4. Построить зависимость критической частоты вращения $n_{кр}$ ведущей звездочки от силы натяжения $F_{ц}$ ведущей ветви цепи по формуле (6.1). Величину силы натяжения $F_{ц}$ подставлять в пределах экспериментальных данных радиального усилия на ведущей звездочке.

4.1. На графике зависимости критической частоты вращения $n_{кр}$ ведущей звездочки от силы натяжения $F_{ц}$ ведущей ветви построить график экспериментальной зависимости критической частоты вращения от радиального усилия на ведущей звездочке.

⌚ **6–7 мин.**

5. Оформление отчета по лабораторной работе.

В отчете необходимо указать фамилии выполнявших лабораторную работу, номер группы, факультет и фамилию преподавателя.

Таблица 6.1

Протокол измерений

Критическая частота вращения, об/мин	Радиальное усилие на ведущей звездочке, Н

Студенты:
 Группа:
 Факультет:
 Преподаватель:

ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:

"Изучение поперечных колебаний ведущей ветви цепи "

Справочные данные для эксперимента:

- шаг цепи – 12,7 мм;
- масса цепи – 277 г расчетная;
- число звеньев – 96;
- число зубьев ведущей звездочки – 15;
- число зубьев ведомой звездочки – 30.

- 1 - частота вращения ведущей звездочки, об/мин
- 2 - частота вращения ведомой звездочки, об/мин
- 3 - Радиальное усилие на ведущей звездочке, Н
- 4 - Момент на ведущей звездочке, Н*м
- 5 - Момент на ведомой звездочке, Н*м
- 6 - Мощность на ведущей звездочке, Вт
- 7 - Мощность на ведомой звездочке, Вт
- 8 - КПД передачи, %
- 9 - время, с

1	2	3	4	5	6	7	8
0.00	0.00	315.75	0.00	-0.01	0.00	-0.00	0.00
0.00	0.00	315.76	-0.01	-0.01	-0.00	-0.00	0.00
0.00	0.00	326.44	-0.80	-1.14	-0.00	-0.00	0.00
0.33	0.00	-339.52	-9.76	12.72	-0.33	0.00	0.00
26.98	12.93	355.72	-0.83	-1.23	-2.36	-1.67	0.00
33.39	15.23	344.45	-0.84	-1.26	-2.94	-2.00	0.00
33.83	17.72	366.52	0.45	1.54	1.60	2.86	178.16
32.66	16.43	385.14	1.83	4.39	6.24	7.55	120.88
43.63	20.12	384.16	1.97	3.84	8.99	8.09	90.07
44.06	22.00	379.17	1.91	3.82	8.80	8.79	99.95
44.19	22.05	379.45	1.90	3.80	8.79	8.78	99.87
44.33	22.17	377.02	1.88	3.79	8.74	8.81	100.80
44.20	22.10	360.23	1.85	3.81	8.57	8.81	102.79
44.36	22.16	358.31	1.84	3.80	8.57	8.82	102.96
44.46	22.22	368.85	1.85	3.80	8.60	8.85	102.97
44.34	22.20	362.40	1.84	3.81	8.54	8.85	103.61
44.33	22.19	360.62	1.83	3.82	8.48	8.88	104.70

Критическая частота вращения, об/мин	Радиальное усилие на ведущей звездочке, Н

Выводы:

Рис. 6.10. Отчет по лабораторной работе

Вопросы для самоконтроля

1. Укажите область применения, достоинства и недостатки цепных передач.
2. Какие типы цепей наиболее распространены?
3. С чем связаны неравномерность хода цепной передачи, удары шарниров цепи по зубьям звездочки и колебания ветвей цепи?
4. Какая частота вращения ведущей звездочки называется критической?
5. От чего зависит интенсивность износа шарниров цепи?
6. Каким образом производят регулировку межосевого расстояния передачи?
7. Почему изношенная цепь теряет зацепление со звездочкой (спадает со звездочек) и какие конструктивные меры способствуют решению этой проблемы?

7. МУФТЫ

7.1. ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О МУФТАХ

Муфтами в курсе деталей машин называют устройства, которые служат для соединения концевых или промежуточных участков валов. Муфта передает механическую энергию без изменения ее величины. В настоящее время большинство машин компонуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт (рис. 7.1). Развитие блочных конструкций машин способствует распространению муфт. Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Муфты, например используют для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты); предохранения машины от перегрузки (предохранительные муфты); компенсации вредного влияния несоосности валов (компенсирующие муфты); уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т. д.

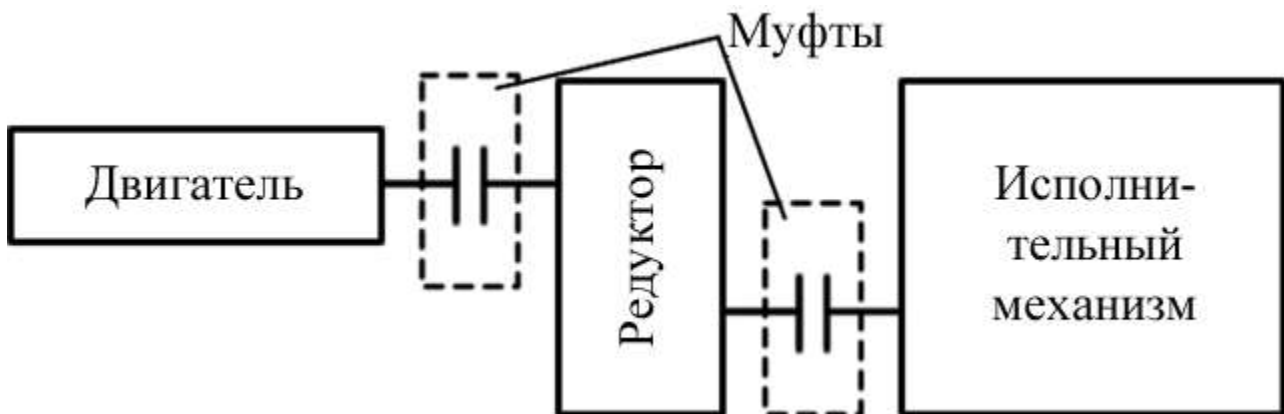


Рис. 7.1. Муфты в кинематической цепи

Классифицируются муфты (рис. 7.2) по принципу действия и управления, назначению и конструкции и др.

Большинство типов муфт стандартизованы. Основная характеристика муфты – величина вращающего момента, на передачу которого она рассчитана.



Рис. 7.2. Классификация муфт

Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов. Различают три вида отклонений от номинального расположения валов (рис. 7.3): *продольное смещение* Δ_x (может быть вызвано также температурным удлинением валов); *радиальное смещение* Δ_r ; *угловое смещение* Δ_α . На практике чаще всего встречается комбинированная несоосность валов.

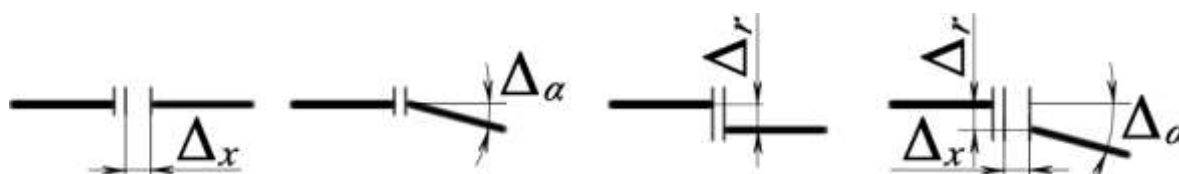


Рис. 7.3. Возможные варианты несоосности валов

Глухие муфты

При соединении глухими муфтами несоосные валы в месте установки муфты приводят к одной общей оси путем некоторого деформирования валов и опор. Образуется жесткое и неподвижное соединение валов, но при этом опоры и валы дополнительно нагружаются. Поэтому при соединении глухими муфтами требуется высокая точность расположения валов.

Втулочная муфта – простейший представитель глухих муфт. Скрепление втулки 3 с валами 1, 2 выполняют с помощью штифтов 4 (рис. 7.4), шпонок 5 или зубьев (шлицев). Втулочные муфты стандартизованы ГОСТ 24246-96 и их применяют в легких машинах при диаметрах валов до 60...70 мм. Они отличаются простотой конструкции и малыми габаритами. В тяжелых машинах их применение затруднено тем, что при монтаже и демонтаже требуется смещать валы (узлы) в осевом направлении. Прочность муфты определяется прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью втулки.

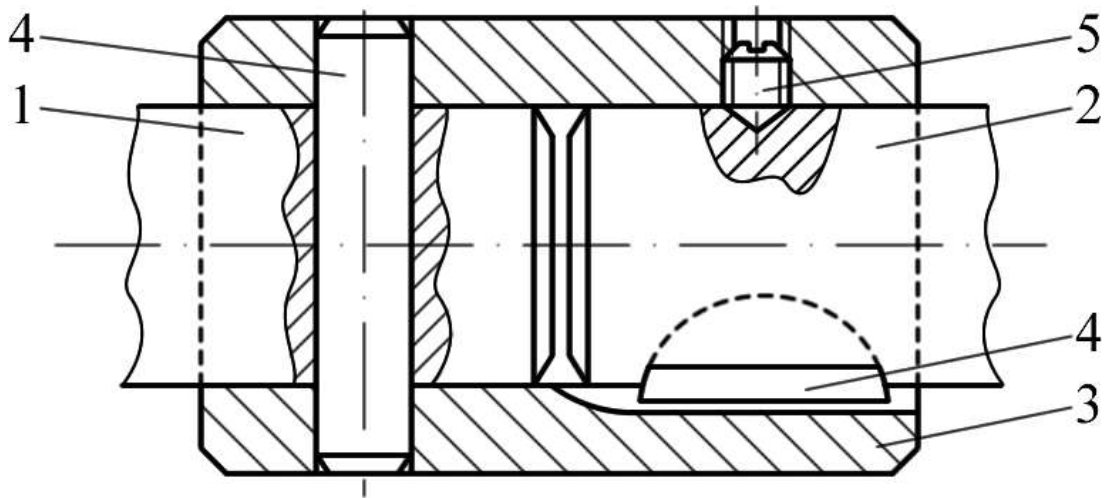


Рис. 7.4. Втулочная муфта: 1, 2 – соединяемые валы; 3 - втулка; 4 - шпонка; 5 - винт для осевой фиксации втулки

Фланцевая муфта применяется для соединения валов диаметром до 200 мм и более по ГОСТ 20761-96. Достоинствами таких муфт являются простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.

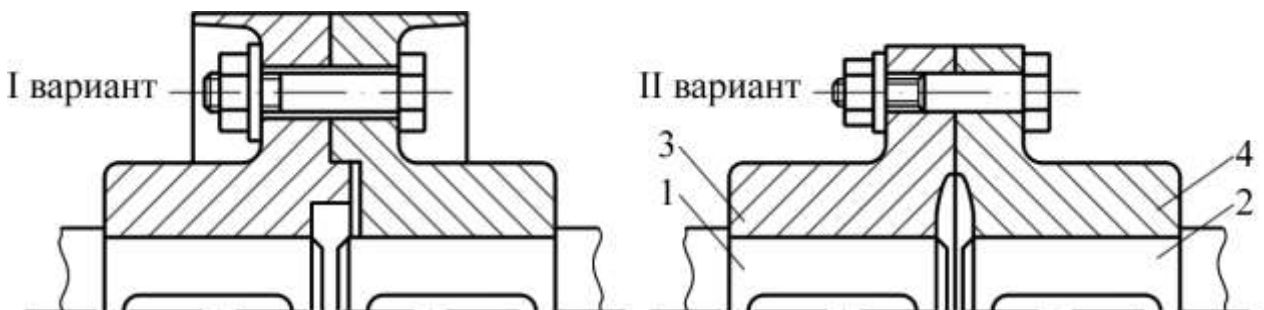


Рис. 7.5. Фланцевая муфта: 1, 2 – соединяемые валы; 3, 4 – полумуфты

По I варианту (рис. 7.5), когда полумуфты соединяют болтами, поставленными в отверстие с зазором, вращающий момент передается силами трения, возникающими в стыке полумуфт от затяжки болтов. По

II варианту, вращающий момент передается непосредственно стержнем болта, работающим на срез и смятие. Болты, поставленные без зазора, могут одновременно выполнять функцию центровки валов. Установка болтов без зазора позволяет получить меньшие габариты муфты.

Компенсирющие муфты

Компенсирющие жесткие муфты компенсируют вредное влияние несоосности валов – вследствие подвижности практически жестких деталей; *компенсирющие упругие муфты* – за счет деформации упругих деталей. Так как упругие муфты выполняют еще и другие функции, то они рассматриваются далее как отдельная группа.

Кулачково-дисковая муфта (рис. 7.6) состоит из двух полумуфт 4, 5 и промежуточного жесткого диска 3 по ГОСТ 20720-93. На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу. На обоих торцах диска выполнено по одному выступу, которые расположены по взаимно перпендикулярным диаметрам. У собранной муфты выступы диска располагаются в пазах полумуфт. Таким образом диск соединяет полумуфты.

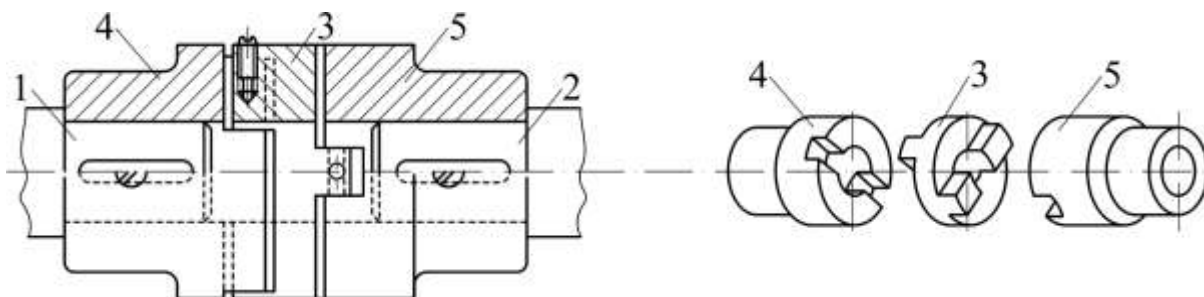


Рис. 7.6. Кулачково-дисковая муфта: 1, 2 – соединяемые валы;
3 – диск; 4, 5 – полумуфты

Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать радиальную и угловую несоосность валов. При этом выступы скользят в пазах, а центр диска описывает окружность радиусом Δr . Зазоры между диском и полумуфтами позволяют компенсировать также и продольные смещения валов.

Скольжение выступов в пазах сопровождается их износом. Для уменьшения износа поверхности трения муфты периодически смазывают.

Работа муфты с радиальным смещением сопровождается потерями на трение и дополнительной нагрузкой валов. Таким образом, применение

компенсирующих муфт не устраняет, но значительно уменьшает вредные нагрузки на валы и опоры, связанные с несоосностью. При расчетах приводов КПД можно принимать $\eta_m = 0,985 \dots 0,995$.

Обычно детали кулачково-дисковых муфт изготавливают из сталей Ст5 (поковка) или 25Л (литье). Для тяжело нагруженных муфт применяют легированные стали типа 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей.

Зубчатая муфта по ГОСТ Р 50895-96 обладает компактностью и хорошими компенсирующими свойствами. Их применяют для передачи больших вращающих моментов. Состоит из полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и разъемной обоймы 3 с двумя рядами внутренних зубьев (рис. 7.7, а). Наиболее распространен эвольвентный профиль зубьев. Муфта компенсирует все виды несоосности валов. С этой целью выполняют радиальные зазоры и увеличенные боковые зазоры в зацеплении (рис. 7.7, б), а зубчатые венцы полумуфт обрабатывают по сферам радиусами r , центры которых располагают на осях валов. Допускаемые зубчатой муфтой смещения валов (радиальные, угловые или их комбинация) определяют из условия, чтобы углы между осью обоймы и осью одного или другого вала были не больше $0^\circ 30'$.

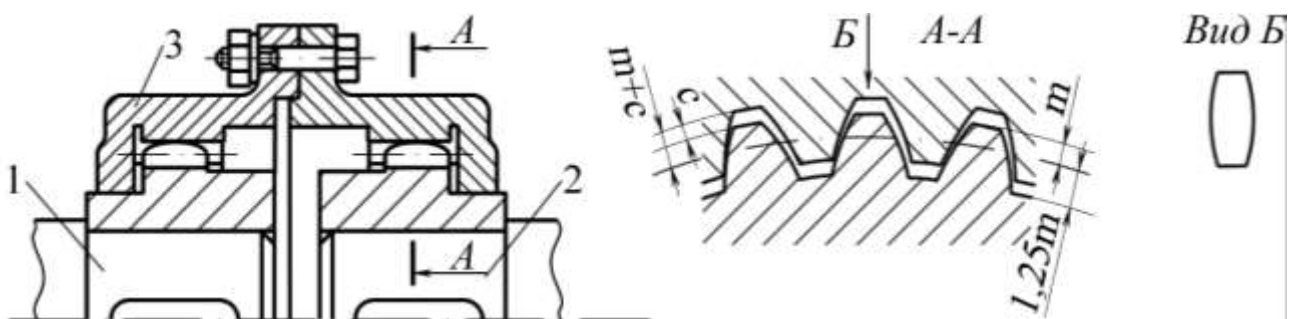


Рис. 7.7. Зубчатая муфта:
1, 2 – соединяемые валы; 3 – обойма

Компенсация несоосности валов при работе муфты сопровождается скольжением в местах контакта зубьев и их износом. Для уменьшения износа в обойму заливают масло.

При несоосности нагрузка распределяется неравномерно между зубьями, а контактные поверхности отдельных пар зубьев различны. Для ослабления вредного влияния кромоочного контакта применяют зубья бочкообразной формы (вид Б на рис. 7.7). Приработка зубьев выравнивает распределение нагрузки и улучшает условия контакта.

Детали зубчатых муфт изготавливают из углеродистых сталей типа 45, 40Х, 45Л коваными или литыми. Для повышения износостойкости зубья полумуфт подвергают термической обработке до твердости не ниже 40 HRC, а зубья обойм – не ниже 35 HRC. Тихоходные муфты ($v < 5$ м/с) можно изготавливать с твердостью зубьев меньше 35 HRC.

КПД приближенно принимают $\eta_m = 0,985 \dots 0,995$.

Упругие муфты

В упругой муфте (рис. 7.8) полумуфты 1 и 2 связаны упругим элементом 3 (например, склеены или привулканизированы), что является общим для всех схем упругих муфт. Упругая связь полумуфт позволяет компенсировать несоосность валов; изменить жесткость системы в целях устранения резонансных колебаний при изменяющейся нагрузке; снизить ударные перегрузки.

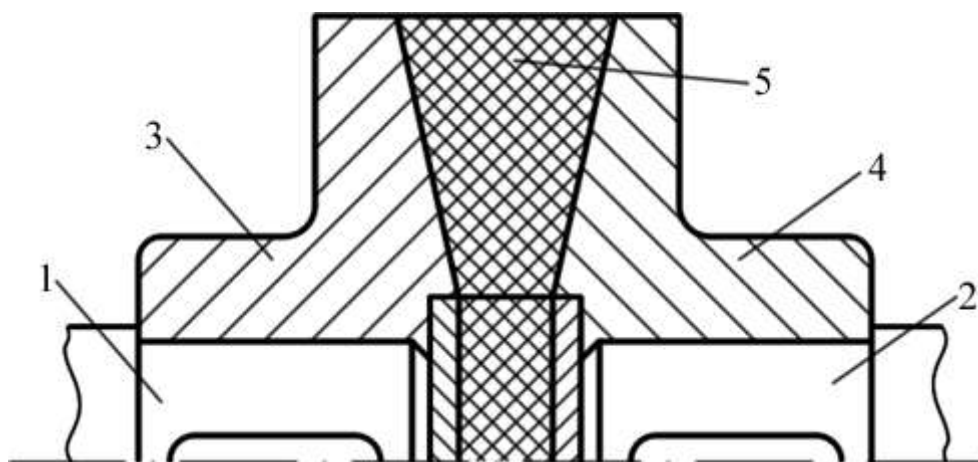


Рис. 7.8. Упругая муфта: 1, 2 – соединяемые валы;
3, 4 – полумуфты; 5 – упругий элемент

Одной из основных характеристик упругой муфты является ее жесткость. В зависимости от жесткости различают упругие муфты постоянной и переменной жесткости.

Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, материалы которых (резина, кожа и т. д.) не подчиняются закону Гука, а также муфты с металлическими упругими элементами, условия деформирования которых задаются конструкцией. От характеристики жесткости упругой муфты в значительной степени зависит способность машины переносить резкие изменения нагрузки и работать без резонанса колебаний.

Важным свойством упругой муфты является ее *демпфирующая способность*, которая характеризуется энергией, необратимо поглощаемой муфтой за один цикл. Энергия в муфтах расходуется на внутреннее и внешнее трение при деформировании упругих элементов. Демпфирующая способность способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний.

По материалу упругих элементов муфты делят на две группы: с металлическими и неметаллическими упругими элементами.

Основные типы металлических упругих элементов (рис. 7.9), работают на кручение (рис. 7.9, а) или на изгиб (рис. 7.9, б, в, г).

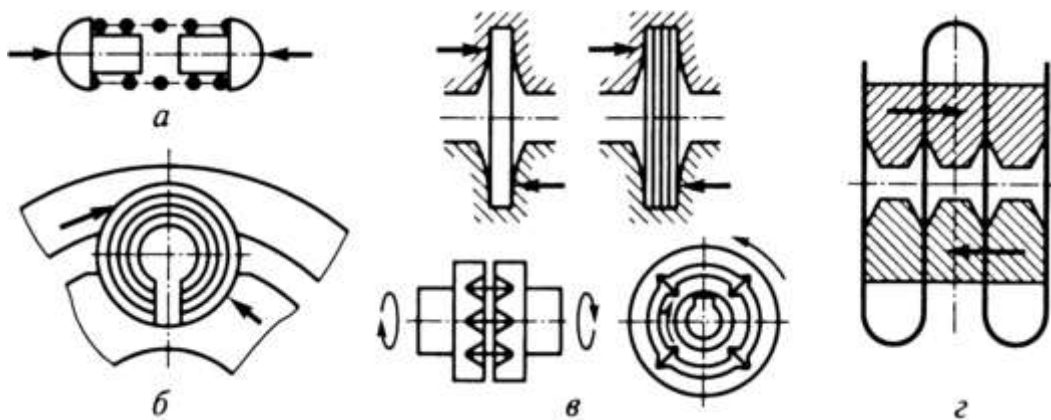


Рис. 7.9. Металлические упругие элементы упругих муфт:

- а – витые цилиндрические пружины; б – пакеты разрезных гильзовых пружин;
- в – стержни, пластины или пакеты пластин, расположенные по образующей или по радиусу муфты; г – змеевидные пластинчатые пружины

Металлические упругие элементы по сравнению с неметаллическими более долговечны и позволяют изготавливать малогабаритные муфты с большой нагрузочной способностью. Поэтому их применяют преимущественно для передачи больших вращающих моментов. Пакетные упругие элементы за счет трения между пластинами обладают высокой демпфирующей способностью.

Муфты с металлическими упругими элементами могут быть выполнены с постоянной или переменной жесткостью в зависимости от условий деформирования элемента.

Муфта с цилиндрическими пружинами (рис. 7.10) состоит из обода 1 с ребром 2 и ступицы 4 с дисками 3. Ребро обода размещается между дисками так, что возможен относительный поворот этих деталей. Ребро и диски имеют одинаковые фасонные вырезы, в которые закладывают пружины 5 с

ограничителями 6. С торцов для предохранения деталей от выпадения и загрязнения муфту закрывают дисками 7, которые прикрепляют к ступице или ободу. В разгруженной муфте (рис. 7.10, а) каждый из ограничителей соприкасается своей цилиндрической поверхностью и с дисками, и с ребром, а пружины предварительно сжаты. Под нагрузкой (рис. 7.10, б) ребро перемещается между дисками, а пружины дополнительно сжимаются. При этом один из ограничителей соприкасается только с ребром, а другой – только с дисками.

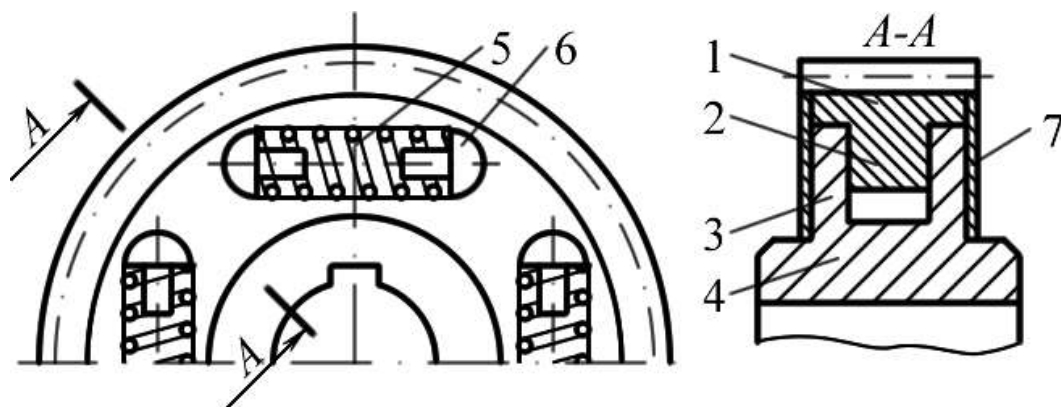


Рис. 7.10. Упругие муфты с цилиндрическими пружинами

Такие муфты целесообразно применять как упругие звенья в системе соединения валов с зубчатыми колесами. В этом случае обод является зубчатым венцом, а муфта встроена в конструкцию зубчатого колеса. Для уменьшения износа деталей необходимо смазывать трущиеся поверхности муфты.

Муфты с цилиндрическими пружинами применяют также для соединения валов. В этом случае их конструкция несколько изменяется.

Муфты с резиновыми упругими элементами проще и дешевле чем со стальными.

Недостатки резиновых элементов: 1) меньшая долговечность и прочность чем у стальных; 2) резина постепенно теряет свою прочность и упругие свойства; 3) увеличенные габариты муфт, что делает такие муфты для передачи больших крутящих моментов нерациональными.

Муфты с резиновыми упругими элементами широко распространены во всех областях машиностроения для передачи малых и средних вращающих моментов.

Типов резиновых упругих элементов муфт достаточно много, одни и те же формы могут нагружаться различным способом (рис. 7.11). При

выборе типа упругого элемента учитывают следующее: упругие элементы с равномерным напряженным состоянием по объему обладают большей энергоемкостью; кручение и сдвиг дают большую энергоемкость чем изгиб и сжатие; выгодно, чтобы упругий элемент занимал большую долю объема муфты.

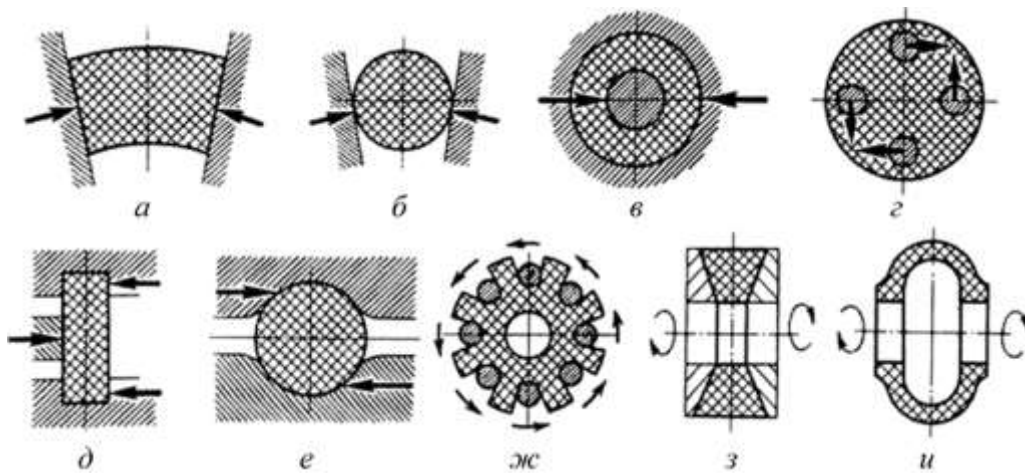


Рис. 7.11. Основные резиновые упругие элементы муфт

Муфта с резиновой звездочкой по ГОСТ 14084-76 (рис. 7.12) состоит из двух полу муфт с торцовыми выступами и резиновой звездочки, зубья которой расположены между выступами. Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев. Муфта широко применяется для соединения быстроходных валов ($n \leq 3000 \dots 6000 \text{ мин}^{-1}$ при $T \leq 3 \dots 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и диаметрах валов $d \leq 12 \dots 45 \text{ мм}$ соответственно). Муфта компактна и надежна в эксплуатации, допускает радиальное смещение осей ($\Delta_r \leq 0,2 \text{ мм}$); перекос осей $\Delta_\alpha \leq 1^\circ 30'$. Недостатки – при разборке и сборке необходимо смещение валов в осевом направлении.

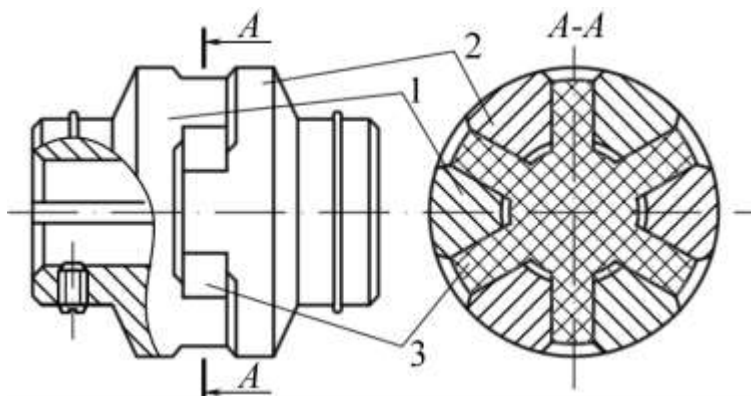


Рис. 7.12. Муфта с резиновой звездочкой:
1, 2 – полу муфты; 3 – резиновая звездочка

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) по ГОСТ 21424-93 благодаря легкости изготовления и замены резиновых элементов (рис. 7.13) получила распространение, особенно в приводах от электродвигателей с малыми и средними вращающими моментами. Муфты стандартизованы для диаметров валов до 150 мм и соответствующим им вращающим моментам до 15000 Н·м.

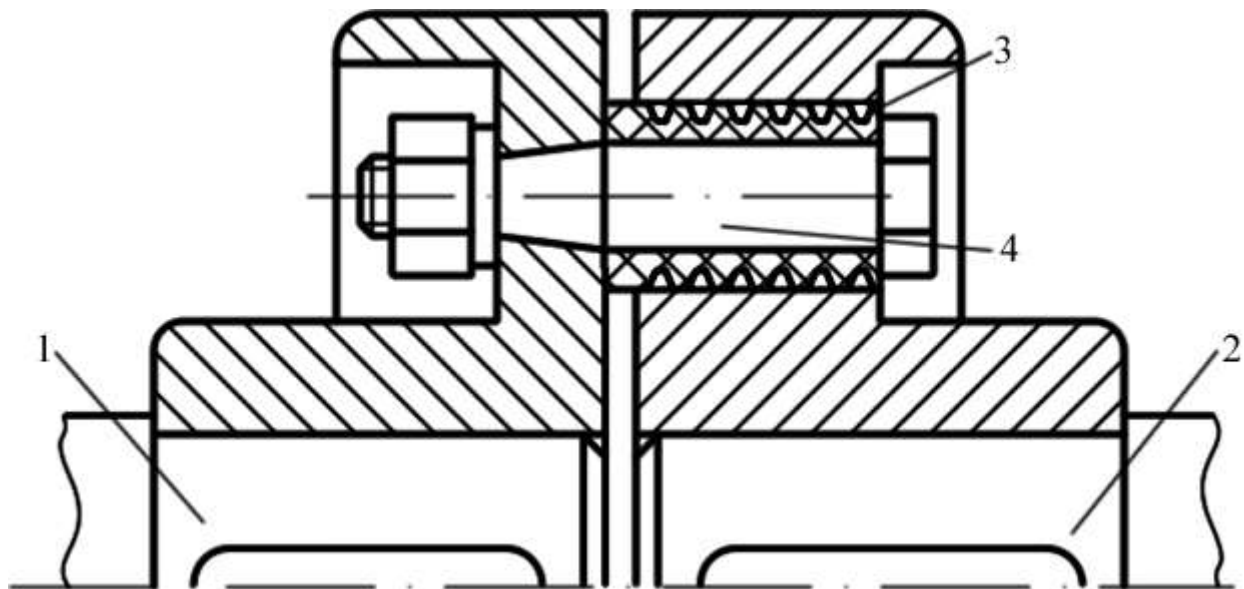


Рис. 7.13. Муфта упругая втулочно-пальцевая: 1, 2 – соединяемые валы; 3 - гофрированная резиновая втулка; 4 - палец

Упругими элементами здесь служат гофрированные резиновые втулки или кольца трапецеидального сечения. Из-за сравнительно небольшой толщины втулок муфты обладают малой податливостью и применяются в основном для компенсации несоосности валов в небольших пределах ($\Delta_x = 1 \dots 5$ мм; $\Delta_r = 0,3 \dots 0,6$ мм; $\Delta_\alpha \leq 1^\circ$).

Для проверки прочности рассчитывают пальцы на изгиб, а резину – по напряжениям смятия на поверхности соприкосновения втулок с пальцами.

Муфты упругие с торообразной оболочкой. Упругий элемент муфты (рис. 7.14), напоминающий автомобильную шину, работает на кручение. Это придает муфте большую энергоемкость, высокие упругие и компенсирующие свойства ($\Delta_r = 2 \dots 6$ мм; $\Delta_\alpha = 2 \dots 6^\circ$, угол закручивания до $5 \dots 30^\circ$). Муфта стандартизована по ГОСТ Р 50892-96 и получила широкое распространение.

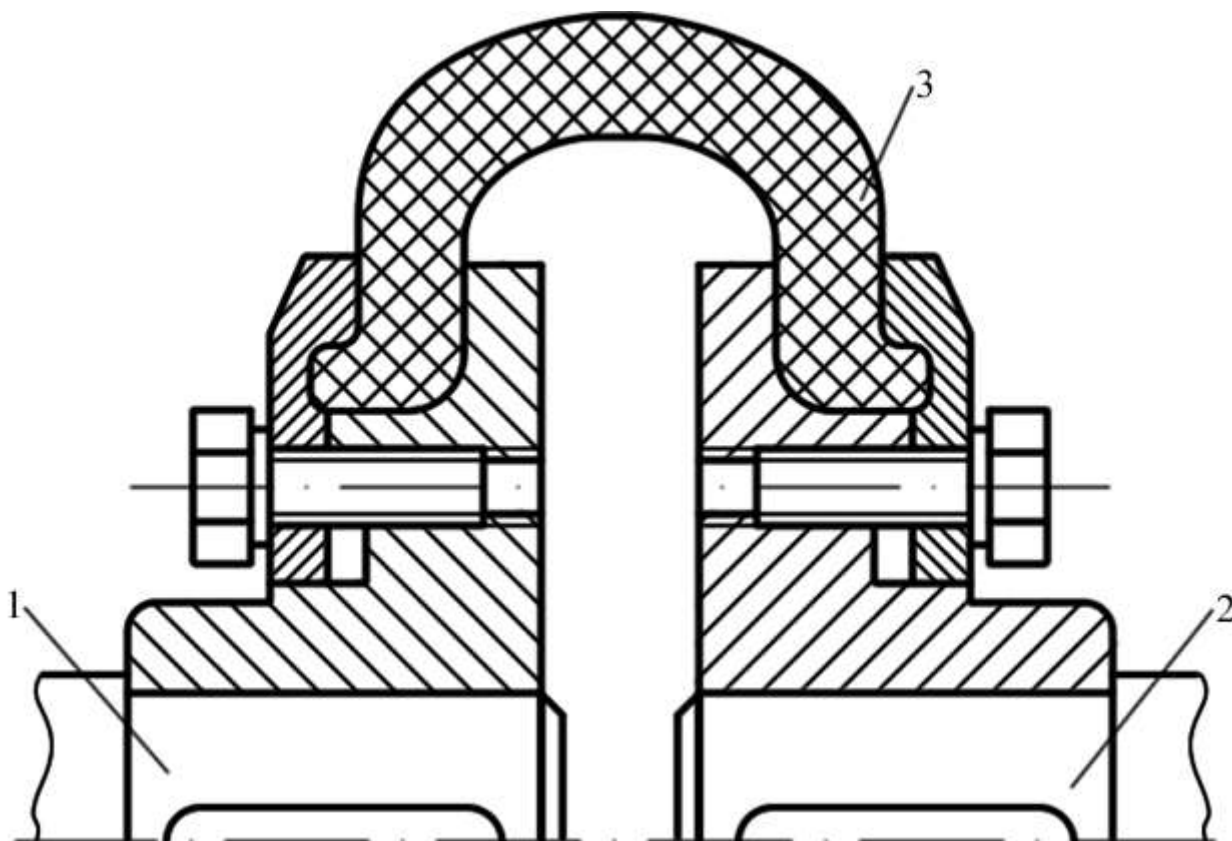


Рис. 7.14. Муфта упругая с торообразной оболочкой:
1, 2 - соединяемые валы; 3 – торообразная оболочка

Управляемые или сцепные муфты

Управляемые муфты позволяют соединять или разъединять валы с помощью механизма управления. По принципу работы они разделяются на: муфты, основанные на зацеплении (кулачковые или зубчатые); муфты, основанные на трении (фрикционные).

Муфты зубчатые сцепные по устройству (рис. 7.15) подобны зубчатым компенсирующим муфтам (см. рис. 7.7) с той разницей, что здесь обойма 2 изготавливается подвижной и управляется с помощью отводки в два положения – включено (рис. 7.15) и выключено. Диски 1 и 3 являются ограничителями, а втулка 4 центрирует валы и одновременно выполняет функцию подшипника при их относительном вращении (когда муфта выключена).

Применяют также зубчатые муфты без обоймы 2, у которых одна полумуфта имеет внутренние, а другая – внешние зубья.

Преимущества зубчатой муфты по сравнению с подобной кулачковой – возможность изготовления на широко распространенном зуборезном оборудовании. При этом получают более высокую точность изготовления.

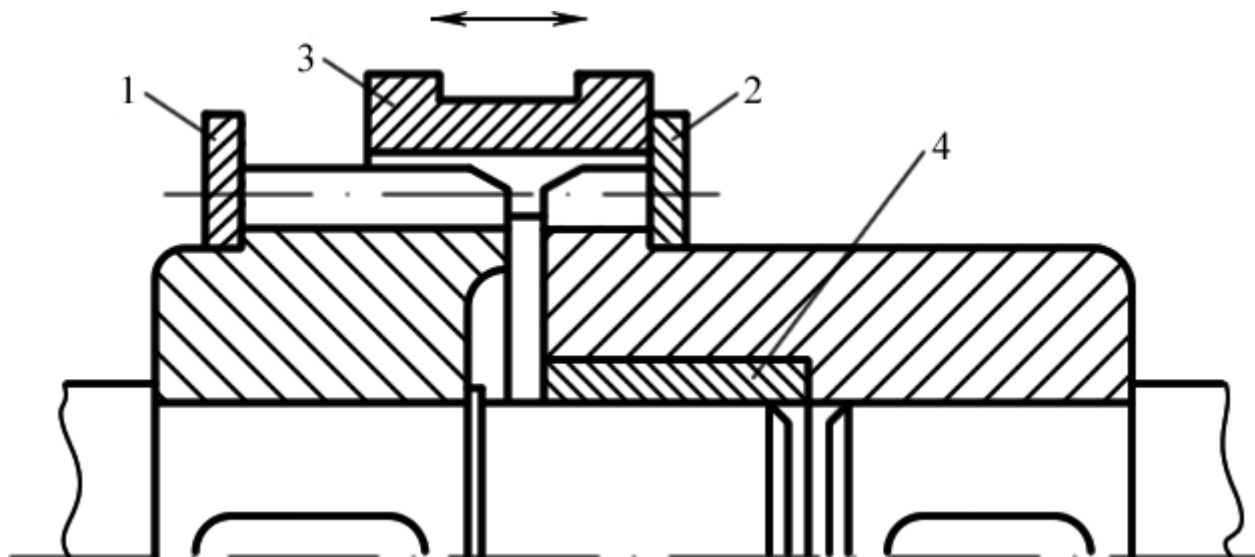


Рис. 7.15. Муфта зубчатая сцепная (управляемая):
1, 2 – диски; 3 – обойма; 4 – втулка

Для устранения ударов при включении в зубчатых муфтах широко применяют синхронизаторы. Для того чтобы скорости успели выровняться в процессе непрерывного перемещения обоймы, это перемещение следует производить медленно.

Фрикционные муфты

При включении фрикционных муфт вращающий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта проскальзывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара. Отрегулированная на передачу предельного вращающего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная муфта выполняет одновременно функции предохранительного устройства.

Все фрикционные муфты в зависимости от формы рабочей поверхности можно разделить на три группы: муфты дисковые (плоская рабочая поверхность); муфты конические (коническая поверхность); муфты колодочные, ленточные и другие (цилиндрическая поверхность).

Муфты дисковые с одной парой поверхностей трения (рис. 7.16) выполнены так, что полумуфта 1 укреплена на валу неподвижно, а полумуфта 2 подвижна в осевом направлении, между полумуфтами располагается фрикционная накладка 3. Для соединения валов к подвижной полумуфте прикладывают осевую силу F_a .

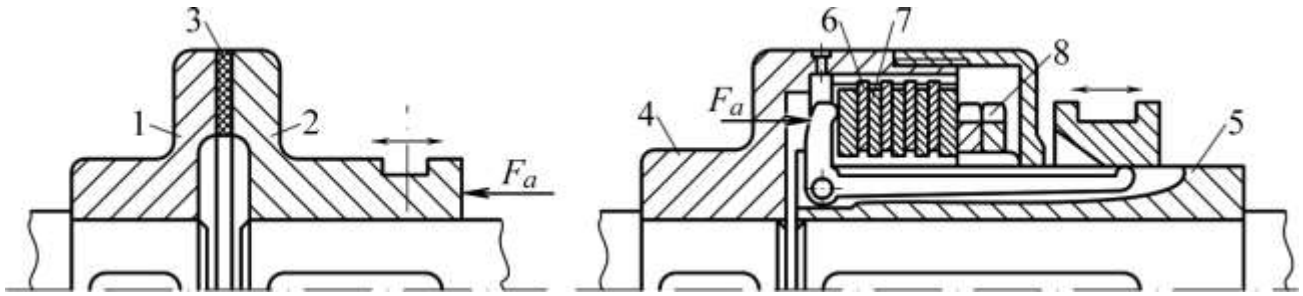


Рис. 7.16. Фрикционная муфта однодисковая (слева), многодисковая (справа):
 1, 2, 4, 5 – полумуфты; 3 – фрикционный диск; 6, 7 – наружные и внутренние диски;
 8 – регулировочная гайка

Для уменьшения силы F_a и габаритов муфты применяют конструкции не с одной, а со многими парами поверхностей трения – многодисковые муфты (рис. 7.16). В этих муфтах имеются две группы дисков: наружные 6 и внутренние 7. Наружные диски соединены с полумуфтой 4, а внутренние – с полумуфтой 5 при помощи подвижного шлицевого соединения. Правый крайний внутренний диск опирается на регулировочные гайки 8, на левый крайний диск действуют силы нажатия F_a от механизма управления. При этом сила нажатия передается на все поверхности трения. Таким образом, применение многодисковых муфт позволяет увеличить передаваемый вращающий момент пропорционально количеству поверхностей трения, сохраняя при этом силу нажатия F_a и диаметры дисков.

Передаваемый вращающий момент можно увеличить путем увеличения силы нажатия F_a , коэффициента трения f и диаметров дисков (среднего радиуса трения). Увеличение диаметров приводит к повышению габаритов муфты, и поэтому на практике используется в последнюю очередь. Увеличение F_a ограничено допускаемым средним удельным давлением на трущихся поверхностях. Коэффициент трения f можно увеличить, снабжая диски накладками 3 (см. рис. 7.16) из специальных фрикционных материалов. При этом следует учитывать, что применение накладок увеличивает осевой габарит муфты при одном и том же числе дисков.

Механизмы управления фрикционными муфтами, применяемые на практике, весьма разнообразны не только по конструкции, но и принципу действия. По принципу действия различают муфты с электромагнитным, гидравлическим, пневматическим и механическим управлением.

При выборе формы нажимного рычага следует учитывать его упругие деформации. Желательно, чтобы рычаг обладал пружинящей

способностью. В этом случае износ дисков не вызовет резкого снижения силы нажатия F_a .

Большое влияние на работоспособность муфты оказывает ее тепловой режим. Перегрев муфт приводит к увеличению износа, а в некоторых случаях к обугливанию неметаллических накладок или к задиру металлических поверхностей. Нагрев муфт связан также со скольжением при переключениях. Эта теплота нагревает детали муфты и уходит в окружающую среду. Вследствие того, что теплота выделяется интенсивно за малое время, муфты не имеют установившегося теплового режима. За этот короткий промежуток времени поверхности трения могут нагреваться до высокой температуры, в то время как средняя температура муфты в целом остается низкой.

Материалы фрикционных муфт должны в основном удовлетворять тем же требованиям, что и материалы фрикционных передач. Наибольшее распространение на практике получили следующие комбинации материалов: закаленная сталь по закаленной стали или сталь по чугуну при хорошей смазке; асбестовые или порошковые накладки по стали или чугуну без смазки.

Самоуправляемые муфты

Эти муфты предназначены для автоматического разъединения валов в тех случаях, когда параметры работы машины становятся недопустимыми по определенным показателям. Классифицируют самоуправляемые муфты по признаку автоматического срабатывания от определенной частоты вращения, величины момента и направления вращения.

Предохранительные муфты служат для защиты машин от перегрузки. Любая фрикционная муфта, отрегулированная на передачу предельного момента, выполняет функции предохранительной. Специальные предохранительные фрикционные муфты не имеют механизма управления, а силы нажатия в них обычно обеспечиваются постоянно действующими пружинами.

Другим представителем предохранительных муфт является муфта со специальным разрушающимся элементом (рис. 7.17). Здесь вращающий момент между полумуфтами 1 и 4 передается через штифт 3, который срезается при перегрузке. Для восстановления работы муфты штифт заменяют. На практике число штифтов принимают равным 1 или 2.

Необходима строгая центровка полумуфт на валах.

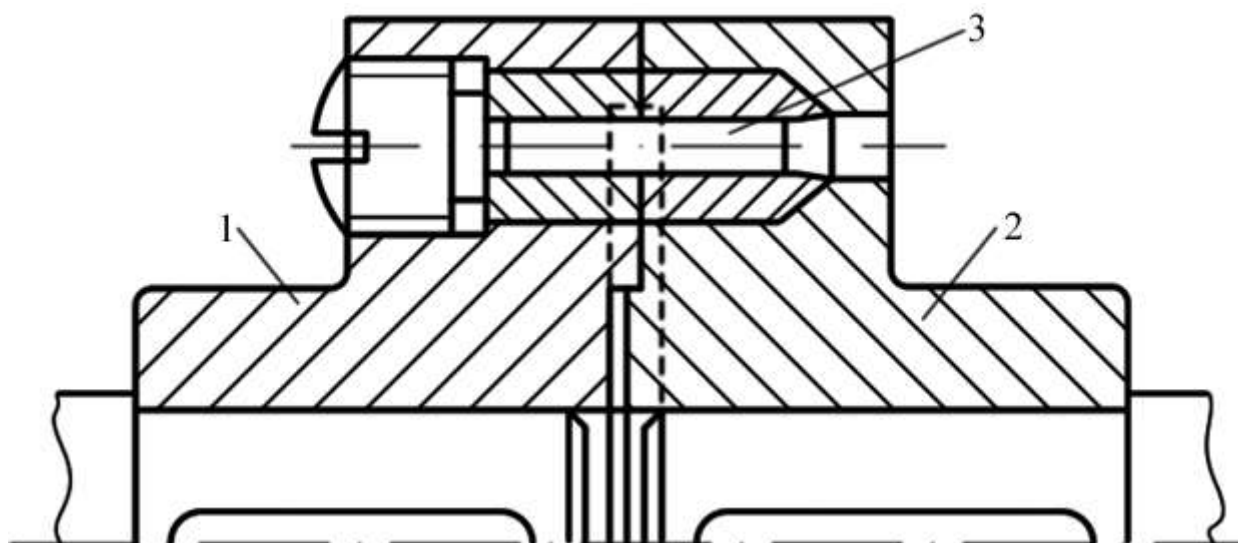


Рис. 7.17. Предохранительная муфта со специальным разрушающимся элементом: 1, 2 – полумуфты; 3 – штифт

Муфты кулачковые предохранительные по ГОСТ 15620-93 состоят из полумуфт 1 и 2 (рис. 7.18, а) на их торцах имеются зацепляющиеся выступы (кулачки) 3, имеющие трапецеидальный профиль с углом α .

От действия окружной силы F_t в зацеплении возникает осевая сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha$, которая стремится раздвинуть полумуфты и вывести их из зацепления. Этому противодействуют сила пружины F и сила трения на кулачках и в шлицевом или шпоночном подвижном соединении.

В соответствии с силой F подбирают пружину.

Недостатком предохранительных кулачковых муфт являются удары кулачков при перегрузках, сопровождающиеся большим шумом. Поэтому такие муфты не рекомендуют применять при высокой частоте вращения.

Прямоугольный профиль кулачков (рис. 7.18, б), показанный в сечении цилиндрической поверхностью по среднему диаметру, требует точного взаимного расположения полумуфт в момент включения. Кроме того, в таких муфтах неизбежны технологические боковые зазоры и связанные с этим удары при изменении направления вращения. Зазоры увеличиваются при износе кулачков.

Трапецеидальный профиль (рис. 7.18, в) не требует точного взаимного расположения полумуфт в момент включения, а боковые зазоры компенсируются изменением глубины посадки кулачков.

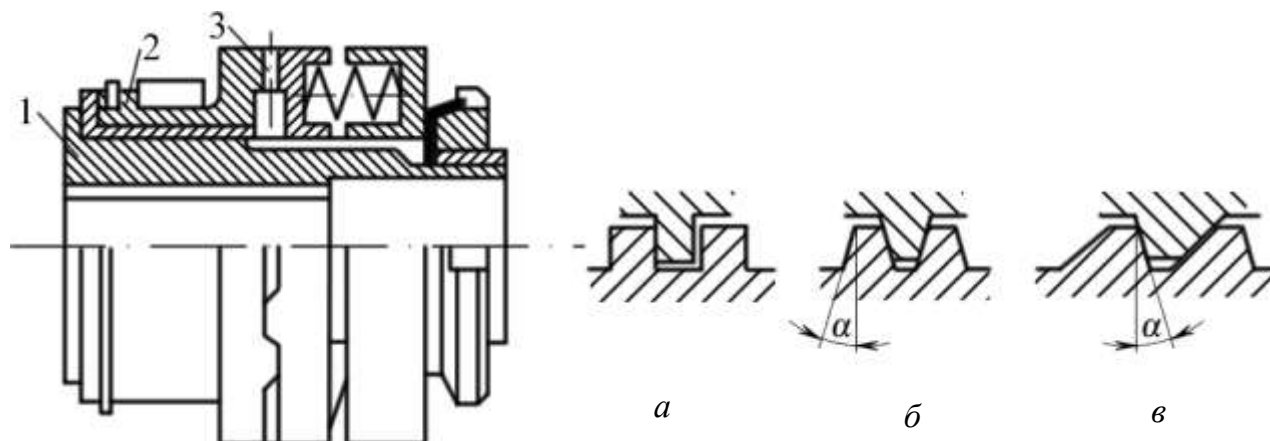


Рис. 7.18. Кулачковая муфта предохранительная: конструкция (слева); профили кулачков (справа): 1, 2 – полумуфты; 3 – выступ (кулачек)

В муфтах с трапецеидальными кулачками возникают осевые силы, в этом отношении муфты с прямоугольными кулачками обладают преимуществом. Угол α трапецеидального профиля выбирают таким (обычно $2...5^\circ$), чтобы обеспечить самоторможение или не создавать большой постоянной нагрузки на механизм отводки.

Работоспособность кулачковых муфт определяется в основном износом кулачков, который зависит от напряжений смятия на поверхности контакта. Для уменьшения износа поверхность кулачков должна быть твердой. Этого достигают с помощью объемной закалки или цементации. Применение цементации предпочтительней, так как при этом сохраняется вязкость сердцевины, что повышает сопротивление кулачка хрупким разрушениям от ударов. Муфты с цементированными кулачками изготавливают из сталей 15Х, 20Х, с объемной закалкой – из сталей 40Х, 30ХН и т.п.

Муфты шариковые предохранительные ГОСТ Р 50893-96 по принципу действия аналогичны кулачковым. Могут быть нерегулируемыми и регулируемыми. Нерегулируемая муфта предназначена для передачи заданного момента. Полумуфта 1 и 2 (рис. 7.19) связаны упругим кольцом 3 и диском 4. В радиальных отверстиях диска 4 размещены пружины и шарики (3...6 шт.). Шарики взаимодействуют с отверстиями в полумуфте 2, при этом крутящий момент передается с диска на полумуфту. Если момент на ведомом валу достигает предельного значения, то шарики сжимают пружины, выходят из фиксирующих отверстий, и муфта проскальзывает.

В регулируемой предохранительной муфте (см. рис. 7.19) силу пружины регулируют осевым перемещением специальной гайки.

Шариковые предохранительные муфты работают при небольших угловых скоростях и нагрузках. Они обеспечивают достаточно высокую точность срабатывания, но сложны в изготовлении и создают характерный шум при срабатывании.

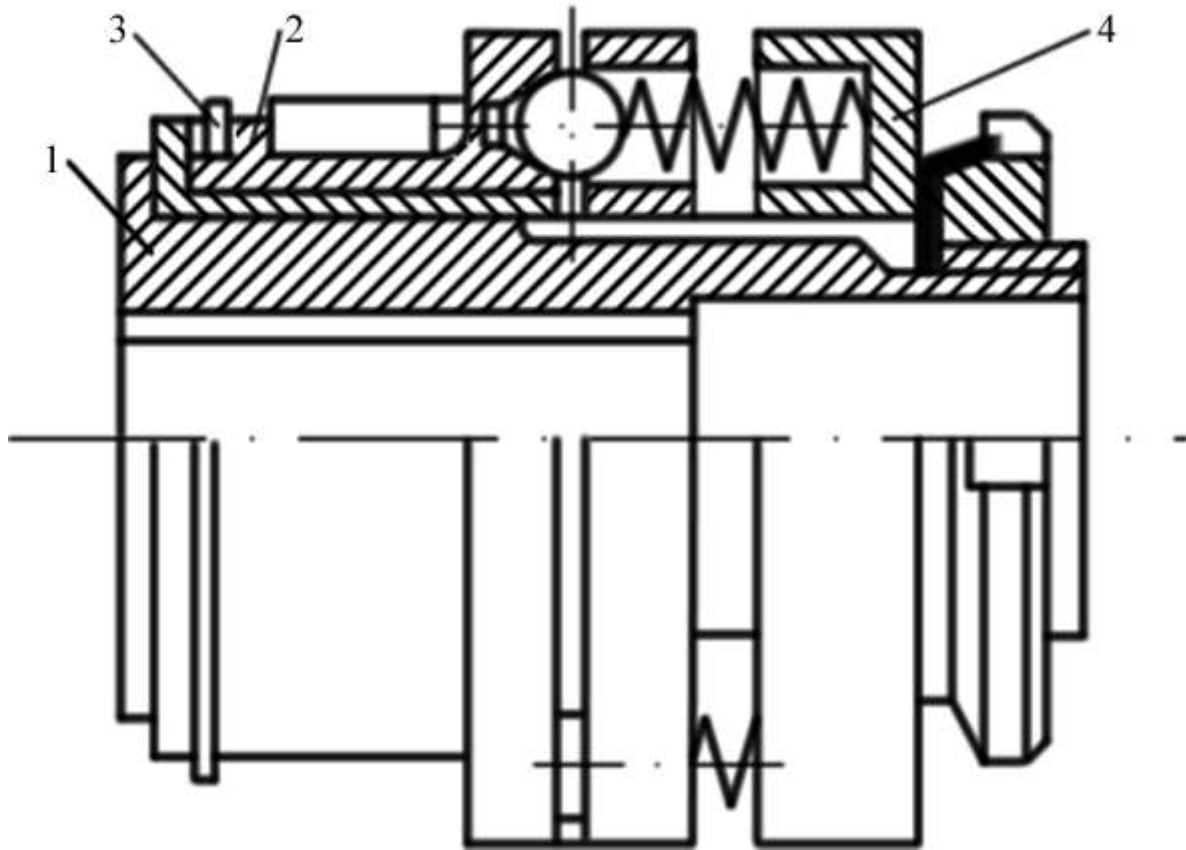


Рис. 7.19. Шариковая муфта: 1, 2 – полумуфты;
3 – упругое кольцо; 4 – диск

Центробежные муфты автоматически соединяют валы только тогда, когда угловая скорость превысит некоторую заданную величину. Таким образом, эти муфты являются самоуправляемыми по угловой скорости. Центробежные муфты используют для автоматического включения и выключения исполнительного механизма с помощью регулировки угловой скорости двигателя; повышения плавности пуска и выключения при перегрузках.

Центробежная сила F_c (рис. 7.20) прижимает колодку 3 к барабану полумуфты 2. Этому препятствует сила F , возникающая от прогиба пружины 4. Величину силы F регулируют винтом 5. Также определяют необходимую силу пружины по заданной угловой скорости, до которой полумуфта 1 вращается свободно.

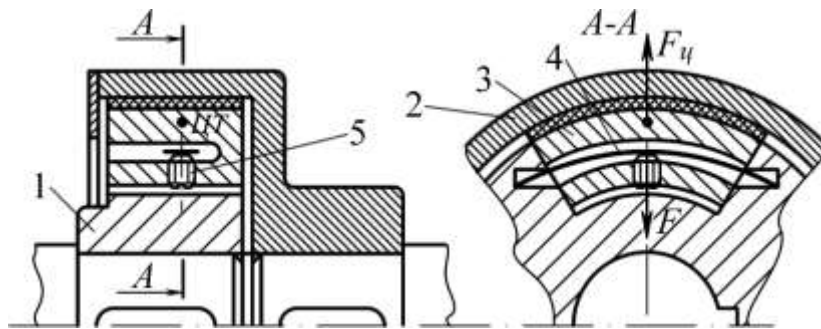


Рис. 7.20. Центробежная муфта: 1, 2 – полумуфты; 3 – колодка;
4 – плоская пружина

Муфты свободного хода передают вращающий момент только в одном заданном направлении. Их применяют в станках, автомобилях, мотоциклах, велосипедах и т. д. В велосипедах, например, они передают вращающий момент от педалей на колесо и в то же время позволяют колесу свободно катиться при неподвижных педалях.

Простейшим представителем муфт свободного хода является устройство с храповиком. Вследствие шума на холостом ходу и резкого ударного включения такие муфты применяют сравнительно мало и только при низких скоростях.

Бесшумную работу обеспечивают фрикционные роликовые или шариковые муфты (рис. 7.21). Если полумуфта 1 вращается по часовой стрелке, то ролик 3 закатывается в узкую часть паза и здесь заклинивается. Образуется жесткое соединение шестерни с валом через ролик 3 и полумуфту 2. При вращении полумуфты 1 в противоположном направлении ролик выходит в широкую часть паза, и полумуфта оказывается разъединенной с ведущим валом. В этом направлении она может вращаться свободно. Толкатель 4, имеющий слабую пружину 3, выполняет вспомогательную роль. Он удерживает ролик в постоянном контакте с полумуфтой 2.

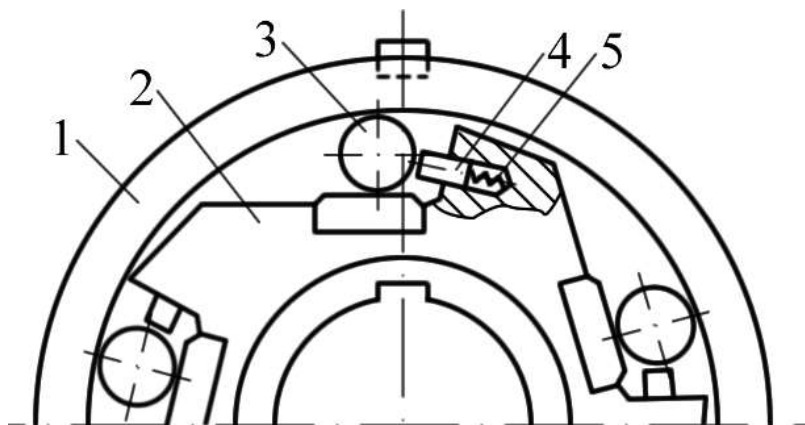
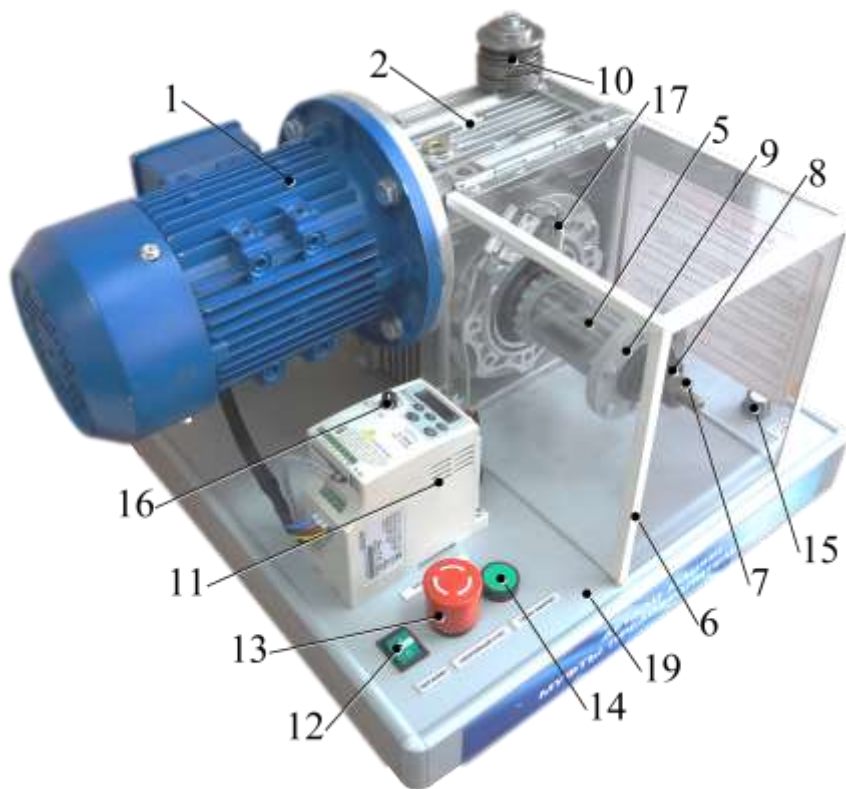


Рис. 7.21. Центробежная муфта:
1, 2 - полумуфты; 3 - ролик; 4 - толкатель; 5 - пружина

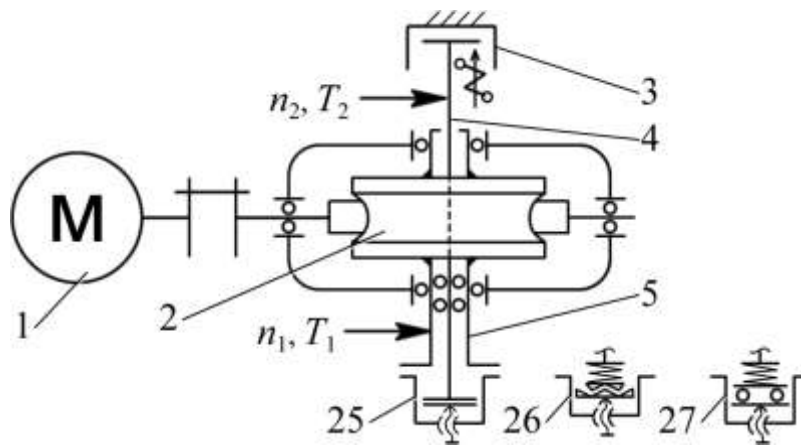
В муфтах обычно применяют стандартные ролики роликоподшипников (45...50 HRC), а рабочие поверхности деталей цементируют (60 HRC, стали типа ШХ15, ШХ12).

7.2. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Лабораторный стенд и его кинематическая схема представлены на рис. 7.22.



a



б

Рисунок 7.22. Лабораторный стенд: *a* – общий вид; *б* – кинематическая схема



Рис. 7.23. Испытуемые муфты: фрикционная (слева), шариковая (в центре), кулачковая (справа)

Установка содержит:

- электродвигатель 1;
- редуктор 2;
- порошковый тормоз 3;
- внутренний вал 4 тормоза;
- выходной наружный вал 5;
- декоративный кожух 6;
- контргайку 7;
- прижимную гайку 8;
- муфту 9 исследуемую, состоящая
 - из клеммы 20;
 - полумуфты 21 на ведущий вал;
 - ступицы 22 ведомого вала;
 - подвижного элемента 23;
- полумуфты 24 на ведомый вал;
- муфты 10 в запасе:
 - фрикционная дисковая 25;
 - кулачковая 26;
 - шариковая 27;
- пульт управления, состоящий из
 - преобразователя частоты 11;
 - тумблера 12 включения питания стенда;
 - кнопки 13 аварийной остановки стенда;
 - кнопки 14 сброса аварии;
 - потенциометра 15 для регулировки момента порошкового тормоза;

- потенциометра 16 для регулировки частоты вращения электродвигателя;
- датчик 17 частоты вращения выходного наружного вала;
- датчик 18 частоты вращения внутреннего вала тормоза;
- раму 19.

Принцип работы

Электродвигатель 1 вращает входной вал редуктора 2. Частота вращения выходного вала редуктора 2, который выполнен полым, существенно снижается за счет большого передаточного числа. Внутри полости выходного наружного вала 4 редуктора 2 установлены подшипники качения. В подшипники установлен внутренний вал тормоза 5, который имеет концевой участок со шпонкой и резьбовой участок. На шпоночное соединение устанавливается одна полумуфта, которая соединяется с другой полумуфтой посредством шариков, фрикционного кольца или кулачков в зависимости от типа муфты. Другая полумуфта соединяется для передачи вращающего момента с выходным наружным валом 5 при помощи входящих выступов впадины на полумуфте. Таким образом, вращение передается от двигателя к тормозу через предохранительную муфту.

Все исследуемые муфты имеют полумуфту, предназначенную для установки на ведущий вал. Фиксация в осевом направлении осуществляется фиксацией прижимной гайкой, а передача вращающего момента происходит за счет совмещения пазов с выступами на валу.

Полумуфта ведущего вала соединяется с полумуфтой, предназначенной для установки на ведомый вал, через подвижный элемент. Подвижный элемент во фрикционной муфте – кольцо из материала, обладающего высоким коэффициентом трения в паре со сталью. В кулачковой муфте подвижным элементом является кольцо с зубьями. В шариковой муфте – это обойма, в которую закладываются шарики. В кулачковой и шариковой муфте подвижный элемент подпружинен в направлении соединяемой полумуфты.

Передача вращающего момента происходит за счет сил трения (зацепления в кулачковой и шариковой муфте) подвижного элемента и полумуфты. Расцепление полумуфт при перегрузке происходит за счет проскальзывания (вывода из зацепления) подвижного элемента и полумуфты. Установление предельного момента, при котором происходит расцепление

полумуфт, регулируется путем перемещения клеммы 20 по резьбовому участку на ступице 22 ведомого вала.

Лицевая часть стенда, где располагаются валы и муфта, закрыта прозрачным защитным декоративным кожухом 6, поднятие которого приводит к срабатыванию схемы защиты. Схема защиты отключает питание преобразователя частоты 11, от которого запитан электродвигатель 1 стенда, и срабатывает при нажатии на кнопку 13 «Аварийный стоп» или при поднятии защитного декоративного кожуха 6 стенда. Сброс схемы защиты осуществляется нажатием на кнопку 14 «Сброс аварии» или отключением электропитания стенда. Кнопку «Сброс аварии» необходимо нажимать каждый раз при опускании декоративного кожуха.

Вращающий момент измеряется с помощью индуктивных датчиков. С задней стороны стенда на ведомом валу реактивная тяга опирается на тензометрический датчик усилия.

Данные, полученные с датчиков, поступают на контроллер стенда, а затем в ПК для последующей обработки. Отображение всех измеряемых величин осуществляется в программе.

Описание программного обеспечения

Лабораторные работы выполняются с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программного обеспечения (рис. 7.24).

В верхней левой части рабочего окна программы расположена кнопка «Стоп» для экстренной остановки стенда. Справа от нее выводятся подсказки по проведению эксперимента.

В основной части рабочего окна программы находятся вкладки «Частота оборотов и момент» и «Зависимость частоты оборотов от момента», на которых отображаются полученные в ходе эксперимента графики в реальном режиме времени. Графики можно передвигать с помощью правой кнопки мыши. Графики масштабируются. Для этого с помощью левой кнопки мыши выбирается необходимая область графика, начиная с левого верхнего угла. После отпускания кнопки будет показана вся выделенная область. Чтобы вернуться к прежнему виду нужно еще раз выделить на графике область, начиная с правого нижнего угла.

В нижней части рабочего окна выводятся текущие значения оборотов на ведущем и ведомом валах и вращающегося момента исследуемой муфты.

В меню «Лабораторные работы» выбирается тип испытываемой муфты.

Полученные с датчиков данные накапливаются за все время эксперимента, усредняются и выводятся в виде графиков усредненных значений в реальном времени. Не следует резко увеличивать усилие с помощью потенциометра для регулировки момента порошкового тормоза. Это приведет к тому, что в некоторых точках на графике будет усреднено слишком мало значений для корректного отображения графиков. О наличии таких точек с малым количеством усредненных значений можно судить по резким выбросам или провалам на полученных графиках.

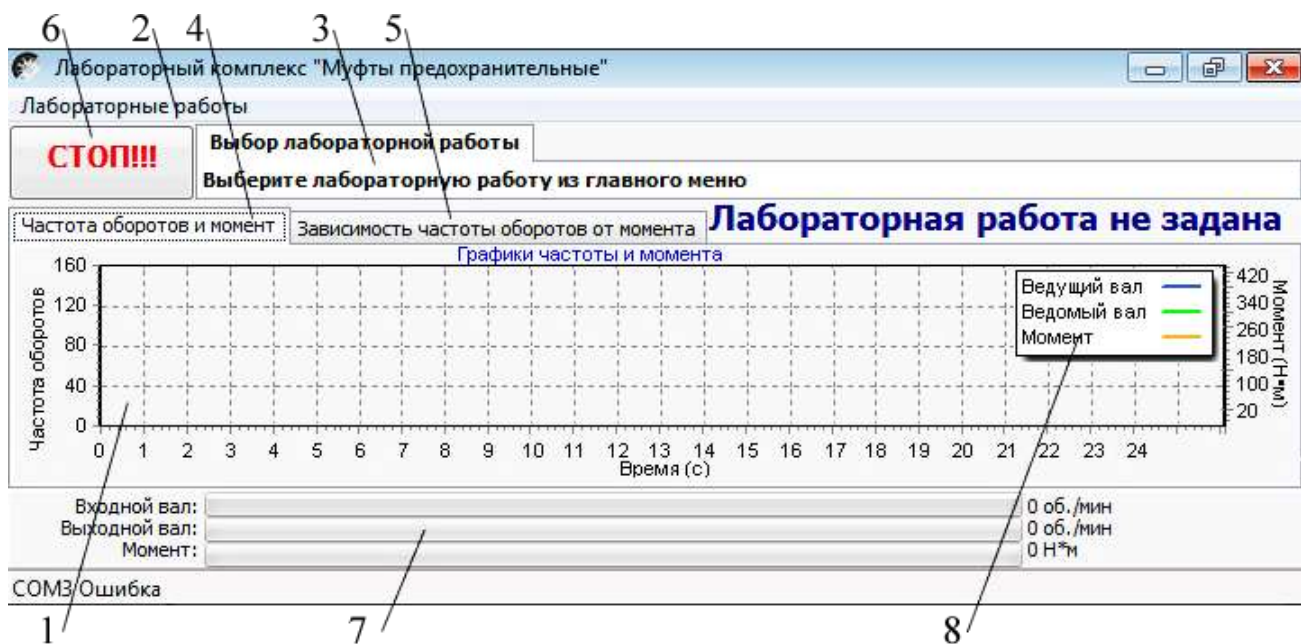


Рис. 7.24. Рабочее окно программы

На рис. 7.24 показаны: 1 – область построения графиков; 2 – меню «Лабораторные работы»; 3 – область диалоговых уведомлений; 4 – вкладка «Частота оборотов и момент»; 5 – вкладка «Зависимость частота оборотов от момента»; 6 – кнопка аварийной остановки «Стоп!!!»; 7 – полосы индикации частот вращения и момента; 8 – легенда.

ТРЕБОВАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ:

- перед началом работы, обучаемые должны быть ознакомлены преподавателем с устройством стенда, принципом работы и требованиями безопасности;
- включение лабораторных установок и аппаратуры производить только в присутствии преподавателя или учебного мастера;

- при включении установки в сеть убедиться в том, что все кнопки панели управления находятся в положении выключено;
- перед запуском электродвигателя убедиться в том, что все элементы хорошо закреплены и валы вращаются без ощутимых заеданий;
- перед включением испытательного оборудования убедиться в правильности сборки, установки и закрепления лабораторных приспособлений и устройств.

ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- эксплуатировать стенд при повреждении внешних элементов установки, кабеля питания и ненадежном контакте в электрической розетке;
- прикасаться к вращающимся деталям во время работы;
- при работе располагать посторонние предметы вблизи и между подвижными элементами стенда.

7.3 ИСПЫТАНИЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ (ФРИКЦИОННОЙ ДИСКОВОЙ, КУЛАЧКОВОЙ, ШАРИКОВОЙ)

Цель работы.

Экспериментально исследовать влияние предохранительных муфт различных типов (фрикционной дисковой, кулачковой, шариковой) на вращение вала.

В результате выполнения работы студент должен *знать:*

- конструкцию и принцип работы предохранительных муфт;
- особенности испытания предохранительных муфт;

уметь:

- проводить испытания муфт в автоматизированном режиме;
- анализировать характер изменения величины оборотов вала от вращающего момента на валу.

⌚ **35–50 мин.** Последовательность выполнения работы.

⌚ **2–3 мин.** Подготовительная работа.

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

1.1. Запустить программу управления стендом «Предохранительные муфты».

1.2. Включить электропитание стенда тумблером 12.

Внимание! Для корректной работы тензоаппаратуры требуется включить питание стенда минимум за 15–20 мин до проведения эксперимента.

1.3. По заданию преподавателя выбрать одну из трех лабораторных работ в меню «Лабораторные работы» (рис. 7.25):

1. Исследование фрикционной предохранительной муфты;
2. Исследование шариковой предохранительной муфты;
3. Исследование кулачковой предохранительной муфты.

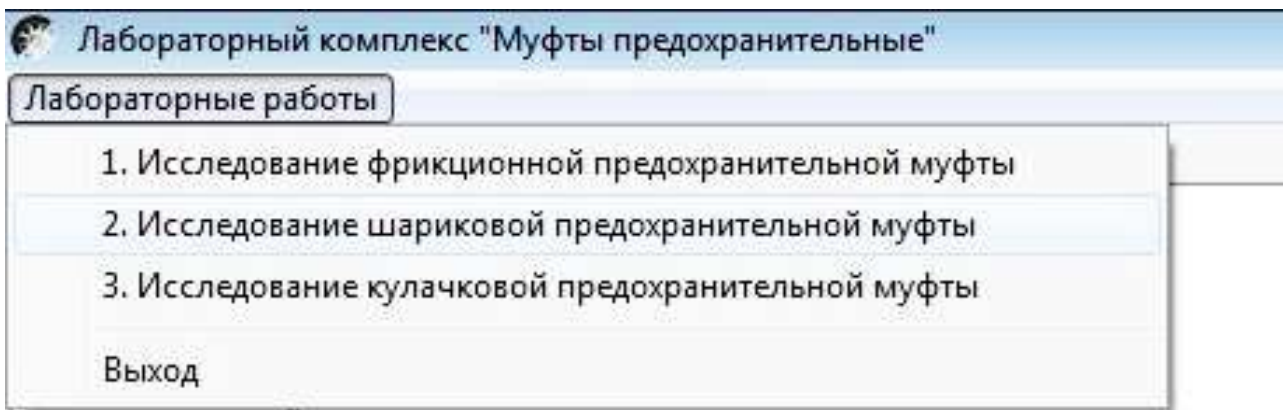


Рис. 7.25. Выбор лабораторной работы

🕒 5-7 мин.

2. По заданию преподавателя сменить исследуемую муфту 9 (рис. 7.22, а) на муфту 10, находящуюся в запасе.

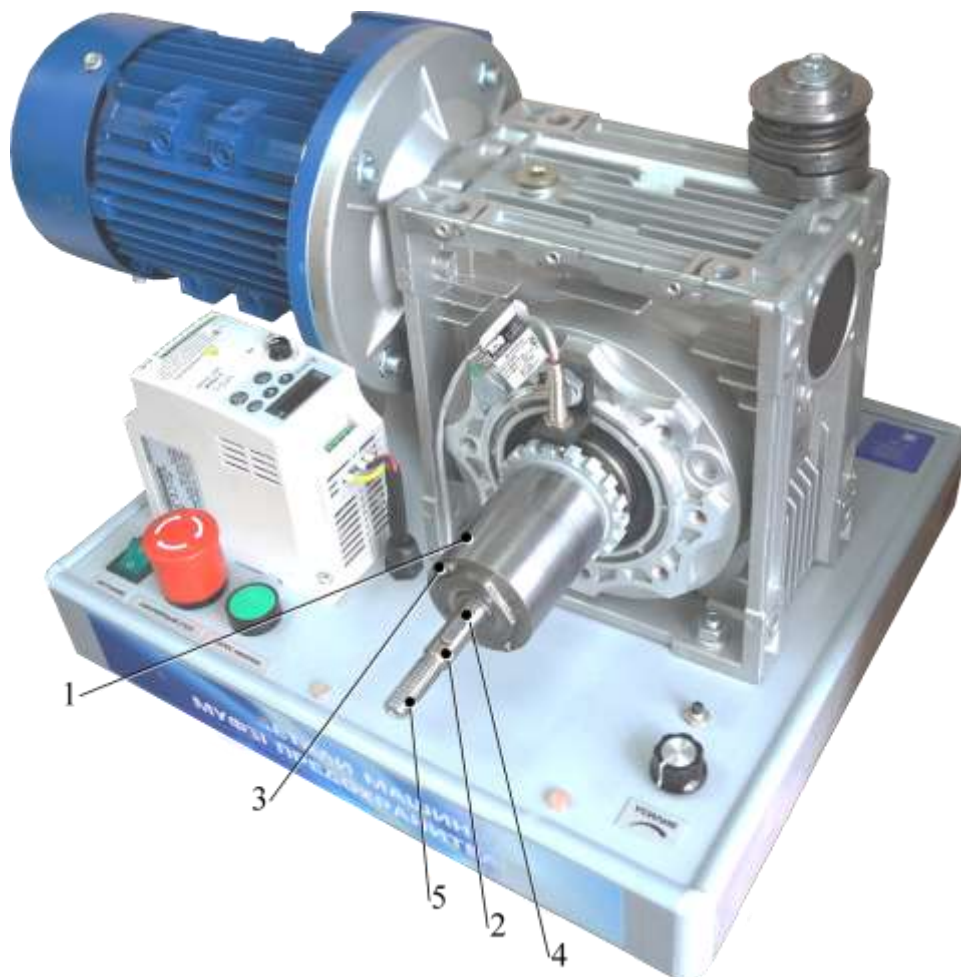
2.1. Отвинтить контргайку 7 и прижимную гайку 8, осевым перемещением снять со шпоночного соединения муфту.

2.2. Разобрать болтовое соединение крепящее муфту в запасе. Установить муфту на шпоночное соединение 4 (рис. 7.26) до упора в торец наружного вала 1. Выступы 3 на торце вала должны совпасть с пазами на полу-муфте, прижимаемой к валу.

2.3. Навинтить прижимную гайку и зафиксировать контргайкой.

2.4. Закрывать защитный декоративный кожух.

2.5. На стенде нажать кнопку «Сброс аварии».



*Рис. 7.26. Смена муфты: 1 – выходной наружный вал;
2 – внутренний вал тормоза; 3 – выступы на выходном наружном валу;
4 – шпонка шпоночного соединения; 5 – резьбовой участок конца вала*

🕒 **10-15 мин.**

3. Проведение испытаний.

Эксперимент целесообразно проводить на прогретой установке, так как при холодном масле существенно возрастают потери на размешивание и разбрызгивание смазки в редукторе, что искажает результаты эксперимента.

3.1. Полностью вывернуть рукоятки потенциометров 15 и 16 в направлении «против хода часовой стрелки».

3.2. Запустить двигатель с помощью кнопки «Старт» в области диалоговых уведомлений (поз. 3 на рис. 7.24).

3.3. После нажатия кнопки «Старт» начнется накопление данных и на экране начинается отображение графика на вкладках «Частоты оборотов от времени» и «Зависимость частоты оборотов от момента».

3.4. Выставить нужную частоту вращения (не менее 100 об/мин), пользуясь потенциометром 16 на преобразователе частоты 11, и подождать, пока вал наберет обороты. График, отображающий частоту вращения, должен стать линейным.

3.5. Плавно увеличить нагрузку на муфту с помощью переменного резистора, вращая рукоятку 15 в направлении по ходу часовой стрелки до срабатывания муфты. Во вкладке Зависимость частоты оборотов от момента будут видны соответствующие изменения на графике. Уменьшить момент и повторить увеличение момента до срабатывания еще раз.

3.6. Увеличить нагрузку до величины, при которой муфта не срабатывает. Резко увеличивая нагрузку поворотом рукоятки 7, определить, способна ли муфта передавать кратковременные перегрузки.

3.7. Изменить частоту вращения выходного вала вращением потенциометра 16 повторить пункты 3.5–3.6.

⌚ 8-10 мин.

4. Изменение момента срабатывания муфты.

4.1. Ослабить крепежный винт клеммы на муфте.

4.2. Специальным ключом, завинчивая или отвинчивая клемму, увеличить или уменьшить момент срабатывания муфты. Увеличение момента происходит за счет сжатия рабочих пружин.

4.3. Затянуть крепежный винт клеммы на муфте.

4.4. Закрывать защитный декоративный кожух.

4.5. На стенде нажать кнопку «Сброс аварии».

4.6. Повторить действия по пунктам 3.2–3.7.

⌚ 10-15 мин.

5. Обработка полученных результатов.

5.1. После окончания лабораторной работы завершить процесс нажатием кнопки «Завершить эксперименты» в области диалоговых уведомлений.

5.2. По графикам определить номинальный вращающий момент, при котором срабатывает муфта.

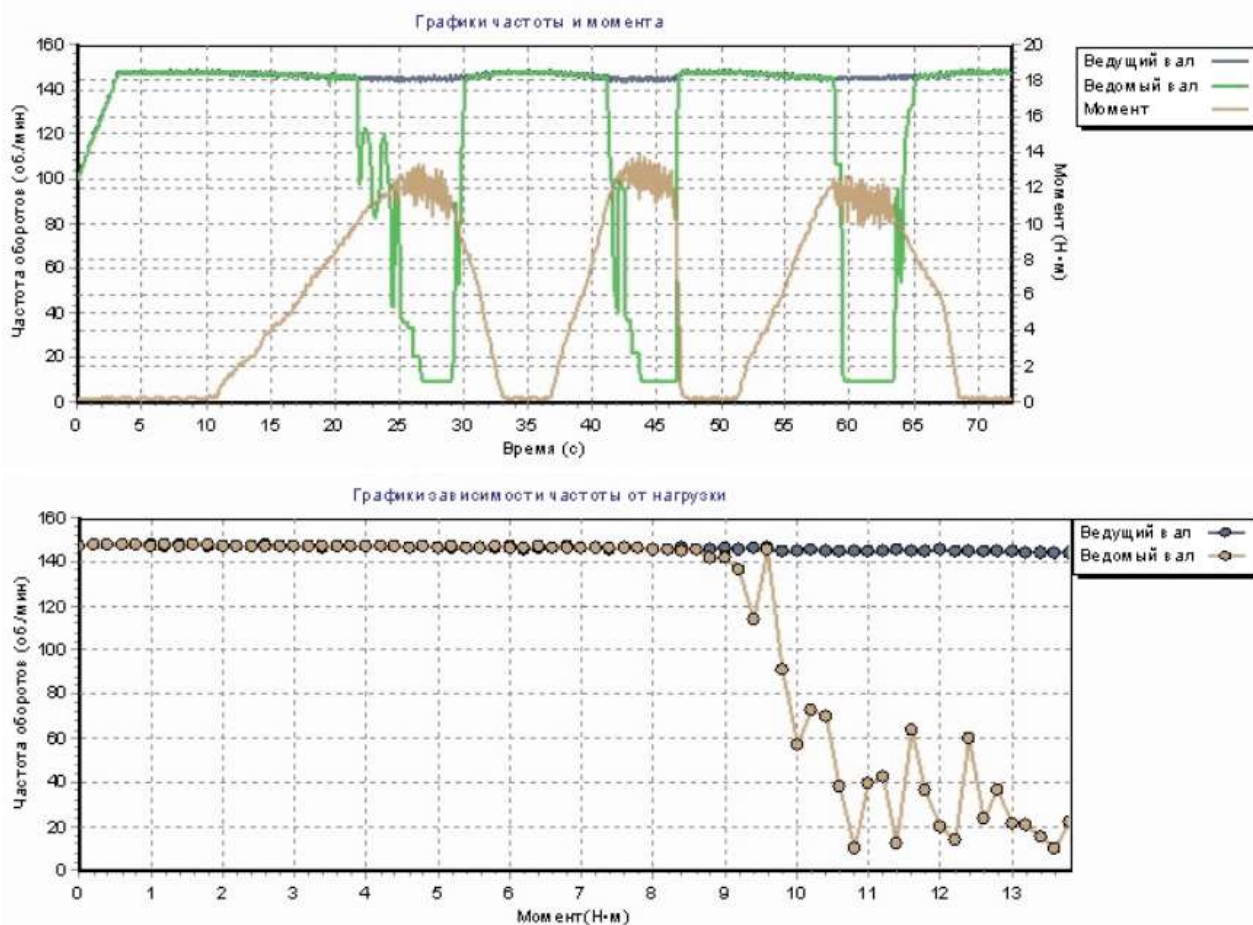
5.3. По графикам определить запас по сцеплению, который способна передавать муфта.

5.4. Сохранить полученные программой данные с помощью кнопки «Сохранить отчет». При завершении эксперимента и сохранении отчета необходимо ввести группу и фамилии выполнивших работу. Графики в отчете (рис. 7.27) будут сохранены именно в том виде, как они выглядят в программе, поэтому если перед сохранением графики масштабировались или двигались, то их необходимо вернуть к нужному виду.

Студенты:

Группа:

ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ:
"Исследование фрикционной предохранительной муфты"



Номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой:

Пиковый вращающий момент, передаваемый муфтой:

Выводы:

Рис. 7.27. Отчет по лабораторной работе

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите назначение муфт.
2. На какие группы и по каким признакам классифицируют муфты?
3. Достоинства и недостатки глухих муфт, примеры конструкций.
4. Виды несоосности валов. Какие муфты компенсируют их вредное влияние?
5. Какие функции выполняют упругие муфты?
6. Чем характеризуются динамические свойства упругих муфт?
7. Какие упругие муфты наиболее распространены?
8. Почему неметаллические упругие элементы в муфтах делают возможно большего объема в данных габаритах муфты?
9. Какие функции выполняют сцепные муфты? Их разновидности.
10. Почему сцепные муфты преимущественно делают фрикционными?
11. Самоуправляемые муфты. Их классификация по назначению.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные основные разделы курса техническая механика и проделанная работа позволяет сравнить теорию и эксперимент, таким образом, дать более полное представление об изучаемых объектах и явлениях. С другой стороны, спорные моменты, возникающие в процессе испытаний, такие как несогласованность теории и эксперимента, позволяет говорить о несовершенстве расчетных моделей или влиянии вредных факторов, которые не исключены в лабораторном оборудовании. Так например, возможно развитие области исследований для уменьшения вредных составляющих нагрузок: применением двигателей с равномерным процессом и хорошими пусковыми характеристиками, введением центробежных пусковых муфт, фрикционных муфт. Уменьшение динамических нагрузок, например, для цепной передачи, совершенствованием динамических схем машин с удалением от зон резонанса и областей недопустимых автоколебаний, в том числе встраиванием упругих муфт, маховиков, демпферов крутильных и поперечных колебаний.

Основные направления развития упругих муфт – это применение неметаллических, чаще резиновых или полиуретановых упругих элементов, не требующих многих витков или пакетов тонких листов, как стальные. Элементы преимущественно выполняют в виде оболочек или пластин, что обеспечивает муфтам повышенную компенсирующую способность.

Развитие сцепных муфт происходит в направлении принципиального расширения дистанционного и особенно автоматического управления.

Тенденции развития соединений происходит в направлениях обеспечения равнопрочности и равножесткости. В расчетах передач постепенно отходят от расчетных формул в виде произведения многих коэффициентов, рассматриваемых независимыми и приходят к определению статических и динамических напряжений.

Ременные передачи развиваются в направлении повышения прочности несущего слоя ремней и повышения прочности сцепления со шкивом.

Все виды расчетов деталей машин, в связи с усложнением расчетных задач, переводят на численное компьютерное моделирование, которое получает все большее распространение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александров, М. П. Грузоподъемные машины : учебник / М. П. Александров. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана : Высш. шк., 2000. – 552 с.
2. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины : Учеб. для машиностроит. спец. Вузов / М. П. Александров. – 6-е изд., перераб. – М. : Высш. шк., 1985. – 520 с.
3. Баловнев, Н. П. Расчет резьбовых соединений и винтовых механизмов: метод. указания / Н. П. Баловнев. – М. : МАМИ, 1999. – 39 с.
4. Глухов, Б. В. Детали машин: учеб. пособие В 2 Ч. Ч. 1. Передачи : / Б. В. Глухов, В. В. Крашенинников, В. М. Потапов. – Новосибирск : Изд. НГПУ, 2012. – 270 с.
5. Глухов, Б. В. Детали машин. В 2 ч. Ч. 2. Соединения. Несущие и поддерживающие детали : учеб. пособие / Б. В. Глухов, В. В. Крашенинников, В. М. Потапов. – Новосибирск : Изд. НГПУ, 2012. – 270 с.
6. Гулиа, Н. В. Детали машин : учеб. / Н. В. Гулиа, В. Г. Клоков, С. А. Юрков ; под общ. ред. д.т.н., проф. Н.В. Гулиа. – 2-е изд., испр. – СПб. : Лань 2010. – 416 с.
7. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для академ. бакалавриата / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – М.: Юрайт, 2014. – 408 с.
8. Крайнев, А. Ф. Словарь-справочник по механизмам / А. Ф. Крайнев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1987. – 560 с.
9. Курмаз, Л. В. Детали машин: проектирование : справочное учеб.- метод. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – М.: Высшая школа, 2005. – 309 с.
10. Лабораторный практикум по деталям машин : лабораторный практикум / [В. Н. Горелов, И. А. Кокорев, А. Н. Лукьянова, Д. С. Тетюшин]. – Самара. Самар. гос. техн. ун-т, 2013. – 101 с.
11. Леликов, О. П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин : Конспект лекций по курсу «Детали машин» / О. П. Леликов, 3-е изд. перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2007. – 464 с.
12. Машиностроение. Энциклопедия / [Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др.]. TV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. / [Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др.; под общ. ред. Д. Н. Решетова]. – М. : Машиностроение, 1995. – 864 с.
13. Проектирование механических передач : учеб. пособие / [С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов и др.] – 7-е изд., перераб. и доп. – М : Инфра М, 2013. – 536 с.
14. Решетов, Д. Н. Детали машин : учеб. для студ. машиностроит. и механич. спец. вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
15. Чернилевский, Д.В. Детали машин и основы конструирования : учеб. для вузов / Д. В. Чернилевский. – М. : Машиностроение, 2006. – 656 с.

Учебное издание

Бельков Валентин Николаевич
Захаренков Николай Владиленович
Лесняк Иван Юрьевич
Казakov Александр Юрьевич

ИСПЫТАНИЕ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Учебное пособие

Редактор *В. А. Маркалева*
Компьютерная верстка *Ю. П. Шелехиной*

Сводный темплан 2016 г.
Подписано в печать 23.06.16. Формат 60×84¹/₁₆. Отпечатано на дубликаторе.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,00. Уч.-изд. л. 10,00.
Тираж экз. Заказ .

Издательство ОмГТУ. 644050, г. Омск, пр. Мира, 11; т. 23-02-12.
Типография ОмГТУ.