

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-
ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**К ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ ПО КУРСУ
«ДЕТАЛИ МАШИН»**

для студентов специальности
«Отраслевое машиностроение» – 133

2020

Методические указания предназначены для студентов при изучении дисциплины «Детали машин и основы конструирования» и выполнении лабораторного практикума.

Методические указания подготовлены авторским коллективом преподавателей кафедры деталей машин и ТММ ХНАДУ в составе:

- к. т. н., доц. Воропай А. В.,
- к. т. н., доц. Богдан Д. И.,
- к. т. н., доц. Дзюбенко А. А.

Отв. за выпуск доц. Коряк А. А.

Лабораторные работы выполняются на базе **лабораторного комплекса** состоящего из:

- установки для определения момента трения в подшипниках ДМ-28М
- установки на базе консольной балки равного сопротивления ДМ-1;
- установки для испытания ременных передач в замкнутом контуре ДМ-73;
- установки для исследования упругих муфт ДМ-76;
- универсальной испытательной машины ДМ-30А

и приспособлений:

- для испытания резьбового соединения ДМ-27А;
- для испытания «Одно-болтового соединения» ДМ-22А;
- для испытания «Группового резьбового соединения» ДМ-39А;
- для исследования соединения с натягом ДМ-26А;

а также специально разработанного **компьютерного измерительно-регистрирующего комплекса** (блок усиления и коммутации сигналов – БУКС, аналого-цифровой преобразователь – АЦП, специализированное программное обеспечение, персональный компьютер).

ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

Внимание: Проверка и любые перекоммутации выполнять только при обесточенной сети!

До начала работы преподавателю или заведующему лабораторией необходимо:

- проверить соединения, разъемы и клеммы для текущей лабораторной работы;
- проверить исправность заземлений оборудования;
- проверить наличие питания;
- проверить исправность стендов;
- при необходимости устранения проблем в сети необходимо работать при выключенных рубильниках и тумблерах;
- одежда не должна иметь длинных пол, концов завязок, которые могут быть захвачены движущимися частями оборудования;
- наладку установки для проведения эксперимента производить только при выключенной машине;
- перед включением машин убедиться, что никто из присутствующих не находится вблизи движущихся частей машины.

Запрещается:

- студентам включать без разрешения преподавателя рубильники и пусковые кнопки;
- включать машины при открытых защитных щитках, дверях и т.п.;
- трогать рычаги и ручки управления машин и приборов, не относящихся к работе;
- пользоваться заведомо неисправными инструментами и приборами.

Указания по технике безопасности

1. Перед началом лабораторной работы проверить наличие заземления испытательной машины и приборов. Без заземления или с поврежденным заземлением проводить лабораторную работу запрещается.

2. Включение машины ДМ-30А и приборов производится в присутствии преподавателя.

3. Обслуживание испытуемых резьбовых соединений разрешается только при отсутствии внешней нагрузки.

4. Во время перемещения стола машины ДМ-30А не допускается нахождение рук экспериментаторов в рабочей зоне между стойками машины.

При несчастном случае:

- немедленно отключить электропитание установки;
- оказать первую помощь пострадавшему;
- сообщить руководителю занятий;
- при необходимости, обратиться в медицинский пункт ХНАДУ;
- вызвать, при необходимости, скорую помощь по телефону 103.

ВНИМАНИЕ!

Обращается особое внимание на соблюдение осторожности во время работы привода перемещения стола машины ДМ-30А; в это время не допускается нахождение рук экспериментатора в рабочей зоне машины.

Лабораторное оборудование имеет напряжение на входе 380 В; аппаратура для усиления сигнала от электрических средств измерений – 220 В. Поэтому студентам следует соблюдать осторожность в обращении с лабораторным оборудованием.

ВВЕДЕНИЕ

«МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ И ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СРЕДСТВА, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН»

Цель работы – ознакомить студентов с наиболее распространенными методами измерения физических величин и некоторыми методами испытаний деталей машин.

Краткие сведения об испытаниях

Детали машин испытывают в соответствии с их критериями работоспособности: на точность, потери на трение, прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость.

Измерение механических параметров при испытаниях деталей машин сводится к измерению перемещений (в том числе угловых), деформаций, скоростей, ускорений, сил, моментов, напряжений, температуры и т. д.

1) Измерение деформаций и линейных перемещений

Для измерения *деформаций*, и косвенного измерения *перемещений, сил и моментов* широкое применение нашли тензорезисторы (тензодатчики).

Остановимся на тензодатчиках и тензометрии более подробно, так как они будут использоваться в большинстве лабораторных работ по деталям машин.

«Тензо» в переводе с латыни означает «растягивание». Тензодатчик представляет собой плоскую спираль из тонкой константановой проволоки (рис. 1, *а*) или фольги (рис. 1, *б*), наклеиваемой на подложку, которая в свою очередь наклеивается на деталь. Датчик деформируется вместе с деталью. Деформации спирали в направлении продольных участков пропорциональны относительному изменению сопротивления.

Фольговые датчики допускают повышенный ток благодаря большей поверхности контакта спирали с поверхностью детали

(и поэтому лучшего теплоотвода). Они даже могут работать без усиления сигнала и имеют меньшую чувствительность к поперечным деформациям.

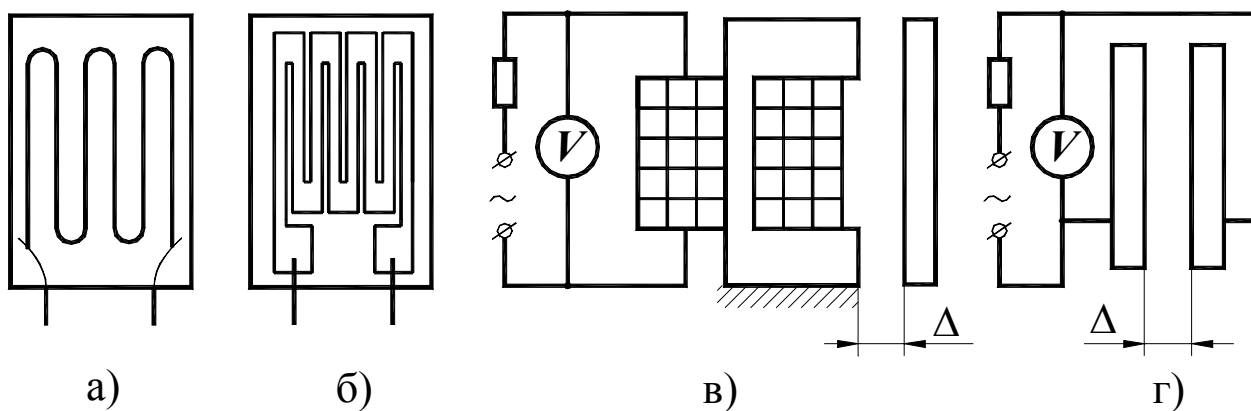


Рисунок 1 – Датчики перемещений

Применение мостовых схем позволяет во многом снизить остроту этих проблем. На рис. 2 представлены мостовые схемы с различным включением датчиков (они показаны переменными резисторами) при питании постоянным напряжением ($U_a = \text{const}$), а в табл. 1 приведены функциональные зависимости для этих схем.

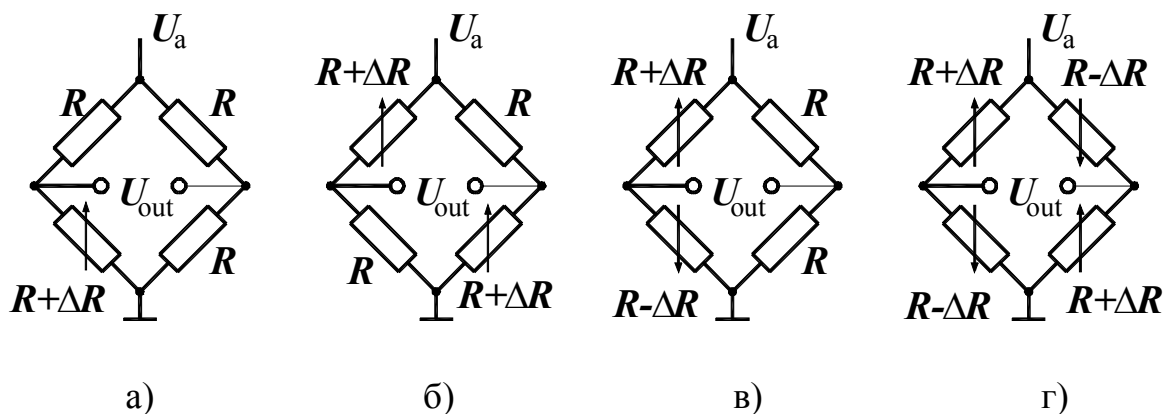


Рисунок 2 – Мостовые схемы

Таблица 1 – Зависимость параметров мостовых схем

Схема	Рис. 2 а	Рис. 2 б	Рис. 2 в	Рис. 2 г
U_{out}	$\frac{U_a}{4} \frac{\Delta R}{R + \Delta R/2}$	$\frac{U_a}{4} \frac{\Delta R}{R + \Delta R/2}$	$\frac{U_a}{2} \frac{\Delta R}{R}$	$U_a \frac{\Delta R}{R}$
Погрешность линейности	0,5%/%	0,5%/%	0	0

Как видно, чаще всего используемая схема с одним датчиком обладает заметной погрешностью линейности. Лучшими в смысле линейности свойствами обладают мостовые схемы с питанием неизменным постоянным током, приведенные на рис. 3, а в табл. 2 представлены характеристики этих схем.

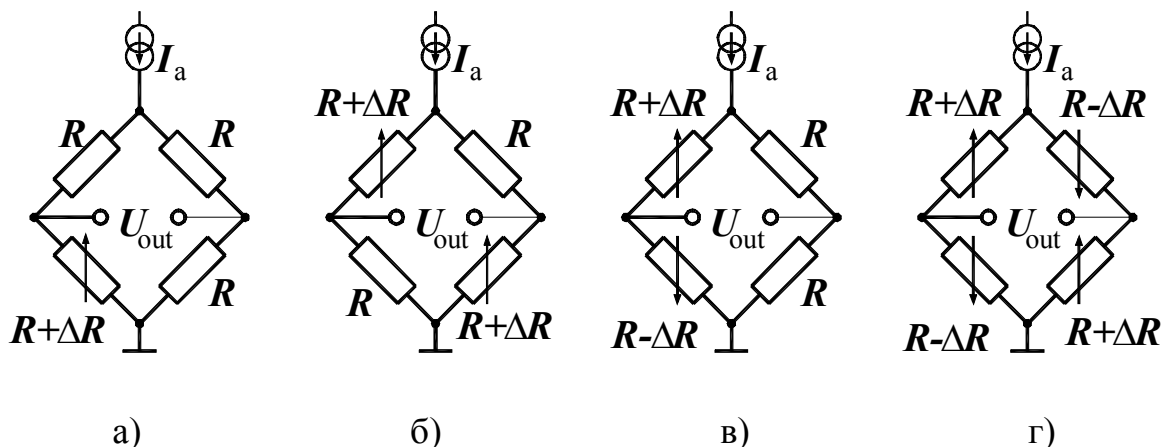


Рисунок 3 – Мостовые схемы

Таблица 2 – Зависимость параметров мостовых схем

Схема	Рис. 3 а	Рис. 3 б	Рис. 3 в	Рис. 3 г
U_{out}	$\frac{I_a R}{4} \frac{\Delta R}{R + \Delta R / 4}$	$\frac{I_a}{2} \Delta R$	$\frac{I_a}{2} \Delta R$	$I_a \Delta R$
Погрешность линейности	0,5%/%	0	0	0

Наряду с тензодатчиками для измерения деформаций (сил и т.д.) используют пьезодатчики. «Пьезо» в переводе с латыни означает «сжатие». В пьезодатчиках на гранях поверхности кристалла (кварц, турмалин, титанат бария и др.), являющегося чувствительным элементом, возникает электрический заряд, пропорциональный силе сжатия кристалла. Отметим, что по сравнению с тензодатчиками пьезодатчики имеют более высокую чувствительность, но и куда более высокую стоимость.

Для измерения линейных перемещений также используют резистивные (изменение сопротивления R) индуктивные (изменение индуктивности L) и ёмкостные (изменение ёмкости C) датчики. Они

могут применяться как бесконтактные средства.

Индуктивный датчик (рис. 1, в) состоит из сердечника, якоря и катушки индуктивности. Сердечник и якорь объединяются с деталями, относительное смещение которых требуется измерить. При взаимном смещении деталей меняются зазор и индуктивное сопротивление катушки.

Ёмкостный датчик (рис. 1, г) представляет собой электрические изолированные параллельные пластинки (конденсатор), зазор между которыми и ёмкость конденсатора меняются соответственно измеряемым перемещениям.

Индуктивные и ёмкостные датчики требуют наличия питающего напряжения. При запитывании переменным напряжением регистрируют ток в цепи и определяют реактивное сопротивление. При питании от цепи постоянного тока, активный элемент датчика с навесными элементами должен образовывать колебательный контур, в этом случае, регистрируют частоту тока в контуре, которая зависит от изменяемых параметров датчика.

2) Измерение скорости и ускорения

Для определения значения величин *скорости* и *ускорения* можно использовать как косвенные методы, путем численного дифференцирования данных о перемещении, так и методы непосредственного измерения.

Для измерения скоростей используют механические стрелочные приборы, устройства, работающие на эффекте Доплера и т.п.

Для измерения ускорений применяются пьезоэлектрические датчики, акселерометры, сейсмические датчики и гироскопы. Современные акселерометры строятся по МЭМС-технологии, использующей механические характеристики кремния. Основой датчиков является ёмкостной чувствительный элемент (рис. 4), представляющий собой микромеханическую систему, сформированную на поверхности кремниевой подложки. Он состоит из центральной пластины, закрепленной при помощи упругих элементов, и трех неподвижных пластин. В совокупности образуется дифференциальная емкость. Центральная пластина

обладает сейсмомассой и может смещаться под действием ускорения, меняя тем самым свое положение относительно неподвижных пластин. Это приводит к изменению емкости микроконденсатора, схема обработки сигнала фиксирует это и формирует выходное напряжение, линейно зависящее от действующего ускорения.

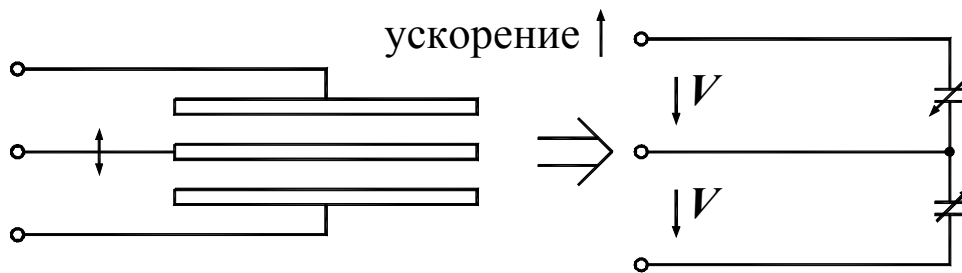


Рисунок 4 – Ёмкостной чувствительный элемент

Для измерения ускорений применяются акселерометры использующие пьезоэффект или ёмкостной эффект.

3) Измерение угловых скоростей

Для измерения *угловых скоростей* используют:

- оптические датчики (рис. 5);
- стробоскопы (рис. 6, а);
- индукционные датчики (рис. 6, б);
- датчики Холла (рис. 7).



Рисунок 5 – Оптические датчики

Конструктивно оптические датчики состоят из излучателя, излучающего свет в различных световых диапазонах, и приёмника, воспринимающего свет той же длины волны, которая испускается излучателем. Излучатель и приёмник могут быть конструктивно размещены в одном корпусе, либо могут быть разнесены в разных корпусах.

Зона чувствительности (длина оптического луча) оптических датчиков различна и лежит в пределах от нескольких сантиметров до десятков и даже сотен метров.

Оптические датчики по способу функционирования делятся на:

1. Отражающие от объекта – излучающие и принимающие свет, отражённый от объекта, находящегося в зоне действия датчика. При возвращении на сенсор определённого количества света, отражённого от объекта, на выходе устанавливается соответствующий логический уровень. Величина зоны срабатывания зависит от типа датчика, размеров регистрируемого предмета, от его цвета, шероховатости, кривизны поверхности и т.д. (рис. 5, б)

2. Отражающие от световозвращателя – которые излучают и принимают свет, отражённый от специального отражателя (рефлектора), и при прерывании луча объектом, выдаётся соответствующий выходной сигнал. Дальность зоны действия зависит от состояния воздушной среды, окружающей объект и датчик (пыль, дым, туман и т.д.). Конструктивно излучатель и приёмник также выполнены в одном корпусе (рис. 5, б).

3. Датчики сквозного типа – имеющие отдельные источник света и приёмник. Они должны быть расположены соосно напротив друг друга. Любой предмет, попадающий в зону светового потока, прерывает его и вызывает изменение на выходе логического уровня (рис. 5, а).

Принцип работы индукционных датчиков основан на изменении ЭДС, возникающей при пересечении линий индукции магнитного поля витков обмотки и пропорциональной скорости

пересечения.

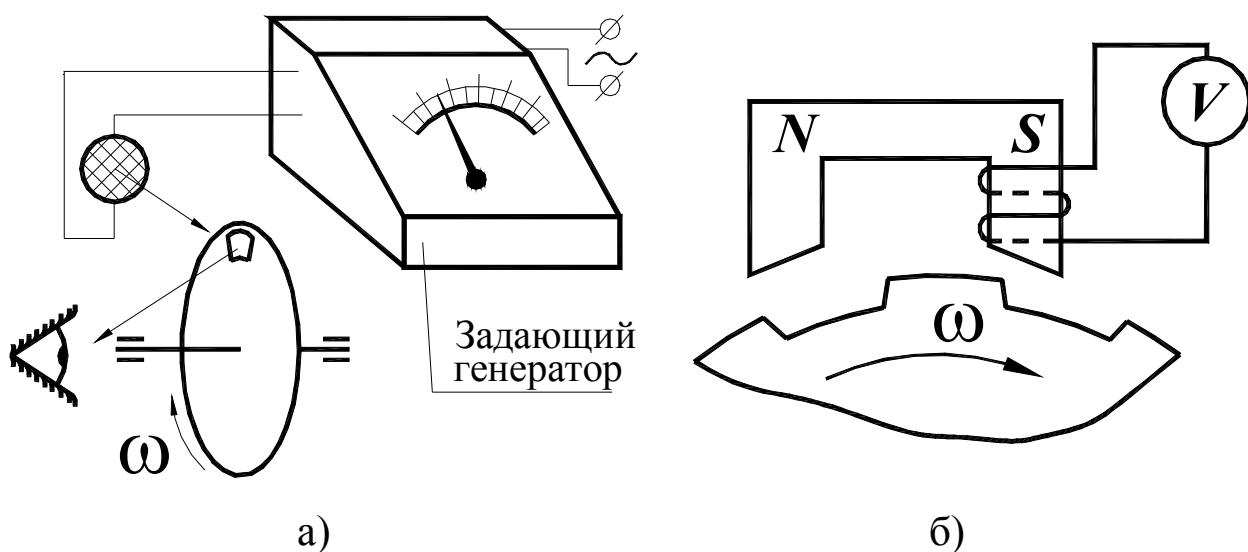


Рисунок 6 – Стробоскоп и индукционный датчик

Магнитно-индукционный датчик состоит из катушки индуктивности, внутри которой находится сердечник, соединенный с постоянным магнитом. Стальной сердечник расположен через небольшой воздушный зазор прямо над кромкой ферромагнитного зубчатого колеса, находящегося в магнитном поле постоянного магнита. Если прямо напротив датчика попадает зуб колеса, то он концентрирует магнитное поле и усиливает поток магнитной индукции в катушке, а если напротив датчика становится впадина, то магнитный поток ослабевает. Такие два состояния датчика постоянно чередуются при вращении зубчатого колеса вместе с валом, частота вращения которого, собственно говоря, и является измеряемой характеристикой. В катушке наводятся импульсы напряжения переменного тока, частота которых свидетельствует о частоте вращения вала.

Работа датчиков Холла и конструкция измерительных комплексов (например, датчик и зубчатое колесо) напоминает схему с индукционными датчиками, однако всплеск электрического напряжения базируется на явлении другой физической природы – эффекте Холла – явлении возникновения поперечной разности потенциалов (называемой также Холловским напряжением) при помещении полупроводника с постоянным током в магнитное поле.

В настоящее время датчики на основе эффекта Холла (рис. 7) находят широкое применение при решении различных задач, в том числе для определения положения различных движущихся частей механизмов, их скоростей и ускорений.



Рисунок 7 – Датчики Холла

При практическом применении эффекта Холла (в датчиках электрических и магнитных величин) используют материал с малой концентрацией носителей при высокой их подвижности. Таким материалом являются германий, кремний, арсенид индия, селенид ртути и др.

4) Измерение сил

Силы измеряют динамометрами. В динамометрах применяются пружины, упругие системы в форме колец (рис. 8, *а*), П-образных балок (рис. 8, *б*) или рам.

Упругие системы не должны иметь стыков, так как они вносят нелинейность и демпфирование. Измерительными средствами обычно служат индикаторы часового типа, тензодатчики и пьезодатчики (рис. 8, *в*).

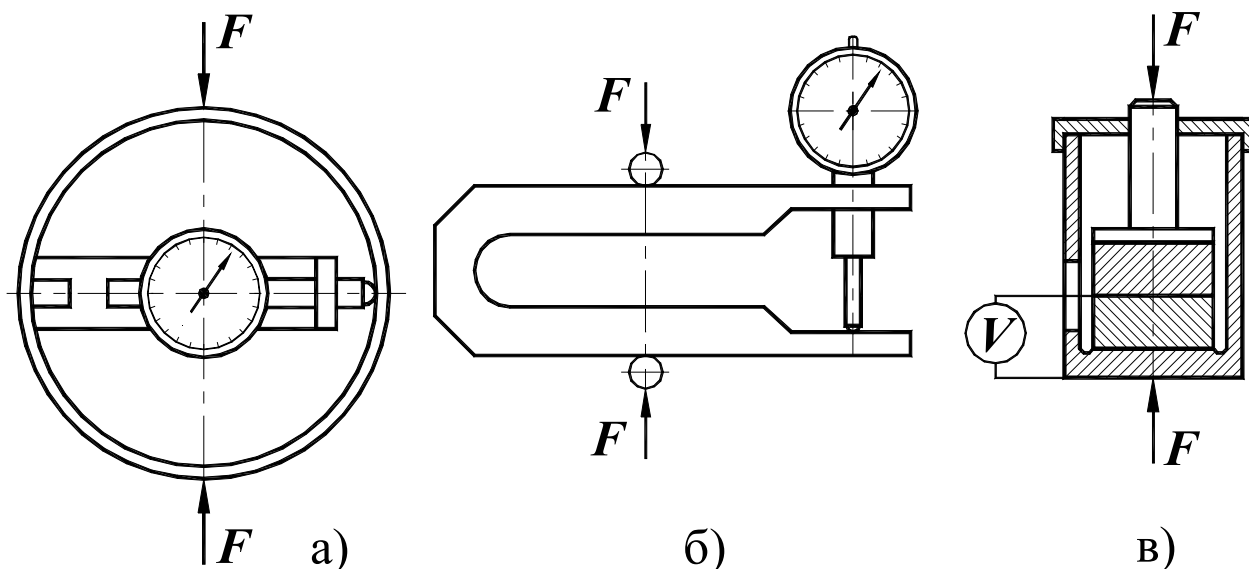


Рисунок 8 – Измерение сил

5) Измерение моментов сил

Для измерения *моментов сил*, подводимых к испытуемому узлу, обычно используют балансирные электродвигатели (рис. 9), т. е. электродвигатели, статоры которых выполнены поворотными и подвешенными, как правило, на подшипниках качения.

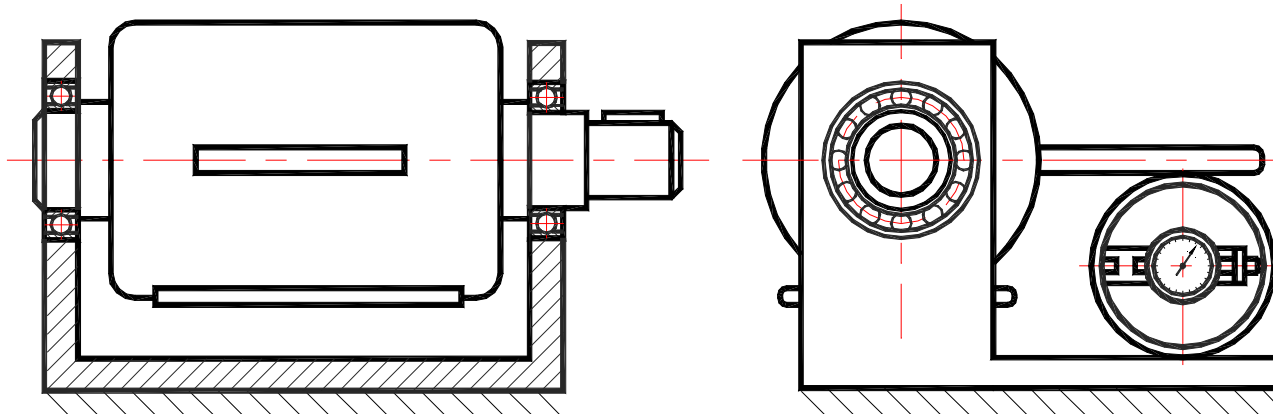


Рисунок 9 – Измерение моментов сил

Момент на статоре, равный моменту на роторе, определяется обычно с помощью динамометра. Момент на выходе в простейшем случае можно измерять с помощью ленточно-колодочного тормоза. Регулирование тормозного момента достигается изменением натяжения ленты (рис. 10, а).

Наиболее удобны для создания и определения момента на

выходе порошковые электрические тормозы (рис. 10, б), в которых рабочей средой служит железный порошок, сопротивляющийся сдвигу под действием магнитного потока тем больше, чем он сильнее намагничен.

Момент можно также измерять с помощью динамометрического шкива, на спицах которого наклеены тензодатчики. При этом электрический сигнал с вращающейся детали снимается с помощью токосъемника. Разработаны и бесконтактные методы измерений момента.

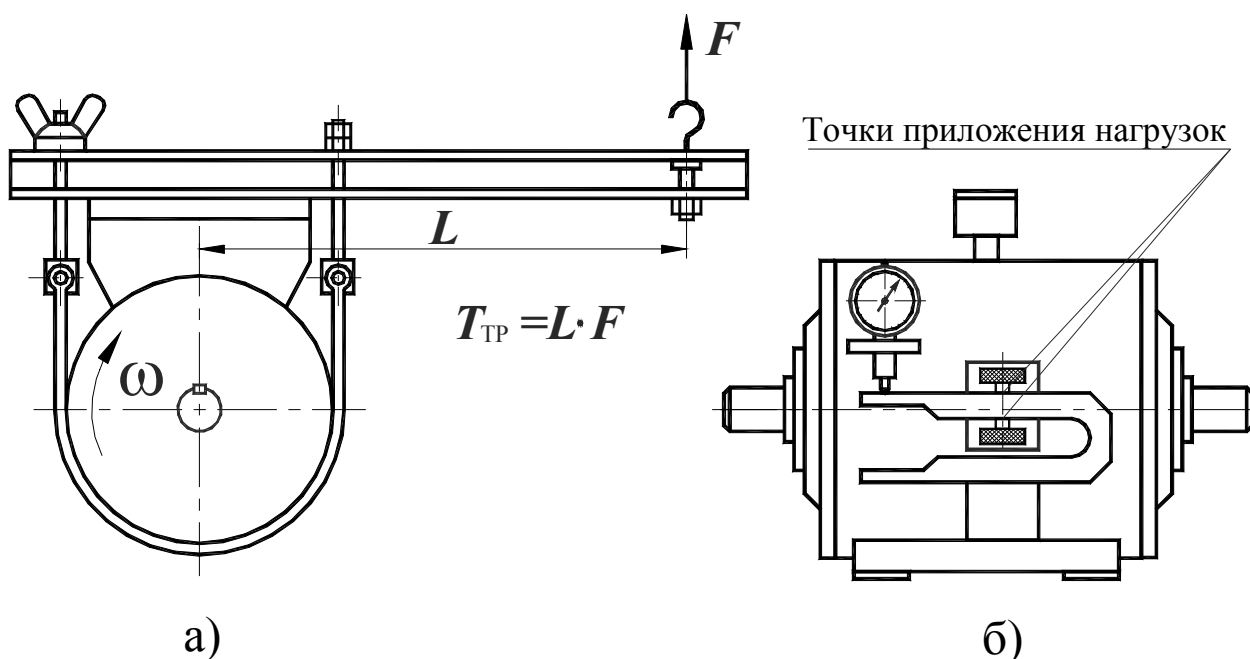


Рисунок 10 – Измерение моментов сил

б) Определение потерь под нагрузкой и КПД

Потери под нагрузкой и *КПД* определяются по разности мощности на входе и выходе (рис. 11, а) на установке, состоящей из двигателя, испытуемого узла и тормоза. Эти мощности близки между собой, а поэтому должны измеряться с большой точностью.

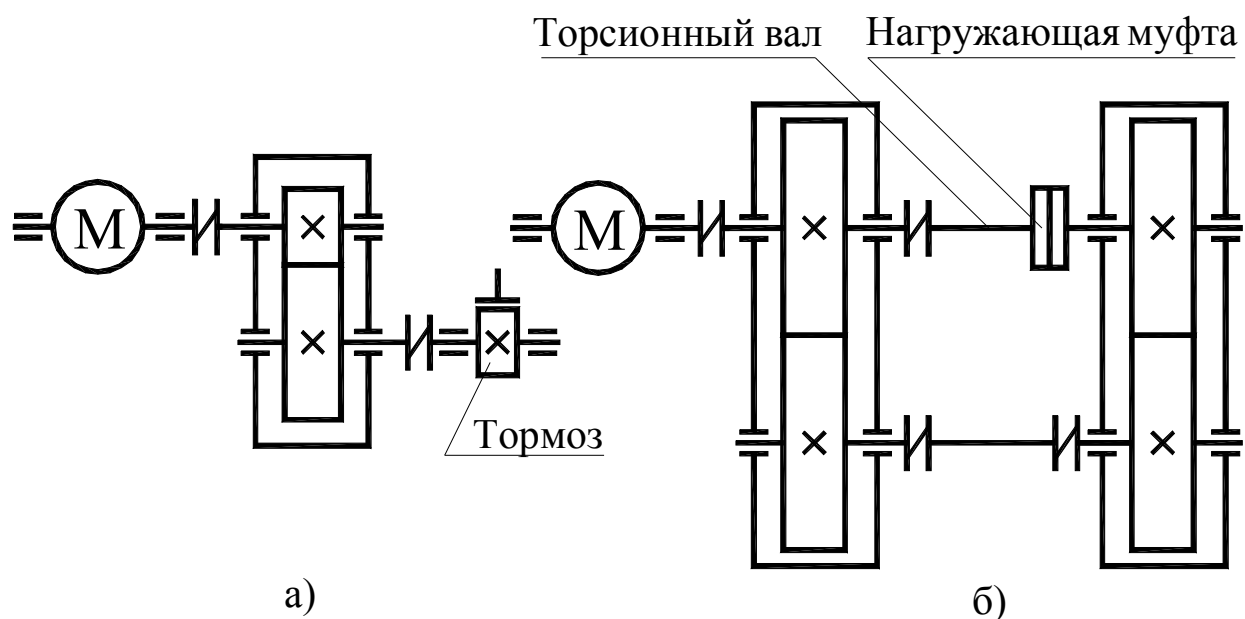


Рисунок 11 – Схема замкнутого контура

Для повышения точности применяют установки с использованием замкнутого силового контура, где мощность привода расходуется только на преодоление сил трения (рис. 11, б). Контур подвергается внутреннему нагружению путем предварительного деформирования упругого элемента (обычно торсионного валика). В ременных передачах нагрузку регулируют принудительно, изменяя скольжение варьированием передаточного числа одной из передач, входящих в контур.

7) Оценка износа

При испытаниях на *износостойкость* износ оценивают по изменению линейных размеров или по уменьшению веса образцов и др. Изменение линейных размеров определяют либо путем измерения новых линейных размеров, либо по уменьшению радиоактивности активированного поверхностного слоя, либо методом отпечатков (лунк). Последний нашел наибольшее применение. Он заключается в том, что на изнашиваемую поверхность наносят постепенно суживающуюся неглубокую лунку.

В результате даже небольшого износа длина лунки сильно уменьшается. По уменьшению длины лунки вычисляют износ.

8) Измерение температуры

Температуру деталей наиболее часто измеряют с помощью термометров и термопар. В термопаре, состоящей из двух сваренных или спаянных концами разнородных проводников, возникает электродвижущая сила, зависящая от температуры. При температуре в интервале 0...150⁰С наиболее подходящими являются материалы пары термоэлектродов «медь - константан», «железо - константан», «нихром - константан».

9) Для индикации и фиксации измеряемых величин используются:

- индикаторные головки часового типа,
- аналоговые измерители,
- цифровые мультиметры,
- осциллографы (самописцы),
- АЦП

Описание компьютерного измерительно-регистрирующего комплекса:

- блок усиления и коммутации сигналов (БУКС);
- аналого-цифровой преобразователь (АЦП) ADA – 1406;
- программное обеспечение (ПО) «PowerGraph 3.3 Professional»;
- набор прикладных программ (ПП) для демонстрации и анализа экспериментальных данных;
- персональный компьютер с *USB*-интерфейсом.

Блок усиления и коммутации сигналов

БУКС (рис. 12) предназначен для запитывания, усиления, предварительной фильтрации и распределения измеряемых сигналов по каналам АЦП. БУКС построен по модульной схеме, включает в себя четыре независимых модуля, с возможностью выбора активного модуля. Каждый модуль имеет независимый интерфейс входа и выхода.

Каждый модуль состоит из нескольких полумостовых схем соединений, имеющих независимый формирователь питающего напряжения и дифференциальный усилитель полезного сигнала.

На рис. 12 схематично показана передняя и задняя панели БУКСа (позиция 1 – корпус). При включении питания – загорается индикатор 2. Активный модуль выбирается тумблерами 3, при этом загорается один из индикаторов 4. Сзади БУКСа находится разъем питания – 5, а также независимые интерфейсы выхода на АЦП – 6 и входа с датчиков – 7, 8 для каждого модуля.

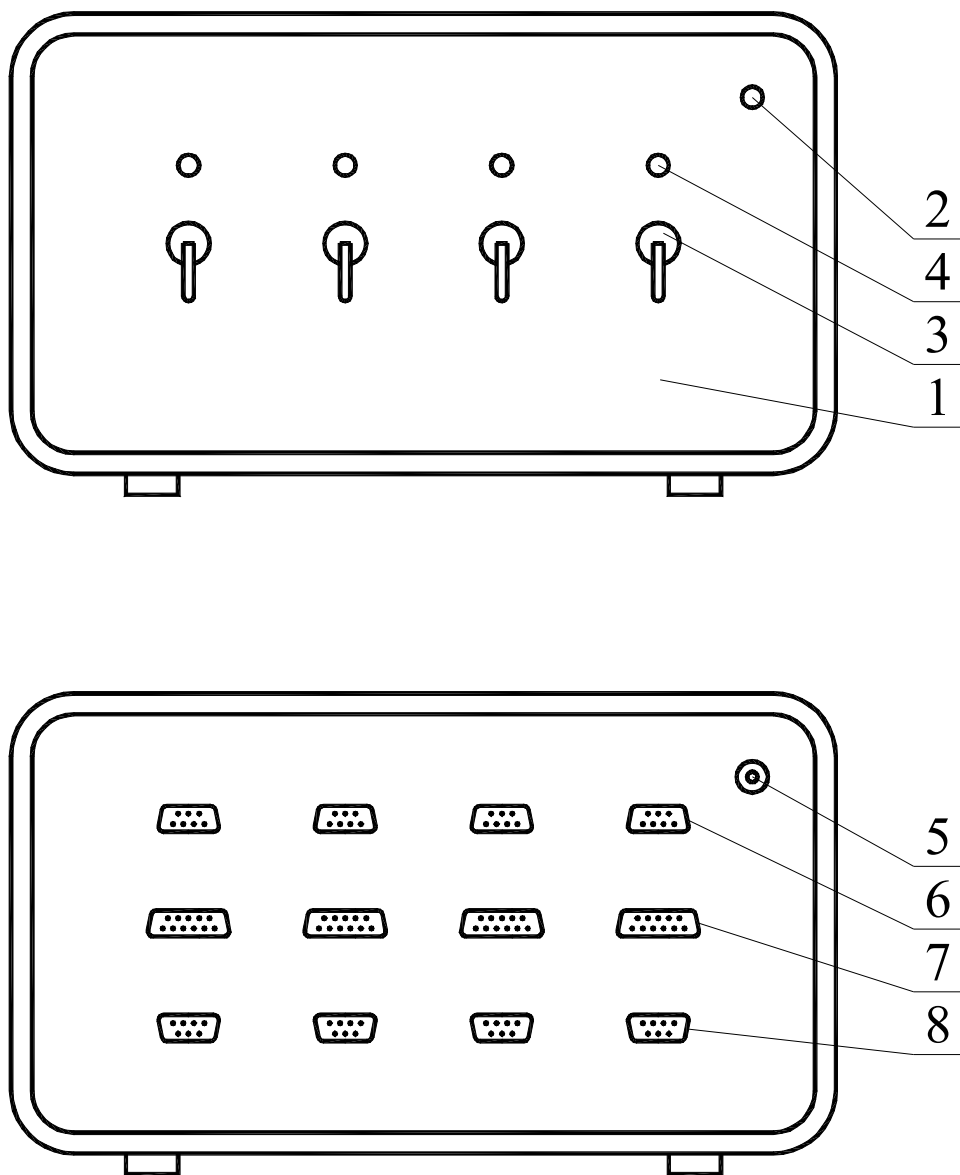


Рисунок 12 – Внешний вид БУКСа

Аналого-цифровой преобразователь (АЦП) ADA – 1406

Модуль ADA-1406 предназначен для ввода/вывода аналоговых и дискретных сигналов. Модуль может быть применен как в составе мобильных измерительных комплексов, так и в лабораторных или промышленных условиях.

ADA-1406 является многофункциональным измерительным модулем, подсоединяемым к ПК через USB-интерфейс. Подключение сигналов осуществляется через разъемы, расположенные на боковых стенках модуля.

Модуль *ADA-1406* включает в себя:

- многоканальный 14-ти разрядный аналогово-цифровой преобразователь с мультиплексированием входных аналоговых каналов;
- порт ввода-вывода дискретных сигналов;
- 2-х канальный цифро-аналоговый преобразователь;

Модуль позволяет работать с 8-ю дифференциальными или 16-ю каналами с общей землей для ввода аналоговых сигналов.

Каждый из аналоговых каналов подключается к АЦП через программно управляемый усилитель, позволяющий задавать один из четырех диапазонов измерения напряжения. Модуль обеспечивает непрерывный (синхронизированный по внутреннему таймеру) сбор данных на частотах дискретизации АЦП от 1Гц до 350 кГц. Для сбора данных на частотах ниже 1Гц используется запуск АЦП по запросу пользователя.

Цифровой ввод/вывод представлен в виде 8 входных и 8 выходных цифровых линий, совместимых с ТТЛ уровнями.

Внешний вид модуля *ADA – 1406* представлен на рис. 13.



Рисунок 13 – Внешний вид АЦП
 Таблица 3 – Характеристики входных аналоговых каналов

Количество входов	аналоговых	8 дифференциальных каналов или 16 однопроводных каналов (переключается пользователем)
Входной диапазон		$\pm 10\text{В}$, $\pm 5\text{В}$, $\pm 2,5\text{В}$, $\pm 1,25\text{В}$
Предельное напряжение	входное	$\pm 35\text{В}$ относительно <i>AGND</i>
Предельное напряжение при отключенном питании модуля	входное	$\pm 10\text{В}$ относительно <i>AGND</i>
Разрядность АЦП		14 бит
Дифференциальная нелинейность преобразования		Макс. $-1 \dots +1.5$ МЗР (МЗР – младший значащий разряд)
Интегральная нелинейность преобразования		Макс. ± 1.5 МЗР
Максимальная дискретизации	частота	350 кГц
Подавление синфазной составляющей при дифференциальном подключении		92dB для диапазона $\pm 10\text{В}$, 96dB для диапазона $\pm 5\text{В}$, 100dB для диапазонов $\pm 2,5\text{В}$ и $\pm 1,25\text{В}$

Внимание! Прежде, чем подавать напряжение на измерительные каналы АЦП, его необходимо подключить к *USB* разъему ПК.

Программное обеспечение (ПО) «PowerGraph 3.3 Professional»
Copyright(C) Dmitry Yu. Izmailov, 2002-2008. All Rights Reserved.

Назначение ПО

1. Сбор данных с различных измерительных устройств и приборов.
2. Регистрация, визуализация и обработка данных в режиме реального времени.
3. Редактирование, анализ и обработка данных.

4. Хранение, импорт и экспорт данных.

Функциональные возможности ПО

1. Поддержка различных устройств сбора данных:

- расширяемая библиотека драйверов, включающая платы и модули АЦП, измерительные приборы, виртуальные генераторы сигналов, компьютерные устройства ввода и звукозаписи;
- возможность подключения новых устройств и источников сигналов;
- поддержка управляющих компонентов устройств (цифровые входы/выходы, цифро-аналоговые преобразователи – ЦАПы и др.).

2. Регистрация данных:

- предварительный мониторинг входных сигналов;
- индивидуальная настройка и калибровка каналов;
- использование любых единиц измерения сигналов;
- выбор произвольного набора каналов для регистрации;
- использование произвольной скорости записи (частоты оцифровки);
- аппаратная и программная синхронизация сбора данных (счетчики, таймеры, по уровню сигнала с записью пред- и пост-истории);
- сохранение и отображение параметров сбора данных (тип устройства, дата, время, скорость и длительность регистрации);
- запись серии независимых измерений (блоков данных) в один файл;
- установка текстовых меток (комментариев) на ленте записи;
- ввод и хранение текстовой информации (заметки, примечания, протокол измерений) для каждого блока данных и для всего файла.

3. Визуализация данных:

- визуализация сигналов в режимах самописца и осциллографа;
- эффективная система графического представления больших объемов данных;
- выбор формата значений шкалы времени (часы, минуты, секунды и т.д.);

- выбор произвольного набора каналов для отображения;
- независимое позиционирование и масштабирование графиков;
- изменение цвета и стиля графиков и сетки.

4. Редактирование данных:

- возможность выделения участка данных для редактирования и анализа;
- добавление к текущей записи данных из других файлов;
- изменение последовательности блоков данных;
- прореживание и усреднение данных по времени;
- корректировка данных с использованием статистических значений;
- графическое редактирование отдельных значений сигнала.

5. Обработка данных:

- обширная библиотека функций цифровой обработки сигналов: калибровка и корректировка, частотная и амплитудная фильтрация, дифференцирование и интегрирование, расчет параметров циклических сигналов, вычисление полинома, арифметические и логические операции, тригонометрические, логарифмические и другие математические функции;
- цифровая обработка сигналов в режиме реального времени;
- создание новых каналов с расчетными данными;
- неограниченное количество промежуточных вычислений;
- запись протокола вычислений для повторного использования комплексных алгоритмов математической обработки.

6. Анализ данных:

- определение параметров сигналов по графикам с помощью скользящих маркеров;
- дополнительные графические построения – проекции, касательные, статистические уровни и расчетные прямые;
- многофункциональный спектроанализатор – построение различных типов спектральных графиков, расчет статистических значений в заданных частотных полосах, непрерывная регистрация данных с построением спектров в режиме реального времени;
- двухкоординатный осциллограф – построение графиков межканальных зависимостей, в том числе в режиме реального

времени;

- гистограмма распределения сигналов по амплитуде;
- библиотека статистических и информационных функций анализа данных.

7. Печать данных:

- печать графиков и сетки в масштабе миллиметровой бумаги;
- печать данных всего файла, отдельного блока или выделенного участка;
- печать нескольких блоков данных на одном листе или каждого блока на отдельных листах;
- печать в режимах независимых графиков, совмещения сеток и совмещения нулевых уровней графиков;
- выбор печатаемых элементов страницы (имя файла, оси X и Y , заголовки и параметры блоков данных, текстовые заметки);
- экспорт страниц печати в формате масштабируемых векторных рисунков (метафайлов).

8. Файлы, экспорт и импорт данных:

- эффективный формат файлов, позволяющий хранить вместе с данными различные настройки, дополнительный текст и таблицы расчетных значений;
- сохранение и использование индивидуальных настроек для каждого типа измерений;
- импорт и экспорт текстовых файлов;
- импорт и экспорт звуковых файлов;
- импорт и экспорт двоичных файлов;
- импорт и экспорт данных в текстовом формате через буфер обмена.

Дополнительные утилиты:

- «*Digital Voltmeter*» (Цифровой вольтметр) - предназначена для отображения численных значений входных сигналов и позволяет использовать АЦП в качестве обычного цифрового тестера. Поддерживается до 16 цифровых дисплеев, калибровка входных сигналов, однократный и циклический режимы измерений.

- «*File Recorder*» (Запись файлов) – предназначена для непосредственной регистрации сигналов в файл. Позволяет осуществлять автоматическую запись серии файлов с синхронизацией по времени, счетчику значений и уровню сигналов. Может использоваться для автономного сбора данных, не требующего присутствия оператора.
- «*File Viewer*» (Просмотр файлов) - предназначена для быстрого просмотра и поиска файлов, содержащих аналоговые сигналы. Позволяет одновременно визуализировать данные в режимах осциллограммы и спектрограммы, экспортировать данные в текстовом, звуковом и двоичном форматах, а также разделять длинные файлы на серию файлов меньшего размера с заданным шагом.

Набор прикладных программ для демонстрации и анализа экспериментальных данных

Для удобства обработки, анализа, демонстрации и хранения экспериментальных данных, полученных в результате проведения цикла лабораторных работ по деталям машин, был создан набор прикладных программ (ПП). Интерфейс каждой ПП ориентирован под конкретную лабораторную работу. В качестве исходных данных эти программы пользуются экспортированными из *PowerGraph* файлами. После выполнения программы генерируют файл отчета по соответствующей работе.

Контрольные вопросы

1. Какой принцип работы тензодатчика?
2. Каков принцип работы датчика Холла?
3. В чем отличие индуктивного и индукционного датчиков?
4. Перечислите датчики для измерения угловых скоростей?
5. В чем заключаются особенности устройства и принцип работы замкнутого силового контура?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

«ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОГИБОВ И ДЕФОРМАЦИЙ КОНСОЛИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗНЫХ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ СРЕДСТВ»

Цель работы – ознакомить студентов с основными принципами экспериментальных измерений прогибов и деформаций при испытаниях деталей машин.

Оборудование. Лабораторная установка на базе консольной балки равного сопротивления ДМ-1, БУКС, АЦП АДА 1406, ПК.

Расчетные зависимости

Поскольку изгибающие моменты обычно меняются по длине балки, то подбирая ее сечение по наибольшему изгибающему моменту, мы получаем излишний запас материала во всех сечениях балки, кроме того, которому соответствует M_{\max} . Для экономии материала, а также для увеличения в нужных случаях гибкости балок применяют *балки равного сопротивления*. Под этим названием подразумевают балки, у которых во всех сечениях наибольшее нормальное напряжение одинаково и должно быть равно допускаемому.

Условие, определяющее форму такой балки, имеет вид

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_0} = \frac{M(x)}{W(x)}. \quad (1)$$

Здесь σ – нормальное напряжение изгиба, W_0 – момент сопротивления балки в сечении с наибольшим изгибающим моментом M_{\max} , $M(x)$ и $W(x)$ – изгибающий момент и момент сопротивления в любом сечении балки; $W(x)$ для каждого сечения балки должен меняться пропорционально изгибающему моменту.

Рассмотрим балку пролетом l , защемленную одним концом “ A ” и нагруженную на другом конце “ B ” силой F (рис.1.1). Выберем сечение этой балки в виде прямоугольника; задачу о надлежащем изменении момента сопротивления можно решать, меняя высоту или ширину балки или тот и другой размер вместе.

Пусть высота балки будет постоянной $h = h_0$, а ширина переменной – $b(x)$. Момент сопротивления в сечении на расстоянии x от свободного конца будет $W(x) = \frac{b(x)h^2}{6}$, а изгибающий момент $M = -F \cdot x$; момент сопротивления опорного сечения $W_0 = \frac{b_0 h^2}{6}$, а наибольший изгибающий момент в опорном сечении $M_{\max} = |F \cdot l|$. В расчете имеют значения лишь абсолютные величины $M(x)$ и M_{\max} .

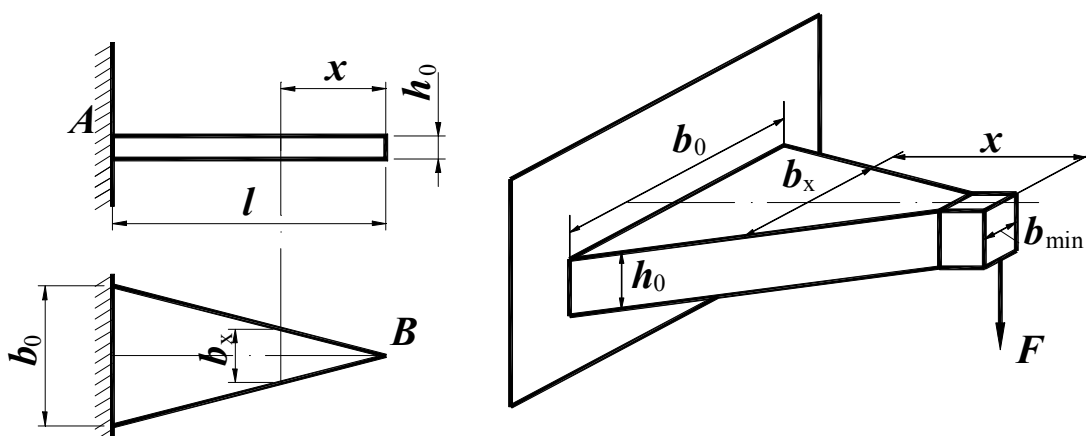


Рисунок 1.1 – Расчетная схема балки

По формуле (1) получаем:

$$\frac{F \cdot l \cdot 6}{b_0 \cdot h^2} = \frac{F \cdot x \cdot 6}{b(x) \cdot h^2},$$

откуда $b(x) = b_0 \frac{x}{l}$, т. е. ширина меняется по линейному закону в зависимости от x . При $x = l$ ширина равна b_0 .

Вид балки в фасаде и плане показан на рис. 1.1. Такое очертание балки получается, если учитывать ее прочность только по отношению к нормальным напряжениям; ширина $b(x)$ в сечении B обращается в нуль.

Однако необходимо обеспечить прочность и по отношению к касательным напряжениям. Наименьшая ширина балки, требуемая этим условием, определится из уравнения

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{\max}}{h \cdot b_{\min}}$$

или, так как $Q_{\max} = |F|$,

$$b_{\min} = \frac{3F}{2h \cdot [\tau]},$$

где $[\tau]$ – допустимое касательное напряжение на срез.

Таким образом, исправленное очертание балки предопределяет минимальный размер ширины и утолщение свободного края консоли.

При определении прогибов и углов поворота для балок с переменным сечением надлежит иметь в виду, что жесткость такой балки является функцией от x . Поэтому дифференциальное уравнение изогнутой оси принимает вид

$$EJ(x) \frac{d^2 w}{dx^2} = M(x),$$

где E – модуль упругости материала балки в Па,

$J(x)$ – переменный момент инерции сечений балки.

До интегрирования этого уравнения можно выразить $J(x)$ через J , т. е. через момент инерции того сечения, где действует M_{\max} ; после этого вычисления производятся так же, как и для балок постоянного сечения.

Определим прогиб балки равного сопротивления, защемленной одним концом, нагруженной на другом конце силой P

и имеющей постоянную высоту. Начало координат выберем на свободном конце балки.

$$\text{Тогда } M(x) = -F \cdot x, \text{ а } J(x) = \frac{b(x)h^3}{12} = \frac{b_0 h^3}{12} \cdot \frac{x}{l} = J \cdot \frac{x}{l},$$

дифференциальное уравнение принимает вид:

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{M(x)}{EJ(x)} = -\frac{F \cdot x \cdot l}{E \cdot J \cdot x} = -\frac{F \cdot l}{E \cdot J}.$$

Интегрируем два раза:

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dx} &= -\frac{F \cdot l}{E \cdot J} x + C; \\ w &= -\frac{F \cdot l}{E \cdot J} \cdot \frac{x^2}{2} + C \cdot x + D. \end{aligned}$$

Для определения постоянных интегрирования имеем условия: в точке “А” при $x = l$ прогиб $w = 0$ и угол поворота $\frac{dw}{dx} = 0$, отсюда:

$$C = F \cdot l^2 \text{ и } D = -F \cdot l^3 / 2.$$

Выражения для $w(x)$ и $\theta(x)$ принимают вид:

$$\begin{aligned} \theta(x) &= -\frac{F \cdot l}{E \cdot J} x + \frac{F \cdot l^2}{E \cdot J} = \frac{F \cdot l^2}{E \cdot J} \left[1 - \frac{x}{l} \right]; \\ w(x) &= -\frac{F \cdot l}{E \cdot J} \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{F \cdot l \cdot x^2}{E \cdot J} - \frac{F \cdot l^3}{2E \cdot J} = -\frac{F \cdot l^3}{2E \cdot J} \left[1 - 2\frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2} \right]. \end{aligned}$$

Наибольший прогиб на свободном конце балки “В” получится при $x = 0$:

$$w_{\max} = -\frac{F \cdot l^3}{2E \cdot J}.$$

Если бы мы всю балку сделали постоянного сечения с моментом инерции J , то наибольший прогиб был бы

$$w_{\max} = -\frac{F \cdot l^3}{3E \cdot J}, \quad \text{т. е. в 1.5 раза меньше.}$$

Таким образом, балки переменного сечения обладают большей гибкостью по сравнению с балками постоянной жесткости при одинаковой с ними прочности.

Описание установки

Установка ДМ-1 (рис. 1.2) предназначена для демонстрации различных способов измерений электрическими средствами деформаций и перемещений конструкций под действием статических и динамических нагрузок. Она выполнена в виде консольной балки 1 (балки равного сопротивления) жестко заземленной в корпусе установки 2. Балка нагружается на конце консоли набором грузов 5, 10, 15 и 20 кг – 3. Линейные перемещения балки могут быть определены с помощью датчика перемещения 4 на специальном подвижном штативе. Деформации балки определяются с помощью тензодатчиков 5, наклеенных на балку.

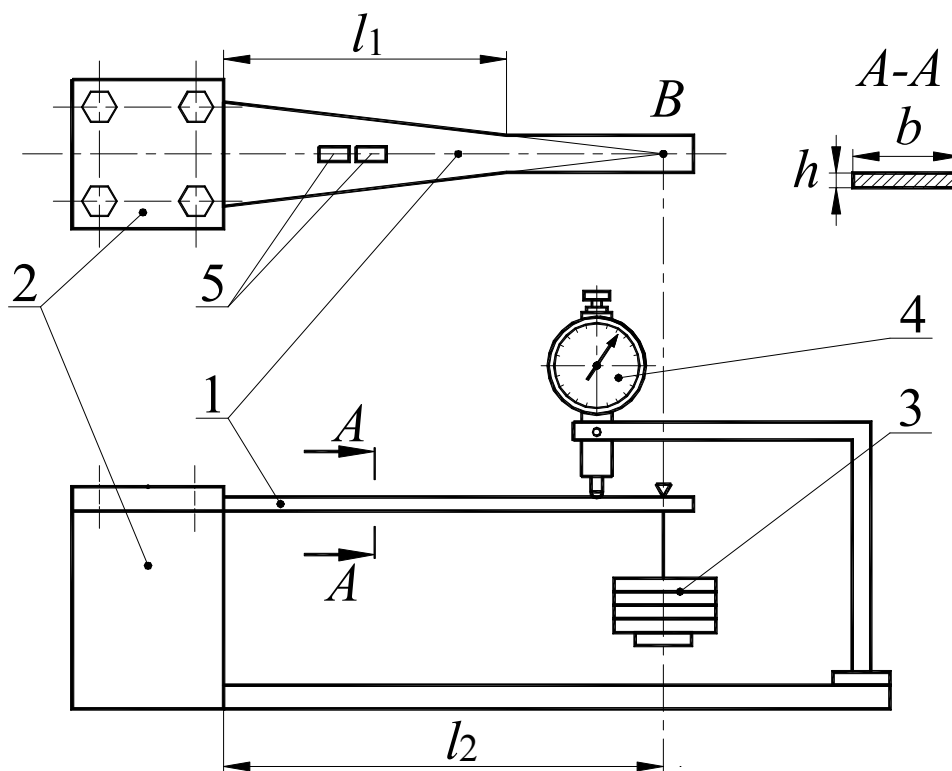


Рисунок 1.2 – Схема установки ДМ-1

Порядок выполнения эксперимента и расчетов

1. Нагрузить консоль силой F_i . Записать в таблицу нагрузку F , показания прогиба w_i и изменения напряжения на тензодатчиках U_i .

2. Вычислить деформации балки при известной нагрузке

$$\varepsilon(x) = \frac{M(x)}{E \cdot W(x)}.$$

При расчетах принимать $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па.

3. Определить коэффициенты тензочувствительности по прогибам и деформациям

$$K_w = \frac{w}{U}, \quad K_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{U}$$

Ход выполнения работы

1. Ознакомиться с измерительными средствами и методами испытаний деталей машин.
2. Письменно ответить на контрольные вопросы.
3. Провести испытания на установке:
 - 3.1. Включить ПК.
 - 3.2. Соединить *USB*-кабелем ПК и АЦП.
 - 3.3. Проверить соединение АЦП к соответствующему модулю БУКС, включить питание (сзади) – загорится зеленый светодиод, и включить соответствующий лабораторной работе тумблер.
 - 3.4. Запустить приложение *PowerGraph*.
 - 3.5. Загрузить файл настроек для лабораторной работы (*lab1*), установить частоту дискретизации 20Hz и настроить каналы:
AI7-X3 – Ch7 – I группа
AI8-Y3 – Ch8 – II группа
Произвести нагружение балки и измерения.
 - 3.6. Заполнить соответствующие столбцы таблицы протокола отчета (табл. 1).

4. Выполнить расчеты.

Таблица 1 – Лабораторная работа №1

№	F	ε	w	U	K_w	K_ε

ВНИМАНИЕ!

Аппаратура, предназначенная для усиления сигнала от электрических средств измерений, имеет напряжение на входе 220 В. Поэтому студентам следует соблюдать осторожность в обращении с аппаратурой.

В заключение сопоставить измеренные и посчитанные величины. Указать положительные стороны измерений с использованием тензодатчиков.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Оборудование.
3. Исходные данные.
4. Таблица результатов опыта.
5. Средние приращения показаний тензодатчиков.
6. Коэффициенты тензочувствительности по перемещениям и деформациям.

Контрольные вопросы

1. Какой принцип работы тензодатчика и что им измеряют?
2. Что такое тарировка?
3. Какие косвенные методы измерения силы вы знаете?
4. Что такое «балка равного сопротивления»?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

«ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ НА МАШИНЕ ЗАМКНУТОГО КОНТУРА»

Цель работы - экспериментально исследовать скольжение и КПД клиноременной передачи и определить оптимальный уровень нагружения передачи, соответствующий наибольшему КПД.

Оборудование. Лабораторная установка для испытания ременных передач в замкнутом контуре ДМ-73, БУКС, АЦП АДА 1406, ПК.

Расчетные зависимости

Для оценки работоспособности передачи исследуют экспериментальные зависимости коэффициента относительного скольжения ξ и КПД % от передаваемого окружного усилия F_t при постоянном предварительном натяжении $2F_0$.

Для передачи с постоянным предварительным натяжением справедлива зависимость

$$F_1 + F_2 = 2F_0, \quad (1)$$

где F_1 и F_2 – натяжение ведущей и ведомой ветвей (рис. 2.1), Н.

Предварительное натяжение назначают по формуле

$$F_0 = [\sigma_0] \cdot A, \quad (2)$$

где $[\sigma_0]$ – допустимое напряжение от предварительного натяжения, МПа;

A – площадь поперечного сечения ремня, мм².

Разность натяжения ветвей равна окружному усилию

$$F_t = F_1 - F_2. \quad (3)$$

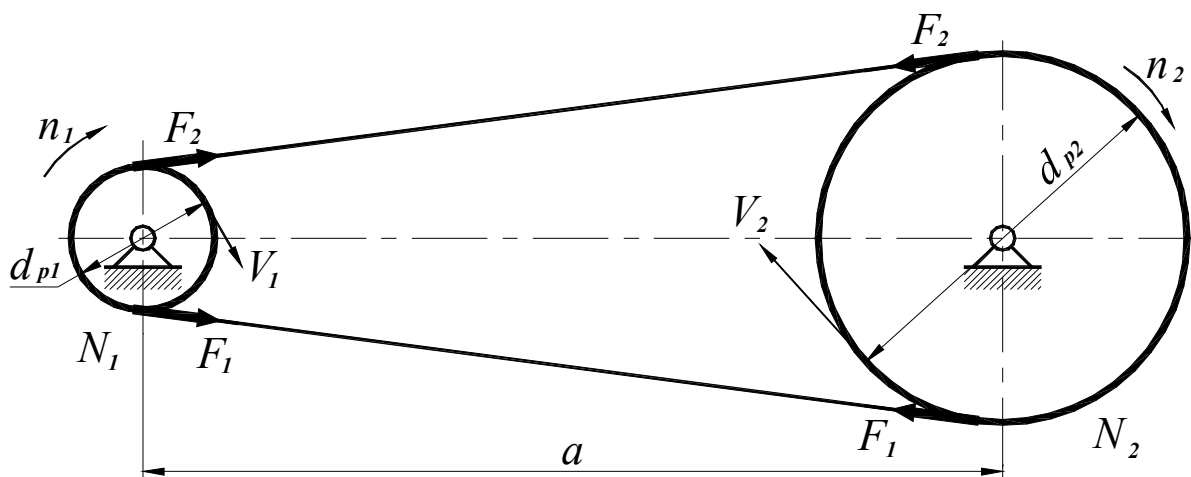


Рисунок 2.1 – Расчетная схема ременной передачи

Оценку уровня нагружения передачи производят, используя коэффициент тяги:

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2}. \quad (4)$$

Коэффициент относительного скольжения ξ определяют по зависимости

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}, \quad (5)$$

где V_1, V_2 – окружные скорости на ведущем и ведомом шкивах. КПД передачи находят по зависимости

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}, \quad (6)$$

где N_1, N_2 – мощности на ведущем и ведомом шкивах.

На рис. 2.2 представлены примерные зависимости КПД η и коэффициента относительного скольжения ξ от коэффициента тяги ψ полученные экспериментальным путем.

С увеличением коэффициента тяги до определенного значения (до ψ_0) скольжение растет почти линейно и КПД повышается, ремень работает в зоне упругого скольжения.

При $\psi > \psi_0$ ремень начинает пробуксовывать, КПД передачи падает.

При $\psi = \psi_{\max}$ наступает полное буксование, и ведомый шкив останавливается ($n_2=0$, $\xi=1$, $\eta=0$).

Наибольший КПД передачи имеет место вблизи точки ψ_0 .

Зона наиболее желательного уровня нагружения передачи помечена на рис. 2.2 штриховкой, при этом обычно

$$\eta_{\max} = 0,94 \dots 0,97, \xi = 0,01 \dots 0,02.$$

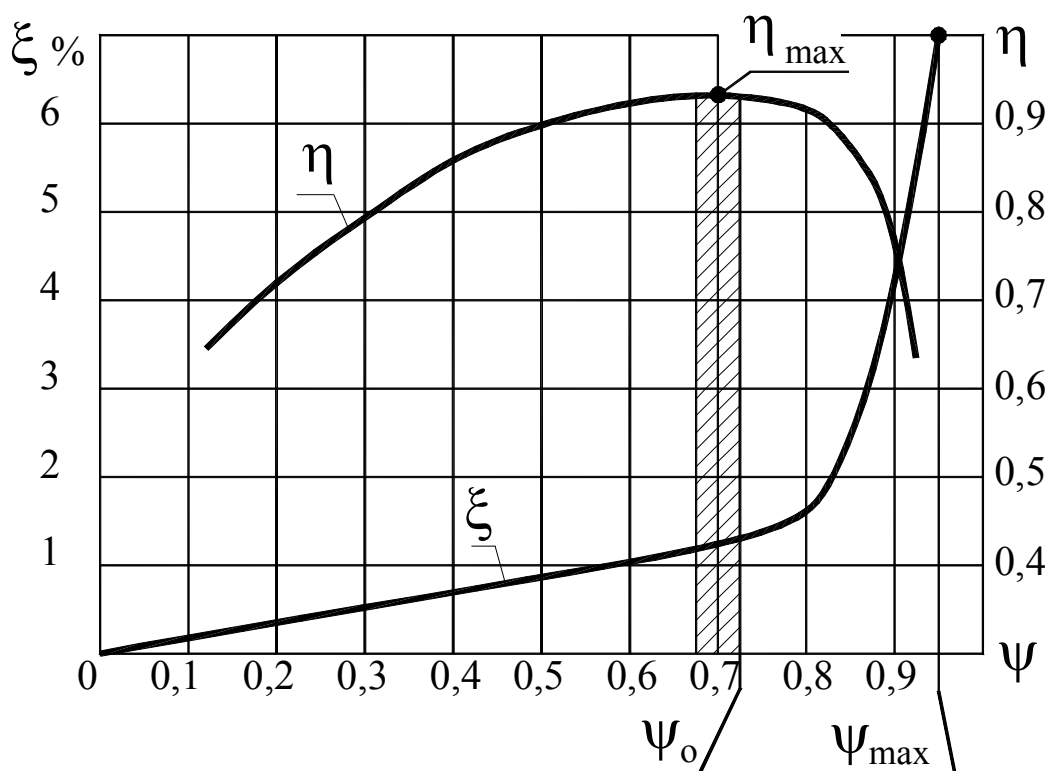


Рисунок 2.2 – Изменение КПД и коэффициента скольжения

Определив при испытаниях значение ψ_0 , получают основу для назначения оптимальной окружной силы и мощности.

$$F_t^{opt} = 2\psi_0 F_0, \quad (7)$$

$$N_2^{opt} = \frac{F_t^{opt} \cdot V}{1000} = \frac{2\psi_0 F_0 V}{1000}, \quad (8)$$

где N_2^{opt} – оптимальная мощность, кВт;

F_t^{opt} – окружное оптимальное усилие, Н;

V – окружная скорость, м/с.

Кривые скольжения получают обычно при окружной скорости на ведущем шкиве, равной 10 м/с. Для использования результатов испытаний при других скоростях вводят поправку, поправки вносят также для учета влияния других факторов (углов обхвата на шкивах, диаметров шкивов и др.).

Машина ДМ-73 с замкнутым контуром для испытания клиноременных передач

Машина ДМ-73 имеет замкнутый силовой контур (рис. 2.3), образованный двумя клиноременными передачами 7 и 16, валом 2 электродвигателя 1 и карданным валом 6. Карданный вал позволяет каждой из испытываемых передач поддерживать заданные предварительные натяжения независимо от различия в длине и натяжки ремней. Испытываемые передачи работают при постоянном предварительном натяжении $2F_0$, создаваемом массой грузов 9 и 13.

Мощность двигателя в машине с замкнутым контуром расходуется для восполнения потерь и составляет лишь 10 ... 15 % от кажущейся (циркулирующей) мощности, нагружающей испытываемые передачи. Значительная экономия энергии при долговременных испытаниях является основным преимуществом машин с замкнутым контуром. Кажущаяся мощность в замкнутом контуре зависит от соотношения расчетных диаметров шкивов 8, 3, 18, 15. Шкивы 3, 8, 15 имеют одинаковые диаметры d_p (рис. 2.4), а диаметр шкива 18 (d_p') может быть изменен во время работы машины рукояткой 19 путем изменения расстояния между двумя частями шкива. При $d_p' = d_p$ циркуляция мощности в контуре отсутствует, и передачи работают вхолостую. При $d_p' > d_p$ в контуре возникает скольжение и, следовательно, появляется циркулирующая мощность. При $d_p' > d_p$ шкив 8 – ведущий.

Привод испытательной машины осуществляется от электродвигателя, имеющего балансирное устройство, позволяющее с помощью тензодатчика 20 определить по прогибу

упругой балки крутящий момент T_{Π} , подводимый от электродвигателя в контур. Измерение крутящего момента $T_{\text{д}}$ на ведомом шкиве проводится тензобалкой 4, консоль которой прижата к центру вращающегося динамометрического устройства шкива. Под действием передаваемого момента упругие элементы измерителя деформируются в осевом направлении, что вызывает прогиб тензобалки. Тензодатчики 20 и 4, образуя отдельные измерительные электрические мосты, подключаются через тензоусилители к модулям 21 и 5, сигналы с которых передаются на БУКС для усиления и регистрации. Для определения скольжения в передачах использовано измерительное устройство с индукционными датчиками. На валах установлены диски 14 и 17 с зубьями ($z = 100$).

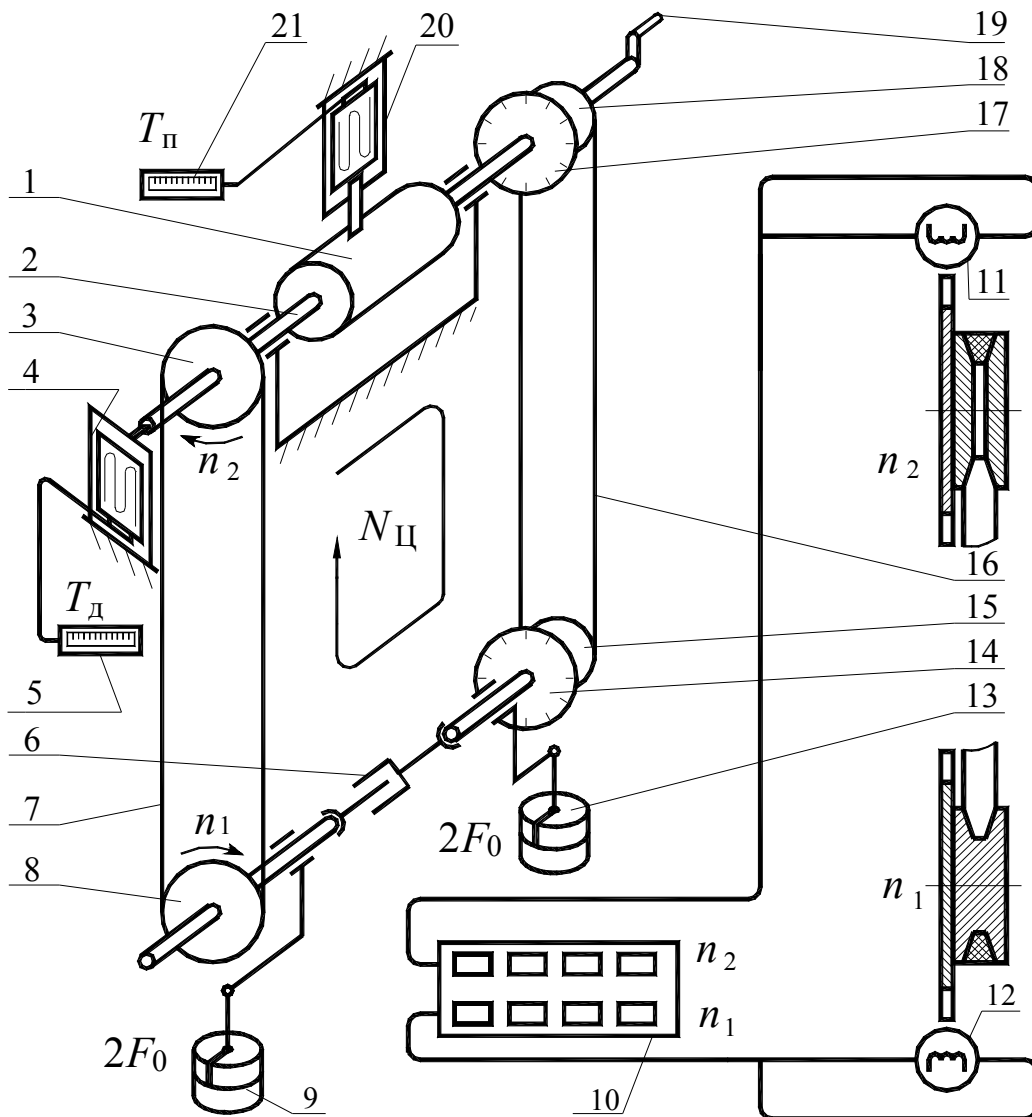


Рисунок 2.3 – Схема лабораторной установки

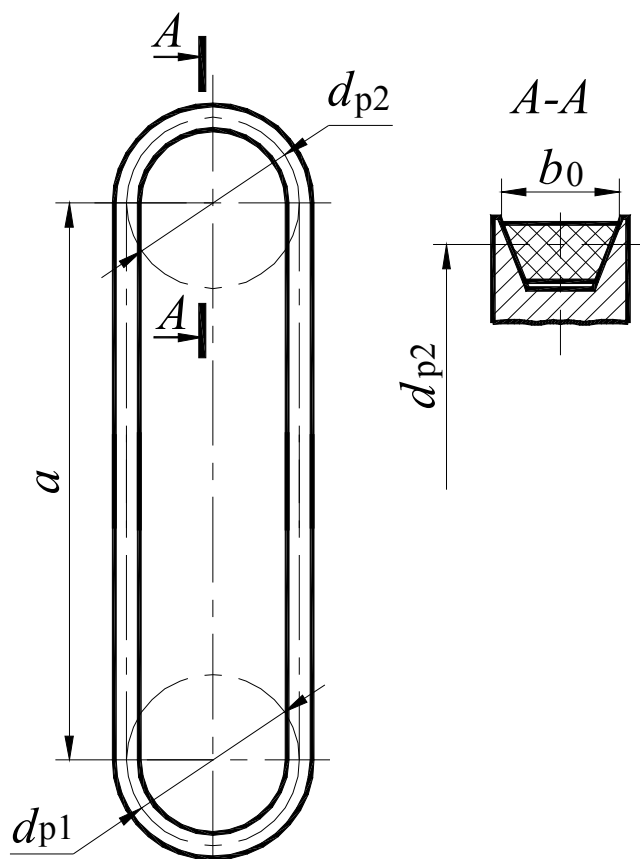


Рисунок 2.4 – Схема ременной передачи

При проходе каждого зубчика дисков 14 и 17 вблизи датчиков 11 и 12 соответственно генерируется импульс электрического тока. Импульсы тока от датчиков поступают на частотомер 10 и также передаются на БУКС для регистрации.

ВНИМАНИЕ!

Машина работает при напряжении сети 380 В. Студентам запрещается открывать ограждения машины.

Условия испытаний обеспечиваются конструкцией машины: клиновой ремень сечения A по ГОСТ 1284.1-80 (площадь поперечного сечения $A=81 \text{ мм}^2$); шкивы одинакового диаметра $d_{p1} = d_{p2} = 140 \text{ мм}$ (рис. 2.4); напряжение предварительного натяжения σ_0 ; сила предварительного натяжения ремня $F_0 = \sigma_0 \cdot A$.

При испытаниях ременную передачу последовательно

нагружают дискретными значениями крутящего момента T_d путем изменения рукояткой 19 диаметра шкива 18 (рис. 2.3). На каждом уровне нагружения в протокол вносят следующие данные: n_1 , n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, показания приборов 21 и 5, по которым с учетом масштабных коэффициентов определяют значения величины крутящих моментов T_n и T_d .

Порядок выполнения работы

Подготовка:

1. Включить ПК.
2. Соединить *USB*-кабелем ПК и АЦП.
3. Проверить соединение АЦП к соответствующему модулю БУКС, включить питание (сзади) – загорится зеленый светодиод и включить соответствующий лабораторной работе тумблер.
4. Включить питание ДМ-73.
5. Создать папку для лабораторной работы (в папке *lab_2*), скопировать в нее программу по обработке экспериментальных данных.
6. Запустить приложение *PowerGraph*.
7. Загрузить файл настроек для лабораторной работы (*lab2*) и настроить каналы – количество 4:

AI1-X0 – Ch1 – Td

AI2-Y0 – Ch2 – Tr

AI3-X1 – Ch3 – n1

AI4-Y1 – Ch4 – n2

Установить частоту дискретизации 50kHz.

Настроить параметры синхронизации (светофор) – стоп-триггер – счетчик, 100000 (2 с)

Выполнение:

1. Нажимаем кнопку Старт.
2. Включаем электродвигатель, меняем значения передаточного отношения до выравнивания частот вращения n_1 и n_2 – загорится красный индикатор. С этого момента (отметка 7 на барабане) начинаем измерение – несколько раз по 1 делению.
3. Возвращаем параметры передаточного отношения, посредством изменения диаметра шкива 18 в исходное положение

(закручиваем ручку 19 назад). Выключаем лабораторную установку.

4. Сохраняем результаты:

- „Файл” → „Сохранить как”;
- Указать каталог, созданный в пункте 5;
- Указать имя файла – «0», тип файла – «Text (*.txt)»;
- В появившемся окне «Экспорт данных» убрать справа 2 галочки с пунктов «Параметры блока», «Заголовки столбцов».

5. Запускаем и выполняем программу по обработке экспериментальных данных, распечатываем «Отчет» по лабораторной работе.

Вычисление результатов испытаний производят по следующим зависимостям.

Окружная сила на ведомом шкиве

$$F_t = \frac{2 \cdot T_d}{d_p}, \quad (9)$$

где F_t – окружная сила, Н;

T_d – крутящий момент, Нм;

d_p – расчетный диаметр, м.

Коэффициент тяги определяется по зависимости (4).

Коэффициент относительного скольжения ξ вычисляют, используя зависимость (5), заменяя окружные скорости частотой вращения и расчетными диаметрами шкивов:

$$V_1 = \pi \cdot n_1 \cdot d_{p1}; \quad V_2 = \pi \cdot n_2 \cdot d_{p2}. \quad (10)$$

Здесь n – частота вращения, с^{-1} . Тогда

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \frac{n_1 \cdot d_{p1} - n_2 \cdot d_{p2}}{n_1 \cdot d_{p1}} = 1 - \frac{n_2 \cdot d_{p2}}{n_1 \cdot d_{p1}}. \quad (11)$$

При идеально выполненных размерах шкивов ($d_{p1} = d_{p2}$)

$$\xi = 1 - \frac{n_2}{n_1}. \quad (12)$$

Однако расчетные диаметры реально изготовленных шкивов имеют небольшие отклонения от номинального размера. Поэтому для нахождения действительного отношения диаметров шкивов d_{p2}/d_{p1} измеряют отношение частот вращения вала n_{10}/n_{20} при холостом ходе ременной передачи.

При этом скольжение отсутствует:

$$\xi = 0 = 1 - \frac{n_{20}}{n_{10}} \cdot \frac{d_{p2}}{d_{p1}}, \quad (13)$$

т. е.

$$\frac{d_{p2}}{d_{p1}} = \frac{n_{10}}{n_{20}}. \quad (14)$$

Следовательно,

$$\xi = 1 - \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{n_{10}}{n_{20}}. \quad (15)$$

КПД ременной передачи, испытываемой в замкнутом контуре, определяют по зависимости из [2]

$$\eta = \sqrt{\frac{T_d}{T_d + T_{\Pi}}}, \quad (16)$$

где T_d – крутящий момент на динамометрическом шкиве;

T_{Π} – крутящий момент, подводимый от электродвигателя в контур.

Результаты заносят в лабораторный журнал и выполняют необходимые расчеты.

В заключении по лабораторной работе следует определить оптимальную окружную силу F_t^{opt} по зависимости (7) и оптимальную мощность N_2^{opt} по зависимости (8) для точки с $\psi = \psi_0$, в которой уровень нагружения является оптимальным, и

ОТВЕТИТЬ НА КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

Содержание отчета

1. Тема работы.
2. Цель работы.
3. Схема лабораторной установки с замкнутым контуром.
4. Исходные данные.
5. Таблица с экспериментальными данными.
6. График изменения частот вращения n_1 и n_2 .
7. График кривой скольжения $\xi = f(\psi)$ и кривой КПД $\eta = f(\psi)$, получаемых путем аппроксимации последовательности экспериментальных точек. На этих кривых находят максимальное значение КПД и коэффициент тяги ψ_0 , соответствующий η_{\max} .
8. Значения параметров при оптимальном нагружении ременной передачи.

Контрольные вопросы

1. В чем заключаются преимущества метода испытаний передач в замкнутом силовом контуре?
2. Что характеризует коэффициент тяги ременной передачи и как его определяют?
3. Как определяют КПД и скольжение в ременной передаче?
4. Как используют полученные данные экспериментов для назначения оптимального уровня нагружения ременной передачи?

ВВЕДЕНИЕ

К ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ №№ 3, 4, 5, 6

Для проведения лабораторных работ №№ 3, 4, 5, 6 используется универсальная испытательная машина ДМ-30А. Принципиальная схема машины ДМ-30А приведена на рис. 1.

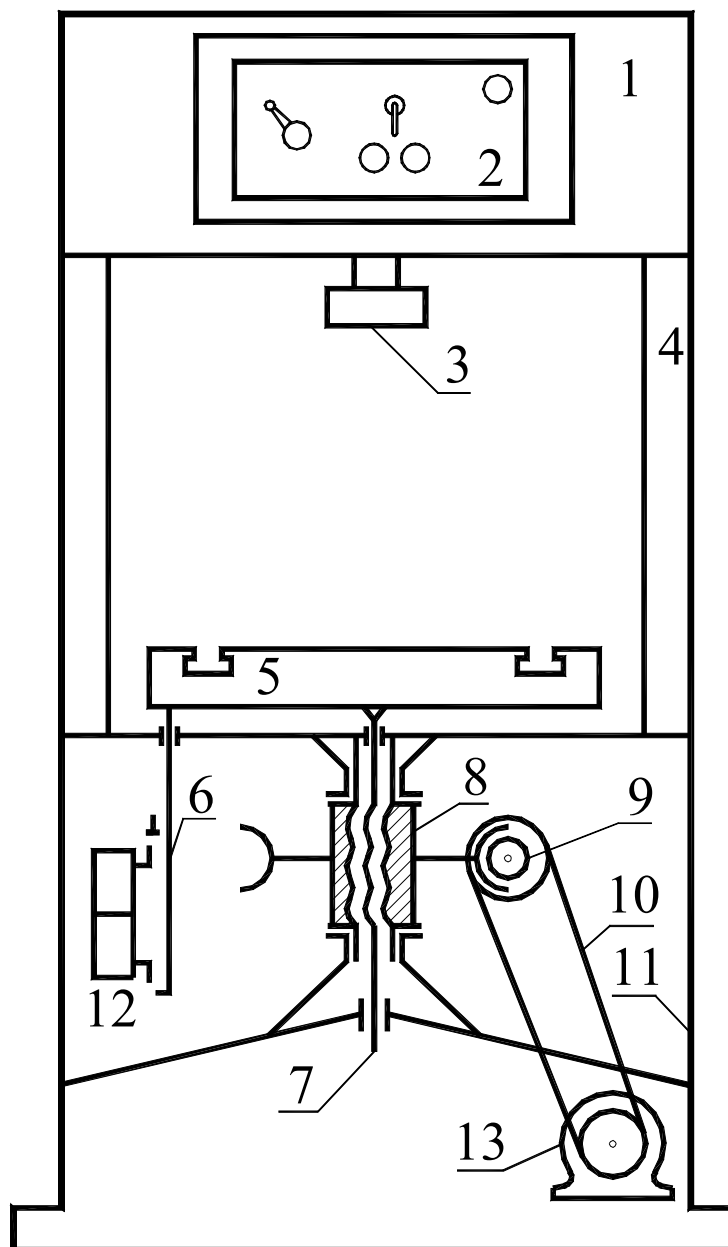


Рисунок 1 – Схема машины ДМ-30А

Машина имеет литое основание 11, две стойки 4 и поперечину 1. От электродвигателя 13 с помощью клиноременной передачи 10 приводится в движение червячная пара 9. Червячное колесо вращает гайку 8 винтовой пары. Винтовая пара преобразует вращательное движение гайки в поступательное движение винта 7, обеспечивая вертикальное перемещение вверх-вниз рабочего стола 5. Винт 7 и стол 5 жестко соединены между собой. Штанга 6 жестко скреплена со столом 5, в станине 11 для штанги 6 предусмотрена направляющая. Штанга 6 препятствует повороту рабочего стола 5 вокруг вертикальной оси.

Управление машиной осуществляется с помощью пульта 2, укрепленного на поперечине. Предусмотрен ручной и автоматический режим работы машины. В автоматическом режиме осуществляется следующий цикл работы: движение стола вниз (вверх) на заданное расстояние и возвращение в исходное положение. Ход стола ограничивают конечные выключатели 12, на которые воздействуют регулируемые упоры, закрепленные на штанге 6.

Приспособления для проведения лабораторных работ №№ 3, 4, 5, 6 крепятся к рабочему столу 5 и верхнему захвату 3. В конструкции верхнего захвата предусмотрено предохранительное устройство в виде штифта, который срезается при осевой нагрузке свыше 20000 Н.

Техническая характеристика универсальной испытательной машины ДМ-30А

1. Предельная растягивающая или сжимающая сила, Н
20000
2. Точность определения силы, Н ±
100
3. Ход стола, мм
90
4. Скорость вертикального перемещения стола, м/с
0,001
5. Наибольшее расстояние от стола до верхнего захвата, мм
565

6. Расстояние между стойками в свету, мм		
385		
7. Размеры стола, мм	290 ×	
290		
8. Мощность электродвигателя, кВт		
0,55		
9. Габариты, мм	490 × 500 ×	
1600		
10. Масса,		кг
.....	306	

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3

«НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ БОЛТА В ЗАТЯНУТОМ СОЕДИНЕНИИ»

Цель работы – экспериментальное обоснование упрощенного метода расчета болта в затянутом соединении, определение выигрыша в силе затягивания болта ключом.

Оборудование. Универсальная испытательная машина ДМ-30А и приспособление для испытания резьбового соединения ДМ-27А, блок усиления и коммутации сигналов БУКС, аналого-цифровой преобразователь АЦП ADA 1406, ПК.

Расчетные зависимости

Напряженное состояние стержня болта в затянутом резьбовом соединении

Известно, что в затянутом резьбовом соединении болт находится в сложнапряженном состоянии (растяжение и кручение), оценкой которого может служить эквивалентное напряжение, рассчитанное по одной из гипотез прочности, в частности, по энергетической гипотезе прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \quad (1)$$

или после преобразований

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_p \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_p} \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \right]^2}, \quad (2)$$

где σ_p и $\tau_{\text{кр}}$ – нормальные и касательные напряжения в стержне болта;

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{зат}}}{A}, \quad \tau_{\text{кр}} = \frac{T_p}{W_p},$$

$F_{\text{зат}}$ – осевая сила, возникающая в болте при затягивании;

T_p – момент сил трения в резьбе болта при затягивании;

A, W_p – площадь и момент сопротивления кручению поперечного расчетного сечения болта;

d_2 и d_p – средний и расчетный диаметр резьбы болта;

φ' – приведенный угол трения в резьбе;

ψ – угол подъема винтовой линии резьбы по среднему диаметру.

Учитывая геометрическое подобие метрических резьб различных диаметров, можно в среднем принять $d_2/d_p = 1,1$; $\psi = 2^\circ 30'$; коэффициент трения в резьбе стальных крепежных изделий в условиях граничного трения $f = 0,15$.

После окончательных преобразований получают

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3 \cdot \sigma_p. \quad (3)$$

Таким образом, *учет влияния напряжений кручения на прочность болта в приближенных расчетах можно проводить увеличением напряжений от растяжения в 1,3 раза*. Обоснованность этой величины и следует проверить в данной работе.

Описание установки ДМ-27А

Для испытания резьбового соединения в автоматическом режиме с целью определения напряжений растяжения и кручения в болте затянутого соединения служит установка (рис. 3.1), монтируемая на столе испытательной машины. Испытуемый болт стягивает упругий элемент 3, тензометрическую втулку 5 и корпус 4. Корпус установлен в отверстие основания 8 с возможностью поворота и фиксируется в заданном угловом положении рукояткой 7. На втулке 5 наклеены тензодатчики **В** для измерения продольной силы в болте.

Для завинчивания гайки 2 установка снабжена нагружающим

устройством, содержащим торсионный валик 11, одним концом соединенный через муфту 6 с гайкой 2, а другим – с шестерней 10. Шестерня 10 находится в зацеплении с зубчатой рейкой 9, закрепленной в неподвижном захвате машины через переходник 12. На торсионном валике 11 наклеены тензодатчики *C* для измерения момента завинчивания.

Предусмотрены два варианта сборки установки с использованием сменных опорных колец 13 и 14. Применение сменных опорных колец позволяет отдельно измерить момент завинчивания и момент в резьбе.

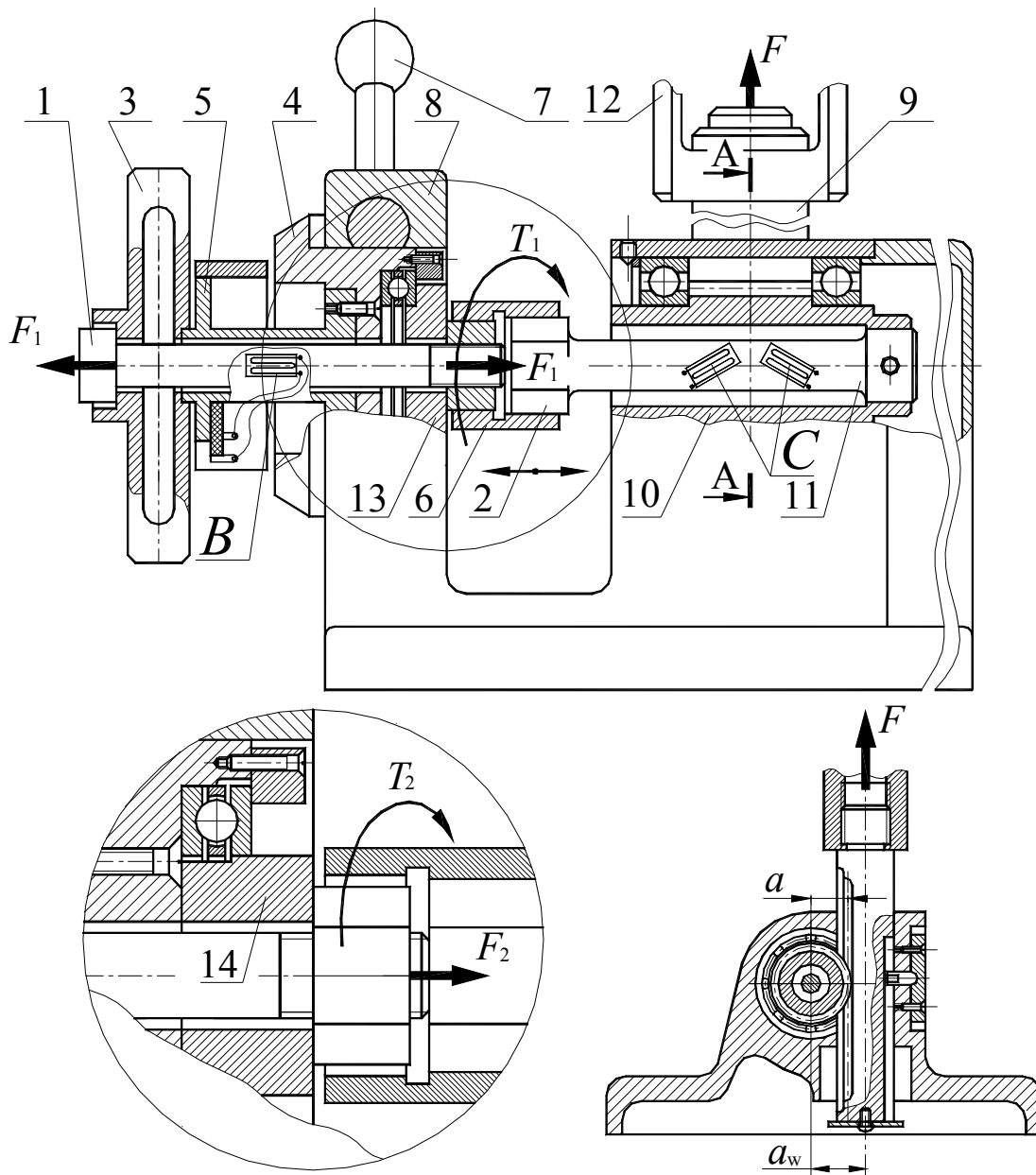


Рисунок 3.1 – Схема установки ДМ-27А

Методика испытаний

Объектами испытаний служат болты с резьбой М16. Величина напряжений кручения в стержне болта и, следовательно, эквивалентных напряжений в значительной мере зависит от коэффициента трения в резьбе. Учитывая нестабильность коэффициента трения и зависимость его от многих факторов, экспериментальное определение отношения $\sigma_{\text{экв}} / \sigma_p$ следует выполнять по результатам возможно большего числа опытов.

Экспериментально должны быть получены две зависимости: силы затяжки $F_1 = F_{\text{зат}}$ и момента завинчивания, равного моменту в резьбе $T_1 = T_p$ от угла поворота гайки (перемещения стола), а также силы затяжки $F_2 = F_{\text{зат}}$ и момента завинчивания, равного сумме моментов в резьбе и трения на торце гайки $T_2 = T_p + T_r$ от времени. Первая из этих зависимостей используется для оценки величины напряжений кручения при затяжке и, следовательно, определения отношения $\sigma_{\text{экв}} / \sigma_p$, вторая – для определения коэффициента трения на торце гайки, а также отношения силы затяжки $F_{\text{зат}}$ и силы на ключе $F_{\text{кл}}$ при завинчивании соединения ключом стандартной длины $l_{\text{ст}}$. Для получения зависимости $F_1(\varphi)$ и $T_1(\varphi)$ установка собирается с использованием сменного кольца 13 (рис. 3.1). При этом момент на торце гайки становится весьма мал (он равен моменту трения в упорном шарикоподшипнике). Момент на торсионном валике 11 практически равен моменту в резьбе, от величины которого и зависит величина напряжений кручения. Таким образом, в этом эксперименте сигнал от датчиков **В** будет пропорционален моменту в резьбе T_p , от датчиков **С** – продольной силе в стержне болта, т.е. $F_{\text{зат}}$. Регистрация этих сигналов производится с помощью компьютерного комплекса (рис. 3.2).

Для получения зависимости силы затяжки и момента завинчивания с учетом трения на торце – $F_2(\varphi)$ и $T_2(\varphi)$, установка собирается с использованием сменного кольца 14. В этом случае сигнал от датчиков **С** будет пропорционален моменту завинчивания, равному сумме моментов в резьбе и на опорной поверхности гайки.

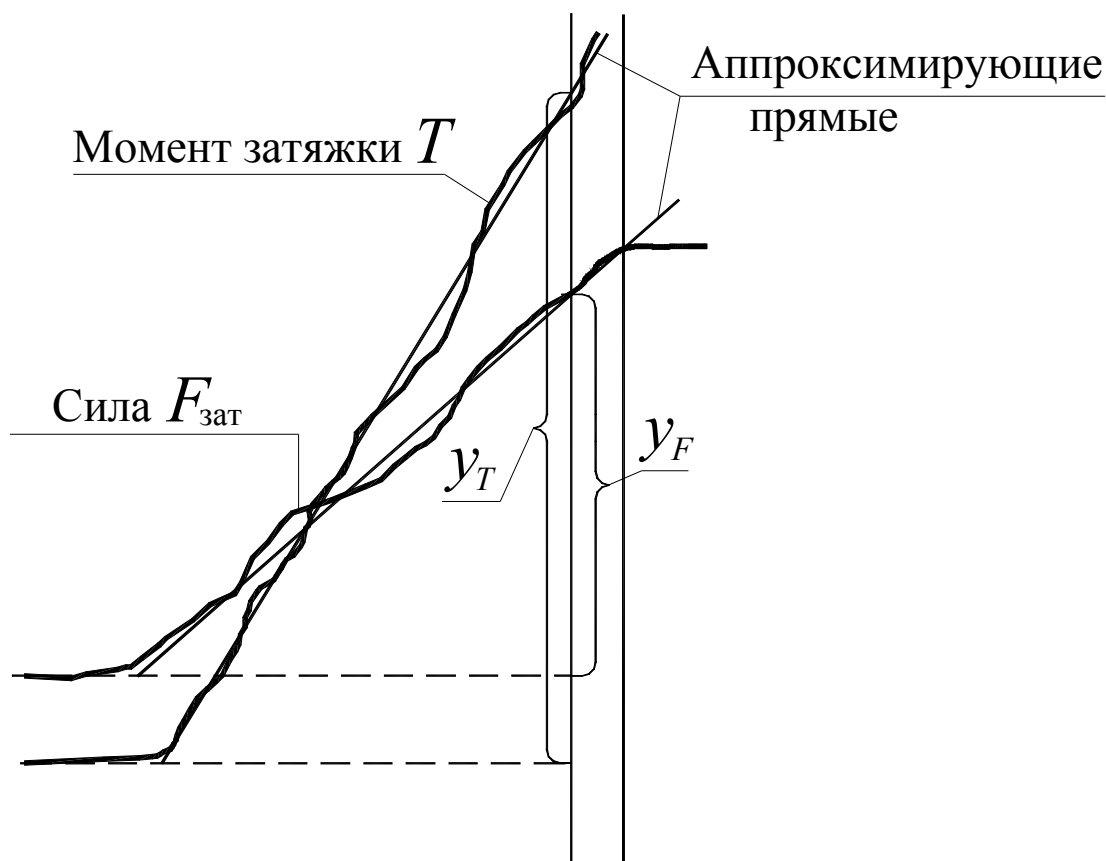


Рисунок 3.2 – Примеры экспериментальных зависимостей

По окончании эксперимента получают две диаграммы с двумя кривыми, на которых базируются дальнейшие расчеты. Одна диаграмма соответствует сборке установки со сменным кольцом 13 (без учета трения на торце), а другая – со сменным кольцом 14 (с учетом трения на торце).

Ход выполнения работы

1. Включить ПК.
2. Соединить *USB*-кабелем ПК и АЦП.
3. Проверить соединение АЦП к соответствующему модулю БУКС, включить питание (сзади) – загорится зеленый светодиод, и включить соответствующий лабораторной работе тумблер.
4. Запустить приложение *PowerGraph*.

5. Загрузить файл настроек для лабораторной работы (*lab3*).

6. Произвести сборку установки и завинчивание болта в автоматическом режиме работы машины ДМ-30А. Завинчивание производится дважды: сначала с использованием сменного кольца 13, а затем – 14. *Фиксацию значений в PowerGraph начинать после включения машины.*

7. Распечатать из приложения *PowerGraph* полученные графики.

8. Полученные диаграммы аппроксимировать прямыми линиями на участках подъема и вблизи максимальных значений провести вертикальные линии, пересекающие обе линии (рис. 3.2). Измерить значения y_T и y_F в мм и с учетом масштабных коэффициентов μ_T и μ_F найти значения силы $F = y_F \cdot \mu_F$, Н и крутящего момента $T = y_T \cdot \mu_T$, Нм. Заполнить соответствующие столбцы таблицы 3.1.

9. Выполнить расчеты.

Таблица 3.1 – Лабораторная работа №3

№	y_T	y_F	F	T
Масштабы	–	–	$\mu_F =$	$\mu_T =$
1 («без трения»)				
2 («с трением»)				

Заметим, что в строке №1 таблицы 3.1 записываются результаты испытаний со сменным кольцом 13, то есть «без трения», а в строке №2 – со сменным кольцом 14 «с учетом трения».

Исходные данные

Наружный диаметр болта	$d = 16$ мм.
Внутренний диаметр болта	$d_1 = 13,546$ мм.
Средний диаметр болта	$d_2 = 14,701$ мм.
Шаг резьбы	$p = 2$ мм.
Коэффициент трения в резьбе	$f = 0,15$.
Наружный диаметр опорного торца гайки	$D = 23,2$ мм.

Стандартная длина ключа

$$l_{\text{ст}} = 0,2 \text{ м.}$$

Выполнение расчетов

Приведенный коэффициент трения в резьбе:

$$f' = \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = \frac{0,15}{\cos(30^\circ)} = 0,173.$$

Приведенный угол трения

$$\tan(\varphi') = f', \quad \varphi' = \operatorname{arctg}(f') = 9,826^\circ.$$

Площадь расчетного сечения

$$A = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,013546^2}{4} = 1,441 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Полярный момент сопротивления сечения

$$W_p = \frac{\pi d_p^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,013546^3}{16} = 4,88 \cdot 10^{-7} \text{ (м}^3\text{)}.$$

Нормальное напряжение болта от растяжения

$$\sigma_p = \frac{F_1}{A} \text{ (Па)}.$$

Касательное напряжение кручения

$$\tau_{кр} = \frac{T_1}{W_p} \text{ (Па)}.$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} \text{ (Па)}.$$

Определяем экспериментальное отношение $\sigma_{\text{ЭКВ}} / \sigma_p =$

Коэффициент трения на торце гайки

$$f_{\Gamma} = 4 \frac{T_2 - T_1}{F_2 (D + d)} .$$

Сила на ключе

$$F_{\text{кл}} = \frac{T_2}{l_{\text{ст}}} .$$

Отношение максимальной силы затяжки к силе на ключе

$$K_{\text{кл}} = \frac{F_2}{F_{\text{кл}}} .$$

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Оборудование.
3. Краткое описание конструкции установки и ее сборки.
4. Исходные данные.
5. Таблица с экспериментальными данными.
6. Отношение $\sigma_{\text{экв}} / \sigma_p$.
7. Коэффициент трения на торце гайки.
8. Отношение максимальной силы затяжки к силе на ключе стандартной длины.
9. Письменно ответить на контрольные вопросы.

Контрольные вопросы

1. Почему при завинчивании гайки в стержне болта возникают касательные напряжения?
2. От каких факторов зависят касательные напряжения в болте при его затяжке?
3. Как производится учет этих напряжений при расчете болта в затянутом соединении?
4. Какой выигрыш в силе дает резьба?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

«ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ЗАТЯНУТОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ»

Цель работы – расчетное и экспериментальное определение для одно-болтового резьбового соединения значений коэффициента основной нагрузки χ , определяющего величину приходящейся на болт части внешней отрывающей силы, приложенной к затянутому резьбовому соединению.

Оборудование. Универсальная испытательная машина ДМ-30А и приспособление для испытания «Одно-болтового соединения» ДМ-22А, блок усиления и коммутации сигналов БУКС, аналого-цифровой преобразователь АЦП ADA 1406, ПК.

Расчетные зависимости

Сила, растягивающая болт в затянутом болтовом соединении, зависит от силы затяжки F_0 болта и внешней силы F_a , приложенной к соединению. При этом внешняя сила F_a распределяется между элементами соединения таким образом, что часть ее, равная $\chi \cdot F_a$, нагружает болт, а часть $k(1-\chi)F_a$ – уменьшает давление в стыке соединенных деталей, полученное первоначальной затяжкой болта.

Следовательно, сила, растягивающая болт в затянутом резьбовом соединении, будет определяться зависимостью

$$F_b = F_0 + \chi F_a. \quad (1)$$

Величина χ для каждого конкретного соединения не является постоянной и зависит от соотношения F_0 и F_a .

Расчетное определение коэффициента основной нагрузки

Затянутое болтовое соединение представляет собой статически

неопределимую систему. Решение уравнения совместности упругих перемещений в упрощенной модели соединения при $h \leq 2d_1$ и $F_0 = F_a$ (рис. 4.1) дает

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_b}, \quad (2)$$

где λ_d – податливость стыка, мм/Н;

λ_b – податливость болта, мм/Н.

Податливость болта с дискретно изменяющимся сечением стержня определяется по зависимости

$$\lambda_b = \frac{1}{E_b} \sum_1^i \frac{l_i}{A_i}, \quad (3)$$

где E_b – модуль упругости материала болта, МПа;

l_i , мм - длина деформирующейся части стержня болта с площадью поперечного сечения A_i , мм².

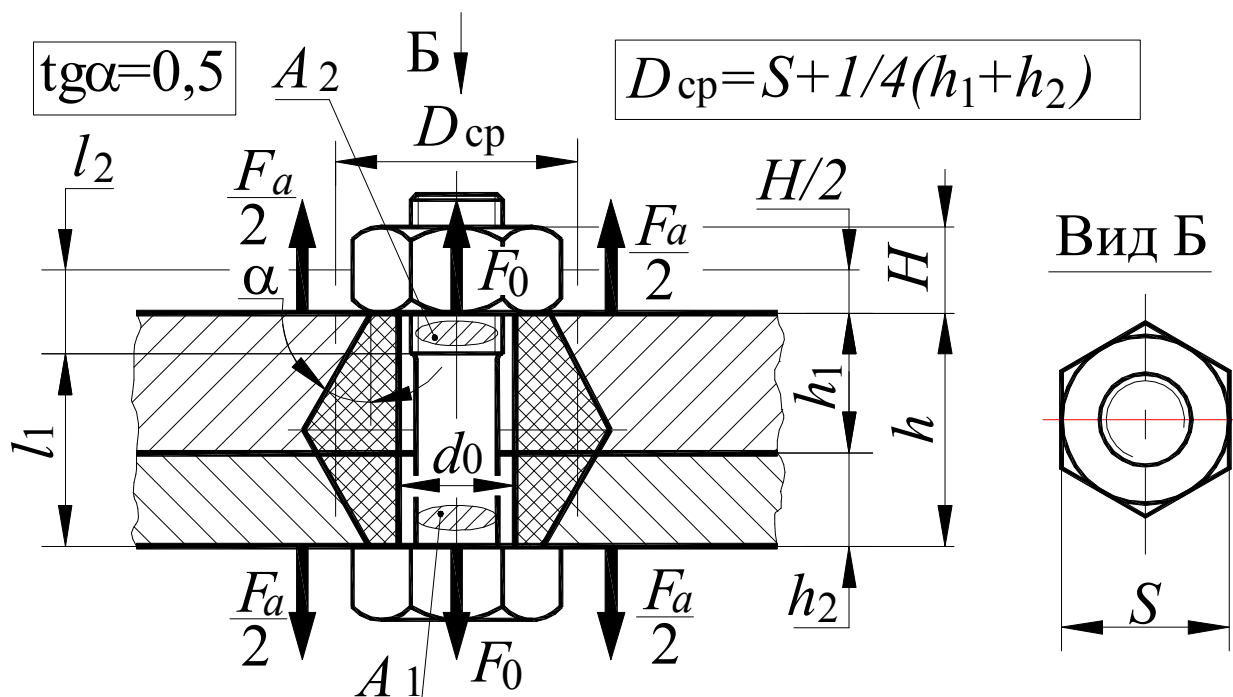


Рисунок 4.1 – Затянутое болтовое соединение

Заметим, что в случаях, когда длина стержня болта $\sum l_i > 6d$

(d – диаметр резьбы болта), длину резьбовой части болта, взаимодействующую с витками гайки, в расчетах его податливости можно не учитывать. При определении податливости резьбовой части стержня «короткого» болта ($\sum l_i \leq 6d$) к длине резьбового участка болта, подвергающегося растяжению, добавляют величину, равную половине высоты гайки, чем учитывается податливость болта на участке завинчивания, а также податливость резьбы и головки болта. Таким образом, для болта, исследуемого соединения

$$\lambda_b = \frac{1}{E_b} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} \right). \quad (4)$$

Площадь поперечного сечения резьбовой части болта определяют по расчетному диаметру d_p .

Для исследуемого соединения с болтом М16 $d_p=14,12$ мм.

Размеры элементов соединения в мм приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Расчетные размеры

Болт				Гайка		Детали			
d	d_c	l_1	l_2	H	S	d_0	D	h_1	h_2
16	13,6	58	6,5	13	24	18	55	30	28

Податливость детали соединения

$$\lambda_d = \frac{1}{E_d} \sum_0^i \frac{h_i}{h_{di}} \quad (5)$$

для исследуемого соединения

$$\lambda_d = \frac{1}{E_d} \left(\frac{h_1}{A_{11}} + \frac{h_2}{A_{22}} \right), \quad (6)$$

учитывая, что толщины соединяемых деталей одинаковы

$$\lambda_d = \frac{h}{E_d A_d}, \quad (7)$$

где $h=h_1 + h_2$ – суммарная толщина соединяемых деталей, мм;
 E_d – модуль упругости материала деталей, МПа;

A_d – площадь поперечного сечения детали, мм².

При определении A_d полагают, что при действии силы вдоль оси болта активное сопротивление сжатию (равномерная деформация детали) имеет место только внутри полого конуса, начинающегося от опорных поверхностей гайки и головки болта (рис. 4.1).

С целью упрощения расчетов при определении величины A_d полые конусы заменяют полым цилиндром, площадь которого в осевом сечении равна площади конусов в том же сечении. На основании изложенного

$$A_d = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{h_1 + h_2}{4} \right)^2 - d_0^2 \right], \quad (8)$$

где S , d_0 , h_1 , h_2 – см. в таблице 1.

В некоторых конструкциях для обеспечения герметичности соединения между деталями вводят упругую прокладку (резина, картон и т.д.), что существенно увеличивает суммарную податливость деталей и приводит к росту величины λ_d , а, следовательно, и χ .

Экспериментальное определение коэффициента основной нагрузки

Исследуемое резьбовое соединение (рис. 4.2), являющееся основной частью приспособления ДМ-22А «Одно-болтовое соединение» 1, устанавливается на машине ДМ-30А 2 для испытания соединений. Соединение состоит из двух одинаковых стальных деталей 3, предварительно стягиваемых болтом 4 по плоскому стыку, перпендикулярному к оси болта, и нагружаемых в дальнейшем центральной отрывающей силой F_a .

Затягиваемый торцевым ключом болт оснащен датчиком деформаций 5, состоящим из наклеенных на стержень болта тензорезисторов, соединенных по известной мостовой схеме. Стягиваемые детали имеют уступы в виде круглых гаек 6, позволяющих изменять по высоте деталей место приложения внешней осевой силы F_a . Нижняя деталь через шарнир Гука крепится к подвижному столу 7, имеющему возможность перемещаться по вертикали. Верхняя де-

таль через захват (разъемный стакан 8), силоизмеритель 9 и второй шарнир Гука крепится к неподвижной траверсе. Наличие шарниров Гука обеспечивает центральное приложение сил F_a к соединению. При движении стола вниз, благодаря наличию в силоизмерителе упругого элемента (пружины), происходит плавное нагружение исследуемого соединения внешней осевой силой F_a . Упругий элемент оснащен вторым датчиком деформаций, аналогичным первому. Сигналы от тензодатчика № 1 (рис. 4.3), установленного на болте, и датчика №2, установленного в силоизмерителе через тензоусилитель (в модуле БУКС) поступают на АЦП. Преобразованные в цифровую форму сигналы подаются на ПК, обрабатываются и затем результаты опыта в виде графиков или таблиц распечатываются на принтере.

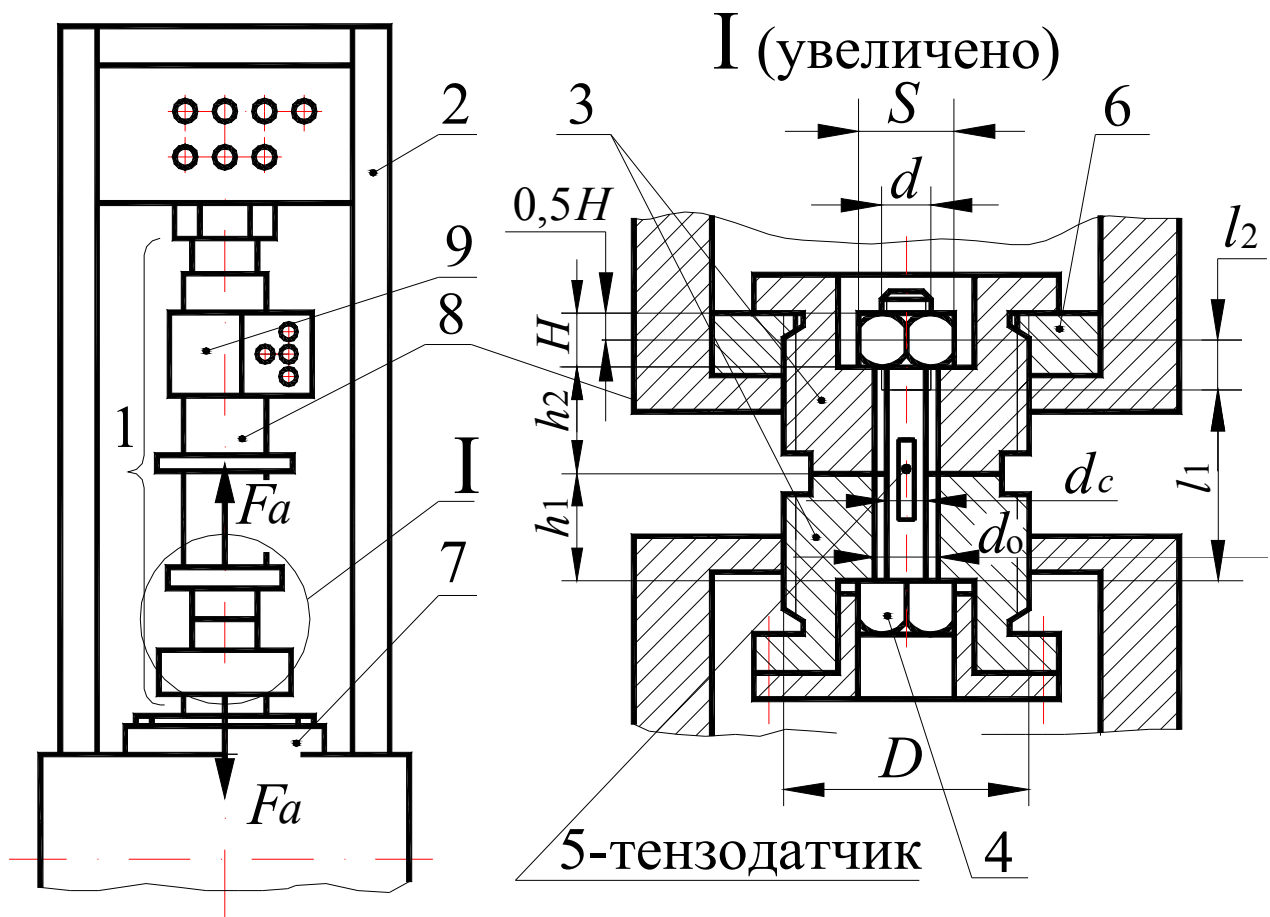


Рисунок 4.2 – Схема испытания болтового соединения

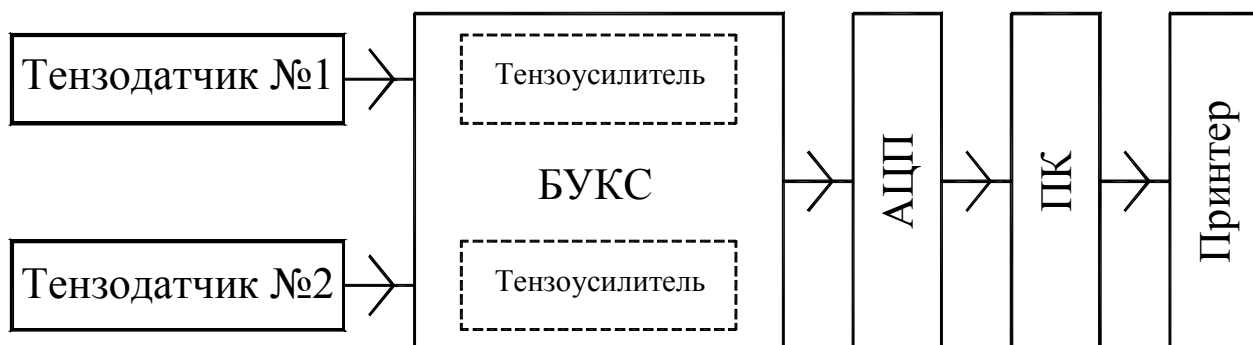


Рисунок 4.3 – Блок-схема измерения сил

Таким образом, компьютерный комплекс позволяет синхронно регистрировать изменения величин F_a и F_b , а также представлять результаты опыта в виде таблиц, либо в виде графической зависимости $F_b = f(F_a)$.

В начале, по мере возрастания F_a (рис. 4.4), наблюдается небольшое, практически линейное увеличение F_b . Перед раскрытием стыка зависимость имеет нелинейный характер, что связано с влиянием контактной жесткости стыка, деформацией витков резьбы и головки болта. После раскрытия стыка график зависимости $F_b = f(F_a)$ снова становится линейным.

Заметим, что при равенстве масштабов по координатным осям (рис. 4.4) процесс раскрытия стыка характеризуется линейной зависимостью с углом наклона, равным 45° .

Установка в стык упругой прокладки ведет к увеличению суммарной податливости деталей, а, следовательно, и к росту величины χ . При весьма податливых прокладках $\chi \rightarrow 1$.

Ход выполнения работы

1. Включить ПК.
2. Соединить *USB*-кабелем ПК и АЦП.
3. Проверить соединение АЦП к соответствующему модулю БУКС, включить питание (сзади) – загорится зеленый светодиод, и включить соответствующий лабораторной работе тумблер.
4. Запустить приложение *PowerGraph*.
5. Загрузить файл настроек для лабораторной работы (*lab4*).

6. Затянуть болт с помощью накидного ключа до силы затяжки ($F_0 = 3000 \dots 8000 \text{ Н}$). Величину F_0 контролируют по показаниям на экране монитора (в цифровой форме).

Произвести испытание на раскрытие стыка в автоматическом режиме работы машины ДМ-30А. Испытание производится несколько раз: «без прокладки» и с одной или несколькими прокладками (бумажной и др.) *Фиксацию значений в PowerGraph начинать после включения машины.*

После разгрузки соединения и выключения машины ДМ-30А проверить отсутствие внешней нагрузки на соединение по наличию относительного перемещения деталей шарниров Гука и снять затяжку болта. В плоскости стыка между деталями установить упругую прокладку и повторить эксперимент.

7. Распечатать из приложения *PowerGraph* полученные графики $F_b = f(F_a)$.

8. На полученных экспериментальных графиках выделить зону, предшествующую раскрытию стыка (рис. 4.4). Выделенную зону разбить на n участков: 0-1; 1-2; и т. д. (рис. 4.4). Для каждого участка определить значения χ , полученные экспериментально для соединения с прокладкой и без прокладки.

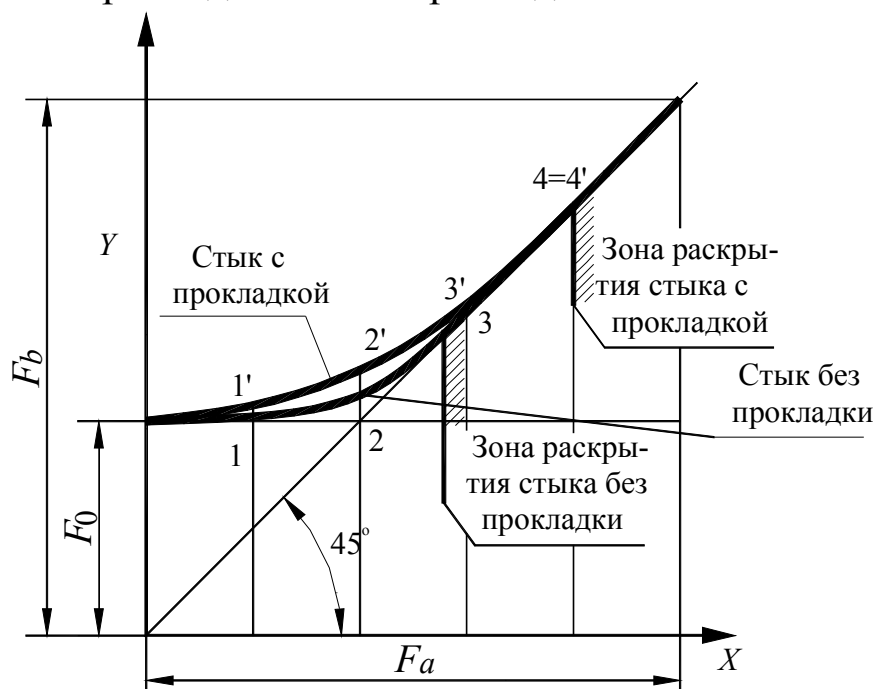


Рисунок 4.4 – Диаграмма нагружения стыка

Формула для определения значения χ по экспериментальным данным:

$$\chi = \frac{F_b - F_0}{F_a}.$$

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Оборудование.
3. Краткое описание конструкции установки и ее сборки.
4. Исходные данные.
5. Таблица с экспериментальными данными.
6. Эскиз диаграммы нагружения стыка.
7. Значения коэффициента χ определенные по экспериментальным данным на нескольких участках.
8. Письменно ответить на контрольные вопросы.

Контрольные вопросы

1. Как распределяется нагрузка на соединение по его элементам?
2. Какие факторы влияют на величину χ ?
3. Как изменяется величина χ при установке прокладки между деталями?
4. В каких случаях целесообразно использовать упругие прокладки между деталями?
5. Какие конструктивные и другие мероприятия способствуют уменьшению величины коэффициента основной нагрузки?
6. Какова методика экспериментального исследования сил в резьбовом соединении?

Студент должен уметь по заданным параметрам резьбового соединения рассчитать величину коэффициента основной нагрузки.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5

«ГРУППОВОЕ РЕЗЬБОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ОТРЫВАЮЩИМИ СИЛАМИ И МОМЕНТАМИ»

Цель работы – исследование распределения осевых сил, растягивающих болты (винты или шпильки) в групповом резьбовом соединении, нагруженном внешней силой, перпендикулярной плоскости стыка, и моментом, раскрывающими стык.

Оборудование. Универсальная испытательная машина ДМ-30А и приспособление для испытания «Группового резьбового соединения» ДМ-39А, блок усиления и коммутации сигналов БУКС, аналого-цифровой преобразователь АЦП ADA 1406, ПК.

Расчетные зависимости

В исследуемом групповом резьбовом соединении применены одинаковые болты, расположенные равномерно по площади стыка деталей соединения и симметрично относительно двух взаимно перпендикулярных осей симметрии. Размеры (в мм) исследуемого соединения приведены на рис. 5.1.

После затяжки болтов на стыке деталей соединения появляются сжимающие напряжения, равномерно распределенные по стыку.

$$\sigma_0 = \frac{zF_0}{A},$$

где F_0 – сила затяжки одного болта (одинаковая для всех болтов);

$z = 6$ – число болтов;

$A = a \cdot b$ – площадь стыка деталей.

Приложение внешней силы F приводит к изменению усилий в болтах и напряжений на стыке соединения.

Для расчета изменений внешнюю нецентральную силу заменяют центральной силой F и моментом сил $M = F \cdot L$, которые получаются при переносе внешней силы в центр тяжести площади

стыка деталей соединения (точка C).

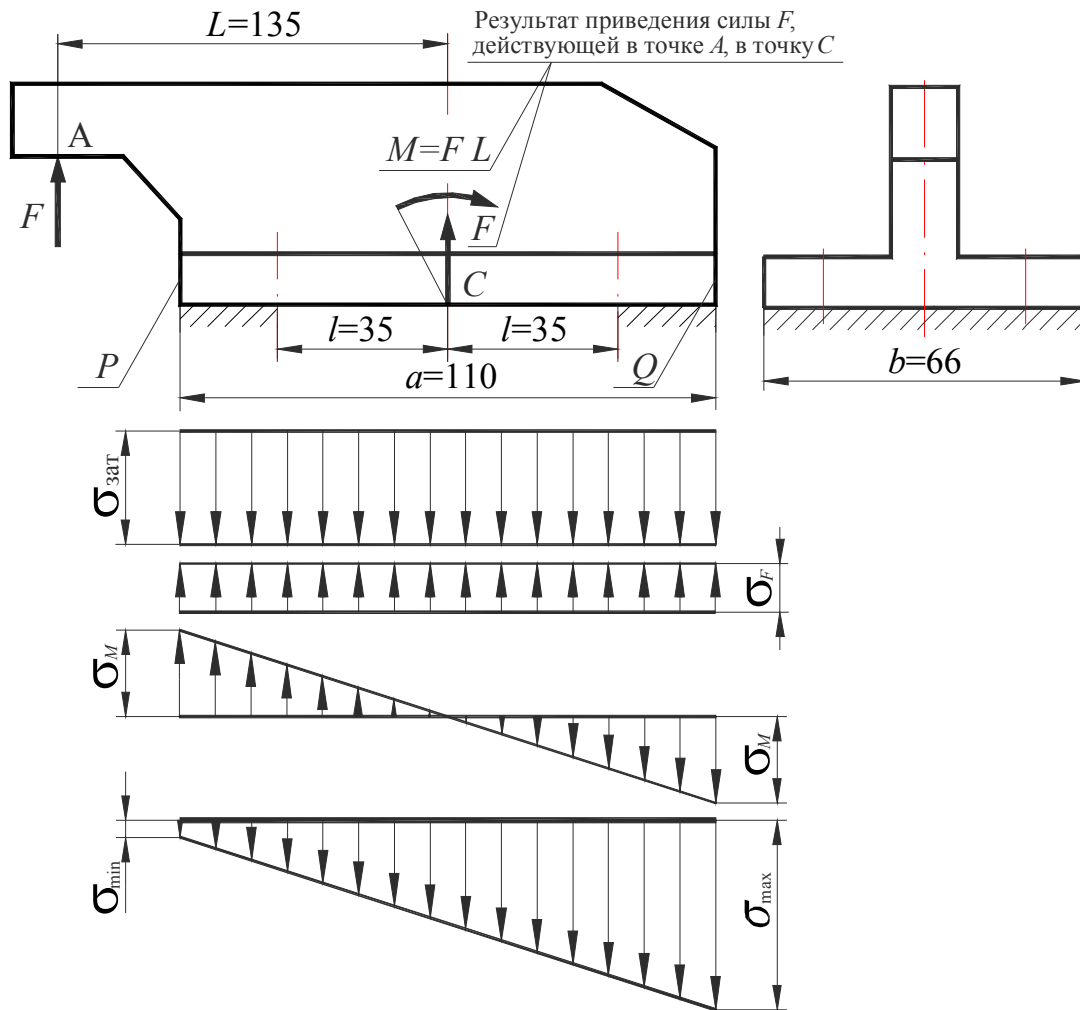


Рисунок 5.1 – Эпюры напряжения на стыке деталей

На стыке деталей соединения дополнительно появятся (рис. 5.1):

– равномерно распределенные по стыку напряжения от действия центральной силы F

$$\sigma_F = \frac{(1 - \chi)F}{A},$$

где F – внешняя отрывающая центральная сила;

– коэффициент основной нагрузки (для металлических стыков можно принять равным 0,2 ... 0,3);

– напряжения от момента сил M , которые изменяются по закону треугольника как при изгибе; при этом считается, что ней-

тральная ось (ось поворота стыка) проходит через центр тяжести площади стыка (точку C); максимальное значение напряжений от действия момента $M = F \cdot L$ на стыке детали будет

$$\sigma_M = \frac{(1 - \chi)M}{W},$$

где $W = \frac{b \cdot a^2}{6}$ - момент сопротивления площади стыка изгибу.

Просуммировав напряжения, получим, что наименьшие напряжения сжатия в стыке действуют у грани P :

$$\sigma_{\text{MIN}} = \sigma_0 - \sigma_F - \sigma_M,$$

а наибольшие напряжения сжатия в стыке действуют у грани Q :

$$\sigma_{\text{MAX}} = \sigma_0 - \sigma_F + \sigma_M.$$

Считается, что стык соединения не раскрывается, если после приложения к соединению всех нагрузок в любой точке стыка суммарные напряжения останутся сжимающими, т. е. условие нераскрытия стыка запишется в виде

$$\sigma_{\text{MIN}} > 0.$$

Условие прочности деталей стыка можно записать

$$\sigma_{\text{MAX}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ – допустимые напряжения смятия для менее прочной детали соединения.

Для рассматриваемого соединения распределение сил между болтами определяется следующим образом (рис. 5.2).

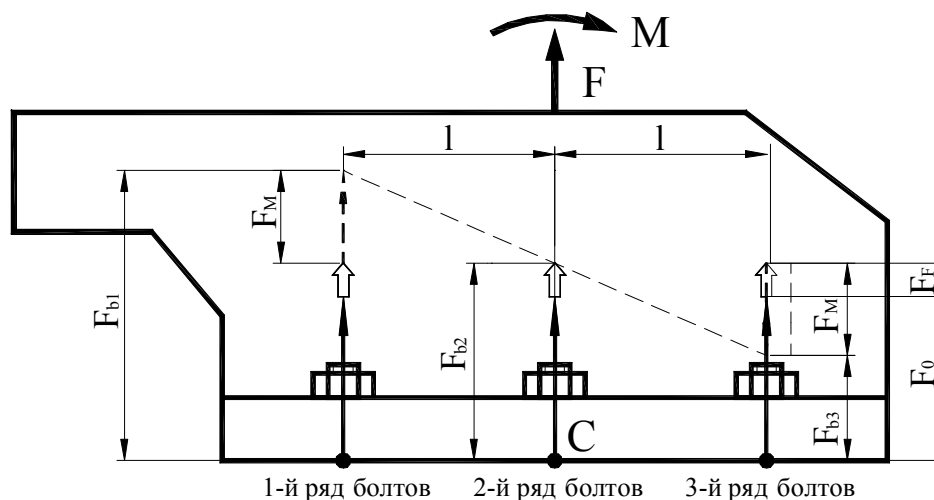


Рисунок 5.2 – Распределение сил между рядами болтов

В начальный момент все болты растянуты одинаковой силой F_0 . После приложения центральной силы F каждый болт дополнительно растягивается силой F_F :

$$F_F = \frac{\chi F}{z}.$$

Действие момента $M = F \cdot L$ выражается в том, что болты первого ряда дополнительно растягиваются, нагрузка болтов второго ряда не меняется, а нагрузка на болты третьего ряда уменьшается настолько же, насколько увеличилась нагрузка на болты первого ряда.

В общем случае считается, что дополнительно возникающие в болтах силы от действия внешнего момента, раскрывающего стык, прямо пропорциональны расстоянию от нейтральной оси поворота. Для наиболее удаленных болтов нагрузка от момента F_M определяется по формуле

$$F_M = \frac{\chi \cdot M \cdot l_{\max}}{\sum l_i^2}$$

где l_{\max} – расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленного болта; для нашего случая это болты первого ряда и $l_{\max} = l$ (рис. 5.1 и 5.2);

l – расстояние от нейтральной оси до i -го болта; для нашего случая у болтов первого ряда $l_1 = l$; у болтов второго ряда $l_2 = 0$; у болтов третьего ряда $l_3 = l$, число болтов в ряду – два (рис. 5.3) и тогда:

$$\sum l_i^2 = 2l_1^2 + 2l_2^2 + 2l_3^2 = 4l^2$$

Суммарная растягивающая сила каждого болта первого ряда имеет вид (рис. 5.2):

$$F_{b1} = F_0 + F_F + F_M$$

или

$$F_{b1} = F_0 + \chi \frac{F}{z} + \chi \frac{FL}{4l}$$

для каждого болта второго ряда

$$F_{b2} = F_0 + F_F$$

или

$$F_{b2} = F_0 + \chi \frac{F}{z}$$

для каждого болта третьего ряда

$$F_{b3} = F_0 + F_F - F_M$$

ИЛИ

$$F_{b3} = F_0 + \chi \frac{F}{z} - \chi \frac{FL}{4l}.$$

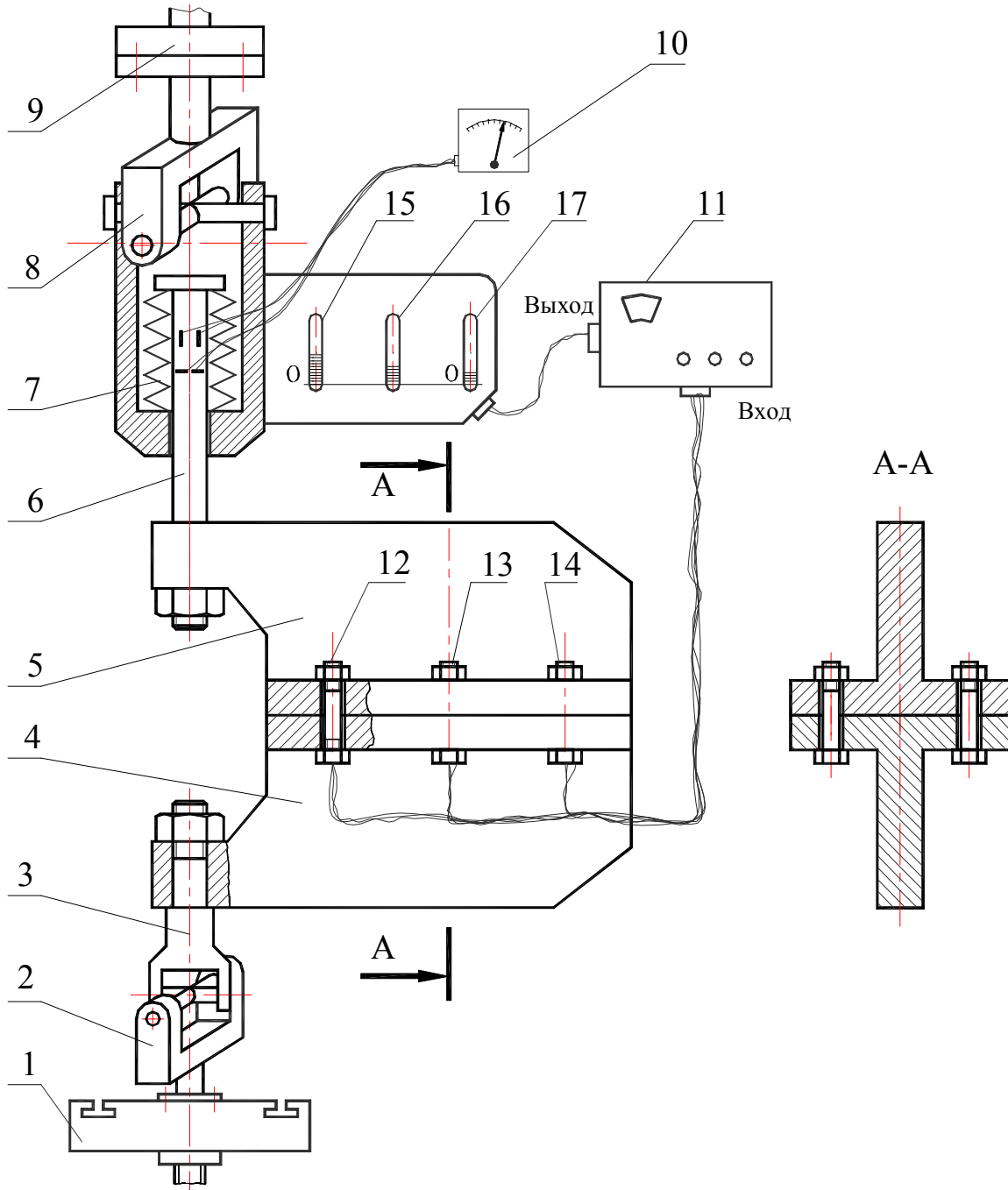


Рисунок 5.3 – Схема установки ДМ-39А

Условие прочности наиболее нагруженных болтов первого ряда:

$$\sigma_1 = \frac{1,3F_0 + \chi \frac{F}{z} + \chi \frac{FL}{4l}}{A_p} \leq [\sigma_p],$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий скручивание стержня болта при затяжке;

A_p – расчетная площадь болта;

$[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения растяжения для материала болта.

Описание оборудования

Схема учебно-лабораторной установки «Групповое резьбовое соединение, нагруженное отрывающими силами и моментами» ДМ-39А, приведена на рис. 5.3.

В качестве соединения используются два одинаковых кронштейна 4 и 5, соединенных шестью болтами, расположенными равномерно и симметрично по стыку. Два болта, расположенные на одинаковом расстоянии от линии действия внешней силы, образуют один ряд болтов. Ряды болтов обозначены соответственно 12, 13 и 14.

На болты наклеены тензорезисторы, сигнал с тензорезисторов усиливается тензоусилителем 11 и регистрируется при помощи светящихся индикаторных трубок 15, 16 и 17.

Индикаторные трубки смонтированы в одном блоке, прикрепленном к корпусу верхней тяги. Осевая растягивающаяся сила, приложенная к каждому болту первого ряда, определяется по показаниям светящейся индикаторной трубки 15, силу болтов второго ряда показывает трубка 16 и силу болтов третьего ряда – трубка 17. Соединение в собранном виде крепится верхней тягой 6 к верхнему захвату 9, а нижней тягой 3 – к подвижному рабочему столу 1 машины ДМ-30А при помощи шарниров Гука 2 и 8. На верхней тяге 6 наклеены тензорезисторы, сигнал от которых использован для измерения прибором 10 внешней силы F , приложенной к кронштей-

нам. Пакет тарельчатых пружин 7 уменьшает жесткость нагружающей системы испытательной машины. Для обеспечения одинаковой силы начальной затяжки болтов используется ключ предельного момента, устройство которого показано на рис. 5.4. Головка 1 для захвата шестигранных гаек соединена шарнирно с рычагом 2. В рычаге 2 запрессован закаленный ролик 4, к которому при затяжке гайки (ключ вращается в направлении стрелки) прижимается шарик 5, поджатый пружиной 6. Шарик 5 и пружина 6 установлены в рукоятке 7.

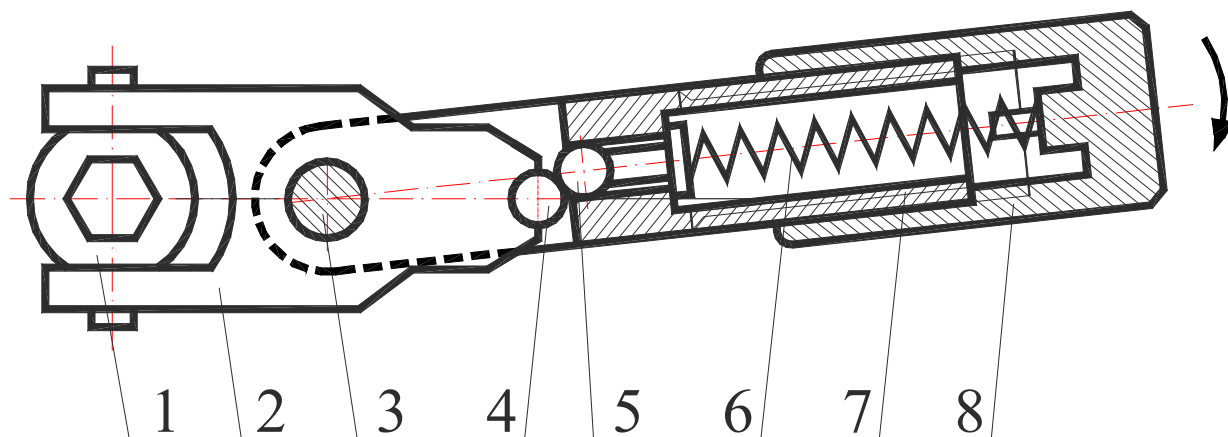


Рисунок 5.4 – Ключ предельного момента

Силу сжатия пружины можно регулировать накидной гайкой 8, при этом момент срабатывания ключа изменится. Рукоятка 7 соединена с рычагом 2 шарнирно с помощью оси 3. Если к рукоятке 7 приложить силу больше некоторого определенного значения (определяемого силой сжатия пружины 6), то шарик 5 утапливается в рукоятке, и она свободно проворачивается относительно оси 3, не передавая крутящий момент. После этого считается, что гайка затянута на требуемую величину, а для завинчивания другой гайки ключ необходимо повернуть на 180° относительно его продольной оси. В случае необходимости можно рычаг 2 и рукоятку 7 соединить неподвижно специальным штифтом, тогда ключ становится обычным жестким ключом с накидной головкой.

Порядок проведения лабораторной работы и обработки экспериментальных данных

До начала лабораторной работы нужно установить приспособление ДМ-39А на машину ДМ-30А, подключить блок светящихся индикаторных трубок и, включив тензоусилитель, прогреть его в течение примерно 20 мин. Болты, соединяющие оба кронштейна, не должны быть затянуты (гайки свободно вращаются от руки), приспособление не должно быть нагружено внешней силой (кронштейны свободно покачиваются от руки).

Перед началом экспериментов устанавливают на нулевую отметку показания светящихся индикаторных трубок 15, 16, 17 и показания прибора 10 (рис. 5.3).

Сначала экспериментально определяют распределение нагрузок между болтами соединения в случае, когда затяжка болтов мала и происходит раскрытие стыка. Для этого затягивают от руки все шесть гаек так, чтобы не было ощутимого покачивания одного кронштейна относительно другого, и нагружают соединение внешней отрывающей силой F (не более 5000 Н), придавая столу машины ДМ-30А движение вниз. По показаниям приборов определяют и записывают внешнюю силу и силу, растягивающую болт каждого ряда. После чего внешнюю нагрузку снимают до нуля, давая столу машины движение вверх.

Затем экспериментально определяют распределение нагрузки между болтами в случае, когда болты затянуты силами, достаточными для предотвращения раскрытия стыка. При внешней силе $F=5000$ Н сила затяжки болтов из условия нераскрытия стыка должна быть не менее $F_{0\min}=2000$ Н.

Для получения необходимой силы затяжки болтов производят затягивание гаек ключом предельного момента, затягивание начинают с гаек второго ряда. После первой затяжки всех гаек проводят в том же порядке вторую затяжку всех гаек до срабатывания ключа предельного момента.

Снимают показания светящихся индикаторных трубок и подсчитывают среднее значение силы затяжки болтов.

Соединение вновь загружают такой же по величине, как в пер-

вом эксперименте, внешней силой. Полученные после нагружения осевые растягивающие силы болтов и внешнюю осевую силу записывают в бланке лабораторной работы.

Затем соединение разгружают, выключают приборы, ослабляют затяжку болтов.

При обработке экспериментальных данных нужно вычислить напряжения, действующие на стыке кронштейнов, используя формулы, приведенные выше и построить графики:

а) экспериментальное распределение сил, действующих на болты;

б) эпюры напряжений, действующих на стыке кронштейнов.

После этого оценивают возможность раскрытия стыка для случая затянутых и незатянутых болтов; рассчитывают запас прочности болтов, зная, что применены болты М16 класса прочности 3,6 по ГОСТ 1759-82; определяют, проходит ось поворота через центр тяжести сечения или нет для случая незатянутых и затянутых болтов.

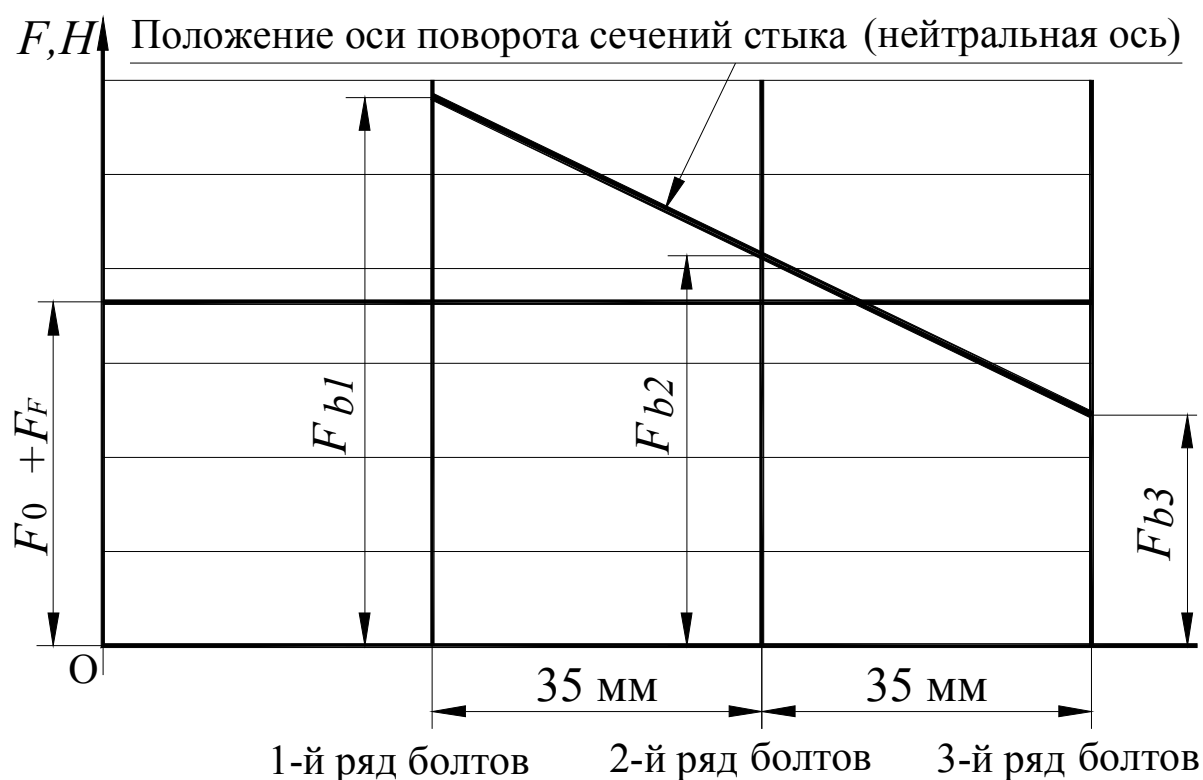


Рисунок 5.5 – Определение положения оси поворота сечения стыка

Положение оси поворота сечения стыка кронштейнов определяется графически (рис. 5.5). На оси абсцисс отмечают положение рядов болтов с расстоянием между ними в натуральную величину $l = 35$ мм. По оси ординат в любом масштабе откладывают от соответствующих меток рядов болтов экспериментально полученные суммарные растягивающие нагрузки. Проводят горизонталь на уровне нагрузки $F_0 + F_F$, где F_0 – средняя экспериментальная сила затяжки болта. Пересечение этой горизонтали с линией распределения суммарных растягивающих нагрузок между болтами дает положение оси поворота.

В результате проведения этой лабораторной работы студент должен усвоить и знать:

1. Где и как располагается ось поворота кронштейна при нагружении его силами и моментами, лежащими в плоскости, перпендикулярной стыку в случаях: а) болты не затянуты, б) болты так затянуты, что раскрытие стыка не происходит.

2. Как записать условие нераскрытия стыка рассматриваемого соединения?

3. Как записать условие прочности болтов (винтов, шпилек) рассматриваемого соединения?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6

«СОЕДИНЕНИЕ С НАТЯГОМ»

Цель работы – экспериментально определить предельные (по критерию прочности сцепления) нагрузки исследуемого соединения; осевую силу; крутящий момент. Построить графики изменения сил в процессе запрессовки и выпрессовки. Определить коэффициенты трения при запрессовке, выпрессовке и повороте соединения.

Оборудование. Универсальная испытательная машина ДМ-30А и приспособление для исследования соединения с натягом ДМ-26А, блок усиления и коммутации сигналов БУКС, аналого-цифровой преобразователь АЦП ADA 1406, ПК.

Расчетные зависимости

В работе исследуют соединение с натягом двух деталей: вала 1 и втулки 2 (рис. 6.1).

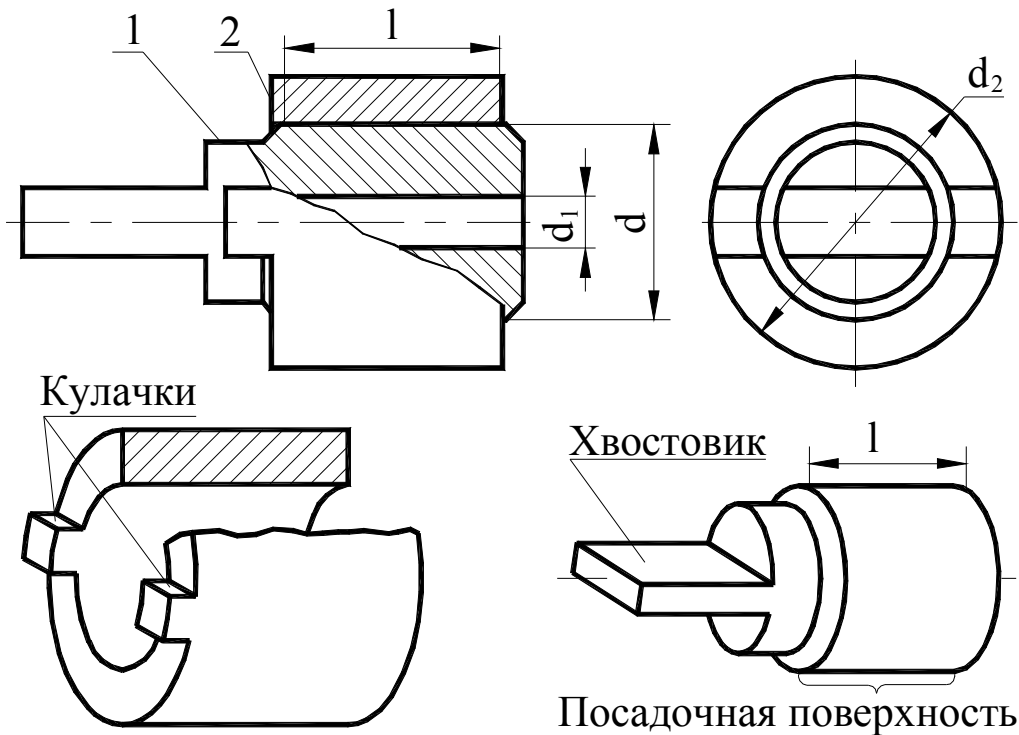


Рисунок 6.1 – Исследуемое соединение

Вал 1 снабжен хвостовиком, а втулка 2 – двумя кулачками, необходимыми для захвата при нагружении соединения крутящим моментом. Сборка соединения осуществляется механическим пресованием.

В процессе запрессовки и выпрессовки ведется автоматическое измерение сил трения.

Соединения с натягом деталей типа «вал-втулка» может передавать осевую силу, крутящий и изгибающий моменты. Величина нагрузок, воспринимаемых соединением, зависит от размеров деталей, величины натяга, коэффициента трения и упругих свойств материалов.

При запрессовке вала во втулку с натягом (рис. 6.2) происходит радиальное растяжение втулки и сжатие вала. На сопряженных поверхностях имеет место смятие гребешков микронеровностей и возникает давление p , МПа, которое может быть определено по зависимости [1]:

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) d}, \quad (1)$$

где δ – расчетный натяг, мкм;

E_1 и E_2 – модули упругости материала вала и втулки, МПа;

d – номинальный диаметр соединения; наружный диаметр вала и внутренний диаметр втулки, мм;

c_1 и c_2 – коэффициенты, зависящие от размеров деталей и коэффициентов Пуассона (материала вала – ν_1 и втулки – ν_2), определяются по формулам:

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1, \quad (2)$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2, \quad (3)$$

где d_1 – диаметр отверстия вала, мм;

d_2 – наружный диаметр втулки, мм.

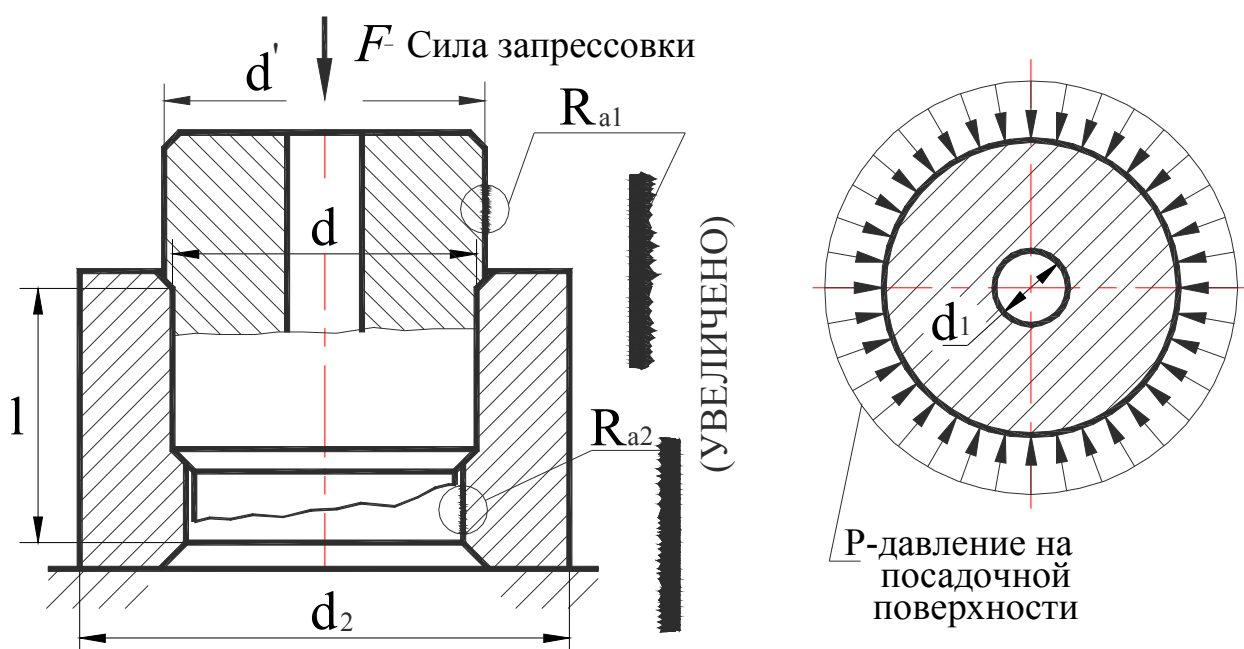


Рисунок 6.2 – Схема запрессовки

Расчетный натяг δ связан с измеренным натягом N , мкм, следующей зависимостью, учитывающей смятие микронеровностей сопряженных поверхностей вала и втулки,

$$\delta = N - 6(R_{a1} + R_{a2}), \quad (4)$$

где R_{a1} и R_{a2} – средние арифметические отклонения профиля поверхности вала и втулки, мкм.

Допускаемая осевая сила $[F]$ соединения с натягом равна предельной осевой силе F_{lim} , деленной на коэффициент запаса по сцеплению, т. е.

$$[F] = F_{lim} / k.$$

По аналогии допускаемый крутящий момент $[T]$ принимают

$$[T] = T_{lim} / k,$$

где T_{lim} – предельный крутящий момент.

Воздействие на соединение осевой силы $F \geq F_{lim}$ или крутящего момента $T \geq T_{lim}$ приводит к относительному сдвигу посадочных поверхностей, что равносильно отказу соединения по критерию прочности сцепления. Предельные нагрузки F_{lim} и T_{lim} рассчитывают по зависимостям

$$F_{\text{lim}} = p \cdot f_F \cdot \pi \cdot d \cdot l; \quad (5)$$

$$T_{\text{lim}} = 0,5 \cdot 10^3 \cdot p \cdot f_T \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l, \quad (6)$$

где p – давление на посадочных поверхностях, МПа;
 f_F, f_T – коэффициенты трения при выпрессовке и провороте;
 d – номинальный диаметр, мм;
 l – длина посадочных поверхностей, мм.

Сила запрессовки $F_{\text{зп}}$ знание которой необходимо при выборе прессы для сборки соединения с натягом, определяют по формуле

$$F_{\text{зп}} = p \cdot f_0 \cdot \pi \cdot d \cdot l \quad (7)$$

где f_0 – коэффициент трения при запрессовке.

Номинальные и габаритные размеры детали d, d_1, d_2 и l (см. рис. 6.1 и 6.2) измеряют с точностью $\pm 0,1$ мм, что вполне соответствует точности измерения штангенциркулем. Для определения величины натяга отклонения посадочных диаметров вала и втулки от номинального должны быть измерены с точностью не менее 1...3 мкм. Отклонение вала измеряют пассаметром; отклонение втулки – нутромером.

На посадочной поверхности вала выбирают несколько равноотстоящих сечений и для каждого сечения в двух взаимно перпендикулярных направлениях производят измерения отклонения вала. Среднее значение отклонения вала определяют по формуле

$$\Delta_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta_{1i},$$

где Δ_{1i} – отклонение вала в i -м замере, мкм;
 n – число замеров.

Аналогично определяют среднее значение отклонения втулки

$$\Delta_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta_{2i},$$

где Δ_{2i} – отклонение втулки в i -м замере, мкм.

Измеренный натяг N , мкм, в соединении вычисляют по зависимости

$$N = \Delta_1 - \Delta_2. \quad (8)$$

В соответствии со стандартом СТ СЭВ 144-75 устанавливают, каким полям допусков основных отклонений вала и втулки

(таблица 1) соответствуют измеренные отклонения вала Δ_1 и втулки Δ_2 . Найденные поля допусков эскизируют.

Таблица 1 – Поля допусков вала и отверстия (при номинальных диаметрах 30...40 мм), мкм

Отверстие			Вал						
<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>t6</i>	<i>s7</i>	<i>u7</i>	<i>u8</i>
0 ... 16	0 ... 25	0 ... 39	26 ... 42	34 ... 50	43 ... 59	48 ... 64	43 ... 68	60 ... 85	60 ... 99

По установленным допускам вала и отверстия выбирают соответствующую посадку из ряда посадок, рекомендуемых СТ СЭВ 144-75: *H6/r5*, *H6/s5*, *H7/p6*, *H7/r6*, *H7/s6*, *H7/t6*, *H7/s7*, *H7/u7*, *H8/s7*, *H8/u8*, *H8/x8*, *H8/z8*.

Шероховатость посадочных поверхностей вала и втулки (R_{a1} и R_{a2}) определяют сравнением с эталонными образцами.

Экспериментальное определение предельных нагрузок при запрессовке, выпрессовке и повороте

Экспериментальное исследование соединения с натягом проводят на машине для испытания соединений ДМ-30А, которая, по существу, является универсальным прессом, снабженным специальным подвижным столом и неподвижной траверсой прессы. Начальная позиция вала 1 и втулки 2 при запрессовке указана на рис. 6.3; при выпрессовке – на рис. 6.4. Для измерения крутящего момента при повороте запрессованное соединение вставляют в специальное устройство типа ножниц (поз. 3 на рис. 6.3 и рис. 6.5), которое укладывают в углубление основания (поз. 4, рис. 6.3).

Величину силы, развиваемой прессом, регистрируют с помощью тензодатчиков 5, наклеенных на стержень трубчатого сечения 6. Перемещение стола, следовательно, и относительное перемещение втулки и вала измеряют с помощью потенциометра, состоящего из штанги 7, жестко соединенной с ползуном 8, который перемещается по резистору 9.

В процессе запрессовки, выпрессовки и проворота одновременно регистрируют силу и относительное перемещение вала и втулки. Регистрацию проводят с помощью измерительного комплекса, включающего в себя БУКС, АЦП, ПК и принтер.

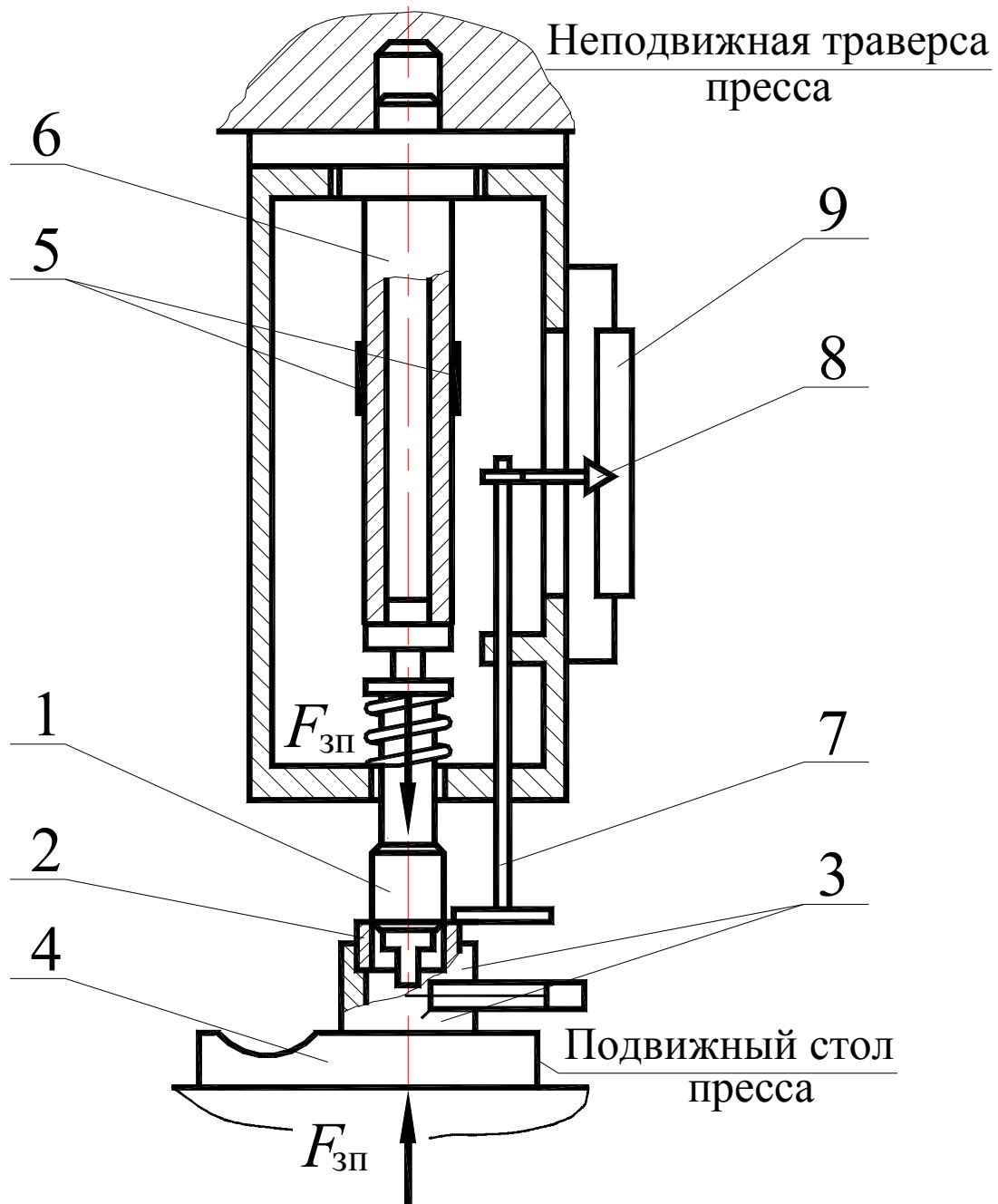


Рисунок 6.3 – Приспособление для исследования соединения с натягом

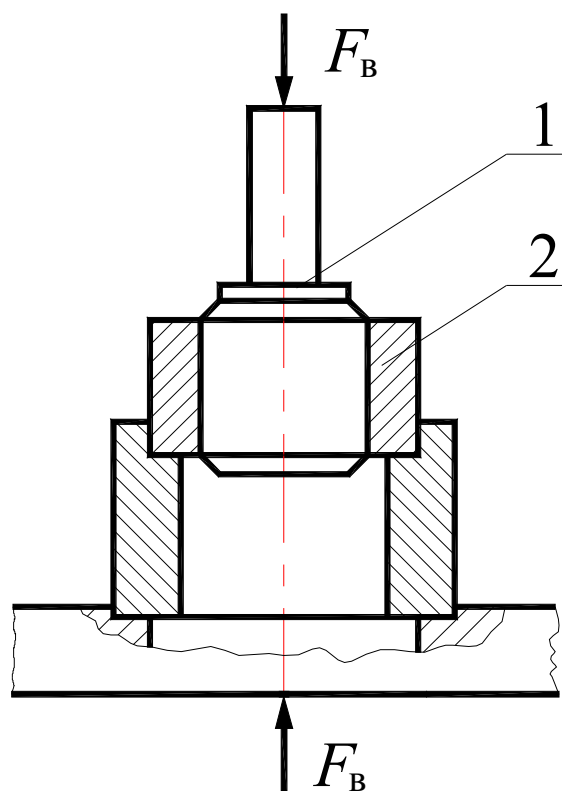


Рисунок 6.4 – Положение соединения в начале выпрессовки

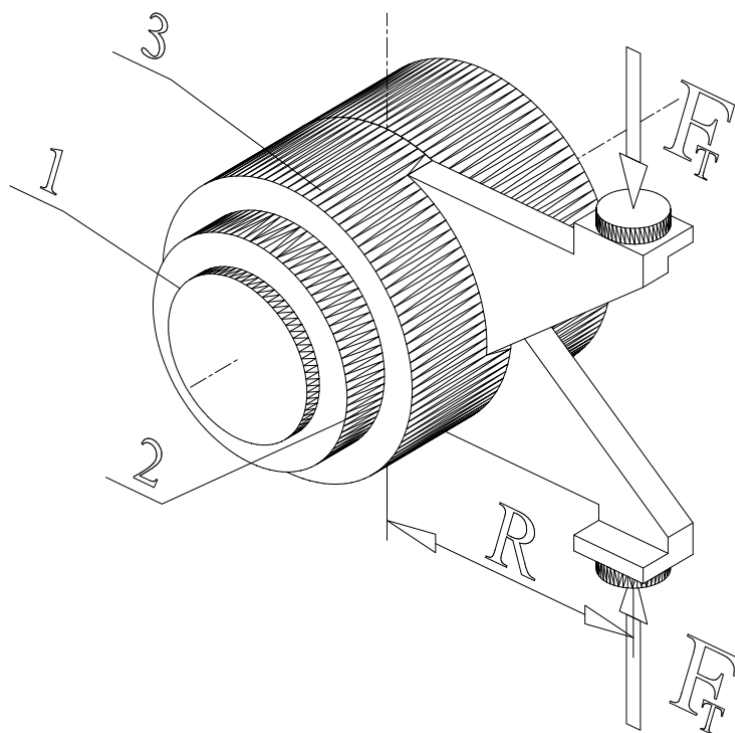


Рисунок 6.5 – Измерение момента проворота

Ход выполнения работы

1. Включить ПК.
2. Соединить *USB*-кабелем ПК и АЦП.
3. Проверить соединение АЦП к соответствующему модулю БУКС, включить питание (сзади) – загорится зеленый светодиод, и включить соответствующий лабораторной работе тумблер.
4. Запустить приложение *PowerGraph*.
5. Загрузить файл настроек для лабораторной работы (*lab6*).
6. Установить соединение в положение для запрессовки (рис. 6.3). Провести запрессовку с одновременной регистрацией зависимости силы $F_{зп}$ от длины запрессовки.
7. Установить запрессованное соединение в положение для измерения крутящего момента при повороте (рис. 6.5). Включить механизм перемещения подвижного стола пресса. В процессе нагружения регистрируются перемещение стола и сила F_T , прикладываемая к «ножницам» (рис. 6.5). Нагружение прекращают сразу же после прекращения роста силы F_T , т. е. в момент начала поворота соединения. Максимальная сила F_T , умноженная на плечо приложения силы R ($R=90$ мм), принимается равной предельному крутящему моменту.
8. Установить соединение в положение для выпрессовки (рис. 6.4). Провести выпрессовку с одновременной записью на диаграмме зависимости силы выпрессовки от длины выпрессовки.
9. Распечатать из приложения *PowerGraph* полученные графики.

Выполнение расчетов

Коэффициенты трения, действующие в испытываемом соединении, целесообразно рассчитывать при максимальных значениях сил и крутящего момента (при полной длине запрессовки). По зависимости (8) определяют измеренный натяг N , а по формуле (4) – расчетный натяг δ . Величину давления p на рабочих поверхностях определяют по зависимости (1), где модуль упругости E можно

принимать равным для стали $2,15 \cdot 10^5$ МПа, для чугуна $1,5 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона ν для стали равен 0,3, для чугуна – 0,25. Коэффициенты c_1 и c_2 определяют по зависимости (2) и (3).

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1 = \frac{30^2 + 0^2}{30^2 - 0^2} - 0,3 = 0,7;$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2 = \frac{58^2 + 30^2}{58^2 - 30^2} + 0,25 = 1,981;$$

$$N = \Delta_1 - \Delta_2 = 60 - 10 = 50 \text{ (мкм)};$$

$$\delta = N - 6(R_{a1} + R_{a2}) = 60 - 6(1 + 1) = 38 \text{ (мкм)};$$

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right)d} = \frac{38 \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{0,7}{2,15 \cdot 10^{11}} + \frac{1,981}{1,5 \cdot 10^{11}}\right)30} = 7,7 \cdot 10^7 \text{ (Па)}.$$

Формулы для расчетов коэффициентов трения при запрессовке $f_{зп}$, выпрессовке $f_{в}$ и провороте f_T получают из зависимостей (5)-(7).

$$f_{зп} = \frac{F_{зп}}{p \cdot \pi \cdot d \cdot l}; \quad f_{в} = \frac{F_{в}}{p \cdot \pi \cdot d \cdot l}; \quad f_T = \frac{2 \cdot T}{p \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l},$$

где $F_{зп}$, $F_{в}$ и $T = F \cdot R$ – максимальные силы при запрессовке, выпрессовке и провороте, найденные в ходе эксперимента, а l – длина посадочных поверхностей ($l = 30$ мм).

Контрольные вопросы

1. Принцип работы соединения с натягом.
2. От каких факторов зависит нагрузочная способность соединения с натягом?
3. От каких факторов зависит коэффициент трения в соединении?
4. Как влияет шероховатость поверхностей деталей на работоспособность соединений?

Студент должен уметь:

1. Измерить натяг в соединении вал-втулка.
2. Оценить шероховатость поверхностей.
3. Рассчитывать предельные по прочности сцепления нагрузки в соединении с натягом.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7

«ИЗУЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ИХ УЗЛОВ»

Цель работы – изучение классификации, условных обозначений, конструкций подшипников качения, а также ознакомление с узлами опор качения и с некоторыми методами их испытаний.

Оборудование. Маятниковый прибор ДМ-28М.

1. Классификация подшипников качения

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

По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники разделяются на четыре группы:

а) радиальные – предназначенные для восприятия только радиальных или преимущественно радиальных нагрузок;

б) радиально-упорные – предназначенные для восприятия радиальных, осевых и комбинированных нагрузок;

в) упорно-радиальные – предназначенные для восприятия осевых нагрузок, но способные воспринимать и небольшие радиальные нагрузки;

г) упорные – предназначенные для восприятия только осевых нагрузок.

По форме тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые.

Роликовые подшипники бывают:

а) с короткими цилиндрическими роликами;

б) с коническими роликами;

в) с игольчатыми роликами;

г) со сферическими или сфероконическими роликами.

Цилиндрические и конические ролики изготавливают в настоящее время с небольшой (7 ... 30 мкм на сторону) выпуклостью

поверхности качения (бомбиной) и со скругленными торцами. Подшипники с такими роликами отличаются повышенным ресурсом и меньшей чувствительностью к перекосам колец.

По числу рядов тел качения подшипники подразделяются на одно-, двух- и четырехрядные.

По основному конструктивному признаку подшипники разделяются на самоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические).

Кроме основных подшипников каждого типа изготавливают их конструктивные разновидности: с канавками под упорное кольцо, с защитными шайбами, с дополнительными бортами, с коническим отверстием внутреннего кольца и т. д.

2. Условные обозначения

Основное условное обозначение, дополнительные знаки и знак завода – изготовителя (например, ГПЗ-1) нанесены на торцы колец подшипников. Основное условное обозначение составляется из цифр (максимальное количество цифр 7) и характеризует внутренний диаметр подшипника, его серию, тип, конструктивную разновидность. Порядок отсчета цифр справа налево (рис. 7.1).

Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм, за исключением радиально-упорных шариковых со съемным наружным кольцом, **две первые цифры** обозначения являются частным от деления внутреннего диаметра в мм на 5. За тем же исключением внутренние диаметры 10, 12, 15 и 17 мм обозначаются соответственно 00, 01, 02 и 03.

Третья и седьмая цифры указывают серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм включительно). Третья цифра, обозначающая серию диаметров, совместно с седьмой цифрой, обозначающей серию ширин, определяют размерную серию подшипников. Если седьмая цифра – 0, то цифра на третьем месте характеризует серию по диаметру и ширине.

Четвертая цифра обозначает тип подшипника:

шариковый радиальный однорядный
0

шариковый радиальный сферический	1
роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами ..	2
роликовый радиальный сферический	3
роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми	4
роликовый радиальный с витыми роликами	5
шариковый радиально-упорный	6
роликовый конический	7
шариковый упорный и шариковый упорно-радиальный	8
роликовый упорный и роликовый упорно-радиальный	9

Пятая или пятая с шестой цифры обозначают конструктивную разновидность подшипника, наличие канавки под упорное кольцо, номинальный угол контакта тел качения с наружным кольцом подшипника в радиально-упорных подшипниках и др.

В основном условном обозначении нули, стоящие левее последней значащей цифры, опускаются. Кроме цифр основного обозначения слева и справа от него могут маркироваться дополнительные знаки (буквенные или цифровые). Например, класс точности подшипника маркируется цифрой слева через тире от основного обозначения.

Обозначения классов точности в порядке возрастания точности: 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности подшипника «0» не проставляется. Слева от обозначения класса точности могут быть проставлены дополнительные знаки, указывающие на то, что подшипник изготовлен по специальным требованиям к радиальному зазору и моменту трения. При наличии этих знаков обозначение класса точности «0» сохраняется.

Справа от основного обозначения могут стоять буквенные знаки, характеризующие материал деталей подшипника (например, буква Е означает, что сепаратор выполнен из пластических материалов, буква Р – детали подшипника изготовлены из теплостойких сталей, буква Ю – все или часть деталей изготовлены из нержавеющей стали), конструктивные изменения деталей подшипника обозначают буквой К с цифрами, буквы Т, Т1, Т2, ..., Т6 указывают на специальную термообработку подшипника (температура соответственно 200°, 225°, 250°, ..., 450°С).

3. Краткая характеристика подшипников основных типов

Шариковые радиальные однорядные подшипники типа (0000) предназначены для восприятия радиальных и ограниченных осевых нагрузок любого направления, являются одними из наиболее распространенных и дешевых подшипников. Динамическая и статическая радиальная грузоподъемность их ниже, чем у роликоподшипников равных размеров. Они характеризуются сравнительно малыми радиальной и особенно осевой жесткостью, не рекомендуются для применения в узлах, требующих точной осевой фиксации валов. Допускаемые углы взаимного перекоса колец (внутреннего относительно наружного) подшипников с нормальными радиальными зазорами при радиальном нагружении - до $6'$ (здесь и далее данные о допустимых перекосах относятся к подшипникам классов точности 0 и 6).

Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники (тип 1000) предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и ограниченные осевые нагрузки любого направления. Радиальная грузоподъемность у них значительно ниже, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников. Допускают значительные (до 4°) взаимные перекосы колец. Применяются в узлах с нежесткими валами и в конструкциях, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.

Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (тип 2000) предназначены для восприятия только радиальных нагрузок. Изготавливают также подшипники с дополнительным бортом на внутреннем (42000) или наружном (12000) кольце. Эти подшипники могут воспринимать кроме радиальной и ограниченную осевую нагрузку. Допускают раздельный монтаж внутреннего (с комплектов роликов) и наружного колец подшипника. Подшипники с модифицированным контактом допускают взаимные перекосы до $6'$ (без модификации - до $2'$). Роликоподшипники игольчатые отличаются большой радиальной грузоподъемностью при малых радиальных габаритах. Осевые нагрузки воспринимать не могут. По допускаемым частотам вращения они уступают роликоподшипникам с короткими цилинд-

рическими роликами, но хорошо работают в условиях качания одного из колец; весьма чувствительны к взаимным перекосам колец (однорядные без модификации профиля допускают перекосы до $1'$, с модификацией – до $4'$).

Шариковые радиально-упорные подшипники предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. Регулируемые подшипники типов 6000, 36000, 46000 и 66000 способны воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении, без осевых нагрузок в опорах работать не могут. При определении этих нагрузок следует учитывать осевые силы, возникающие под действием радиальных нагрузок из-за наклона контактных линий. Нерегулируемые подшипники (с разрезным наружным или внутренним кольцом, а также двухрядные подшипники) могут воспринимать осевую нагрузку любого направления и работать без осевых нагрузок. Номинальный угол контакта у подшипника типов 6000 и 36000 равен 12° , а у подшипников 46000 и 66000 соответственно - 26° и 36° . Номинальный угол контакта подшипников с разрезными кольцами равен 26° . Чем меньше угол контакта, тем больше радиальная и меньше осевая жесткость и грузоподъемность подшипников. С ростом угла контакта снижается предельная быстроходность из-за отрицательного влияния гироскопического эффекта.

Радиально-упорные шарикоподшипники отличаются от радиальных большим числом шариков, поэтому их жесткость и грузоподъемность выше.

Регулируемые подшипники собирают в узлах машин так, чтобы при установившемся температурном режиме радиальные и осевые зазоры в них приближались к нулю, а в некоторых случаях их собирают с предварительным натягом. Допустимые взаимные перекосы колец - $4'$... $6'$ (большие значения соответствуют малым углам контакта).

Роликовые радиально-упорные однорядные подшипники с коническими роликами предназначены для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузок. Без осевых нагрузок в опорах, как и регулируемые радиально-упорные шарикоподшипники, работать не могут. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок они применяются в паре. Подшипники выпускают с углами $\alpha = 10^\circ \dots 18^\circ$

(тип 7000) и $\alpha = 20^\circ \dots 30^\circ$ (тип 27000).

Пару подшипников типа 27000 рекомендуется устанавливать в одной фиксирующей вал опоре. В узле с радиально-упорными роликовыми подшипниками должна быть предусмотрена регулировка осевого зазора подшипников. По сравнению с шариковыми радиально-упорными подшипниками эти подшипники отличаются большей грузоподъемностью, меньшими точностью вращения и предельной частотой вращения. Допускается раздельный монтаж наружного и внутреннего колец с комплектом роликов. Подшипники с модифицированным контактом могут иметь взаимные перекосы колец до $4'$ (без модификации – до $2'$) с модификацией контакта на рабочей поверхности наружного кольца – до $8'$.

Шариковые упорные одинарные подшипники (тип 8000) предназначены для восприятия односторонней осевой нагрузки, они применяются при значительно меньших по сравнению с другими шарикоподшипниками частотах вращения, очень чувствительны к перекосам (допускают взаимный перекося колец до $2'$).

4. Краткое описание узлов с опорами качения

По способности фиксировать осевое положение вала опоры делятся на плавающие и фиксирующие. Плавающие опоры допускают осевое перемещение вала в любом направлении, фиксирующие опоры ограничивают осевые перемещения в одном или в обоих направлениях. Осевые нагрузки могут воспринимать только фиксирующие опоры. Обычно вал устанавливают на двух опорах, причем возможны различные сочетания плавающих и фиксирующих опор.

Схема 1. Обе опоры плавающие. Применяют в тех случаях, когда осевая фиксация осуществляется какими-либо другими элементами конструкции, например, зубьями шевронных зубчатых колес. Здесь излишняя связь в виде фиксирующей опоры привела бы к статической неопределимости системы.

Схема 2. Одна из опор фиксирующая, вторая – плавающая. В таком виде система может быть представлена в виде балки с одной шарнирно-подвижной и одной шарнирно-неподвижной опорами. В качестве плавающей целесообразно применять наименее нагружен-

ную опору. Величины осевых перемещений валов в фиксирующих опорах зависят от собственного осевого зазора в подшипниках, способов крепления колец подшипников на валах и в корпусах, а также от собственной осевой жесткости подшипников.

Основные достоинства второй схемы:

- не требуется точное расположение посадочных мест по длине;
- опоры могут быть установлены на любом расстоянии друг от друга, так как даже значительные температурные деформации будут компенсироваться осевыми перемещениями плавающей опоры;
- высокая осевая жесткость и грузоподъемность фиксирующих опор, особенно в случае применения двух радиально-упорных подшипников с большими углами наклона контактных линий.

Схема 3. Каждая из опор ограничивает перемещение вала в одном направлении. Такая схема наиболее проста, для ее конструктивного решения требуется меньшее количество деталей. Эта схема широко применяется особенно при малых расстояниях между опорами. При больших расстояниях между опорами следует учитывать опасность нарушения нормальной работы узла в результате неодинакового удлинения вала и корпуса при нагреве.

5. Исследование момента сопротивления вращению в подшипниках качения

Энергетические потери в подшипниках качения возникают в результате сложного физического процесса.

Величина момента сопротивления определяется одновременным действием ряда явлений: проскальзыванием тел качения по площадкам контакта, упругим гистерезисом в материале контактирующих тел, скольжением тел качения по поверхности гнезд сепаратора, скольжением массивного сепаратора по центрирующим поверхностям колец, сопротивлением смазочного материала и внешней среды.

Полная величина момента сопротивления может быть точно определена только при экспериментальных исследованиях. Установлено, что величина момента сопротивления зависит от величины

и направления внешней нагрузки, типа, размера и класса точности подшипника, частоты вращения, способа смазывания, вязкости смазочного материала и точности монтажа.

Мгновенное значение величины момента сопротивления постоянно и в процессе вращения при неизменных внешних условиях работы подшипника может изменяться в несколько раз за один оборот. Для практических расчетов обычно используют средние значения моментов сопротивления, которые оценивают по эмпирическим зависимостям.

Для экспериментальных исследований применяют различные приборы, например, маятниковый прибор типа ДМ-28М, конструкция которого приведена на рис. 7.2. На конце вала 1 установлены четыре подшипника. На наружные кольца двух средних подшипников 2 надета жесткая втулка 3. Наружные кольца двух внешних подшипников 4 закреплены в корпусе 5 и крышке корпуса 6. Втулка установлена в корпусе с радиальным зазором. Нагрузочное устройство состоит из динамометра 7, винта 8 и индикатора 9. При вращении винта динамометр деформируется силой $2F_r$, при этом каждый подшипник нагружается силой F_r . Нагружение измеряют индикатором, шкала которого проградуирована в Н. Момент сопротивления вращению в четырех подшипниках стремится повернуть корпус вместе с маятником и грузом 10 в направлении вращения. Величину момента определяют по шкале 11 в Нм в зависимости от величины отклонения маятника.

Для установки стрелки указателя момента сопротивления в нулевое положение используют уравнивающий груз 12. Вращение от электродвигателя 13 к валу передается через клиновой ремень 14. Переставляя клиновой ремень на ступенчатых шкивах, можно изменять частоту вращения внутренних колец подшипников. Передвижением поршня 15 можно изменять уровень смазочного материала в подшипниках. В приборе предусмотрено измерение моментов трения также и с помощью тензодатчиков, наклеенных на измерительную пружину 16.

СХЕМА ПРИБОРА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА
СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

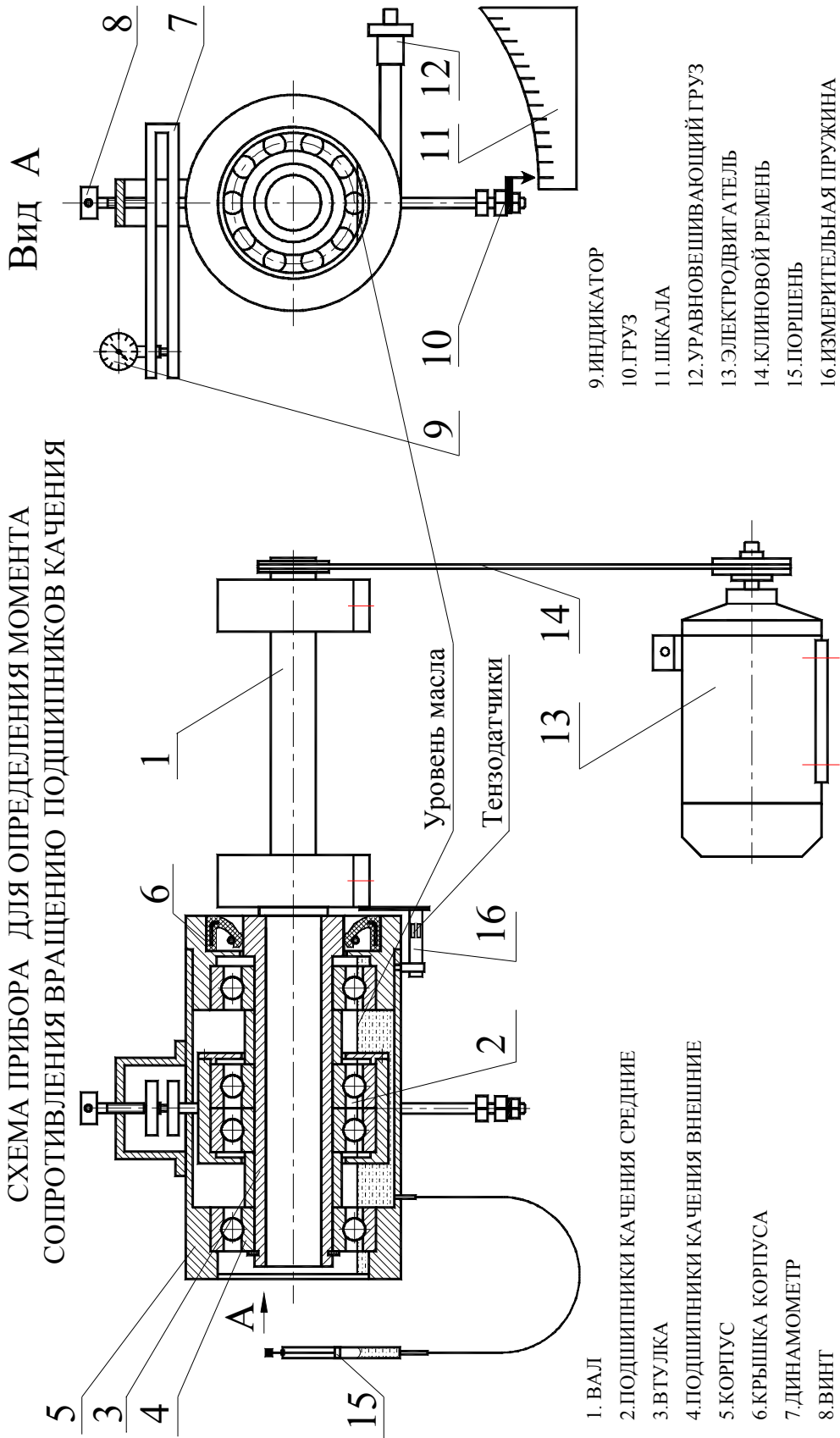


Рисунок 7.2 – Определение момента сопротивления вращению

Основная *цель* этой части *работы* – изучение прибора, применяемого для измерения момента сопротивления вращению, поэтому работа носит демонстрационный характер. Студентов знакомят с описанием прибора и его конструкцией. Испытания выполняются в каком-либо одном режиме.

Подробные испытания в различных режимах, а также изучение методов тарировки и наладки прибора могут выполняться по линии студенческих научно-исследовательских работ.

Порядок проведения работы

По методическим указаниям и плакатам необходимо ознакомиться с классификацией подшипников качения, их условными обозначениями и подшипниковыми узлами.

Затем следует изучить конструкцию подшипников по планшету с образцами.

После этого надо заполнить протокол отчета:

- показать стрелками на эскизах подшипников направления воспринимаемых нагрузок;
- дать расшифровку условных обозначений подшипников, нанесенных на торцах колец;
- написать краткую характеристику каждого подшипника.

Во время демонстрации работы стенда определить момент сопротивления вращению в подшипниках качения.

Контрольные вопросы

1. Нагрузку каких направлений может воспринимать данный подшипник?
2. Обеспечивает ли подшипник фиксацию вала в осевом направлении?
3. Чему равны допускаемые пределы взаимных перекосов колец подшипников?
4. Дайте сравнительную оценку грузоподъемности и жесткости подшипников (сравните с шариковым радиальным однорядным).

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8

«ИЗУЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ МУФТ ПРИВОДОВ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГИХ МУФТ»

Цель работы – изучение конструкций механических муфт и экспериментальное определение основных характеристик упругих муфт.

В результате выполнения работы студенты должны знать: назначение, конструкции и область применения наиболее распространенных муфт приводов, основные критерии их работоспособности; назначение и основные свойства упругих муфт, конструкцию испытательной установки. Уметь определять: крутильную жесткость муфты, демпфирующую способность муфты, нагрузки от муфты на валах при их взаимном смещении.

Оборудование. Установка для исследования упругих муфт ДМ-76, комплект моделей муфт ДМ-74/3.

1. Краткое описание муфт

Муфта фланцевая – наиболее распространенный тип глухих муфт. Она состоит из двух полумуфт с фланцами, стянутых болтами. Вращающий момент передается силами трения между фланцами и болтами, если они поставлены без зазора. Муфты требуют строгой соосности валов. Взаимное центрирование полумуфт осуществляют либо болтами, которые устанавливаются в развернутые отверстия без зазора, либо центрирующими поясками. Фланцевые муфты стандартизованы.

Зубчатая муфта – относится к жестким компенсирующим. Муфта состоит из двух втулок с внешними зубьями и надетой на них обоймы с внутренними зубьями обычного эвольвентного профиля. Для улучшения компенсирующих свойств муфты зубья модифицируют и выполняют с увеличенным боковым зазором. Для увеличения износостойкости и снижения потерь на трение зубья

должны работать в жидком масле большой вязкости.

Муфта шарнирная – служит для соединения валов, имеющих значительные углы перекоса (45°). Муфты со сдвоенными шарнирами могут работать и с радиальным смещением валов. Конструкцию с двумя шарнирными муфтами, соединенными промежуточной деталью, называют карданным валом. Трущиеся поверхности муфты должны иметь высокую твердость. Широкое распространение получили муфты с шарнирами качения в виде игольчатых подшипников. Шарнирные муфты стандартизованы.

Муфта с торообразной оболочкой – относится к типу упругих муфт с хорошими компенсирующими свойствами. Оболочки часто выполняют из резины, армированной нитями корда. Для удобства монтажа и упрощения конструкции муфты оболочку выпуклого профиля иногда делают с разрезом. Распространенный отказ муфты – разрушение оболочки в зоне зажима борта. Достоинства муфты – малые нагрузки на валы и опоры, отсутствие зазоров и высокая демпфирующая способность. Недостатки – значительные габариты, сложность монтажа неразрезной оболочки, наличие осевых сил при значительных частотах вращения. Муфты с оболочками выпуклого и вогнутого профилей стандартизованы.

Муфта кулачковая – служит для соединения и разъединения валов с помощью механизма управления. Муфта состоит из двух полумуфт с торцевыми кулачками, входящими во впадины между кулачками сопряженной полумуфты. Профиль кулачков может быть треугольным, трапецеидальным, прямоугольным или иным. Кулачки прямоугольного профиля не создают осевых сил на валах. Для повышения износостойкости рабочие поверхности кулачков должны обладать высокой твердостью.

Предохранительная муфта с разрушающимся элементом – предназначена для защиты механизмов от действия маловероятных перегрузок. Муфта проста и надежна в работе. Разрушающийся элемент – штифт – размещают в закаленных втулках. При перегрузках штифт срезается и валы расцепляются, предохраняя механизм от поломок. Для повышения точности срабатывания штифты выполняют из сталей повышенной твердости и снабжают V – образной кольцевой проточкой. Недостатки муфт – постепенное сниже-

ние прочности штифта вследствие накопления усталостных повреждений, значительная радиальная нагрузка при наличии одного штифта; снижение точности срабатывания при использовании нескольких штифтов из-за неизбежных ошибок изготовления.

Муфта фрикционная дисковая – конструктивно может быть выполнена как управляемая сцепная или предохранительная. Вращающий момент в этих муфтах передается за счет трения на рабочих поверхностях фрикционных дисков, работающих в масле или всухую. Управление муфтой может быть рычажным, гидравлическим, пневматическим и электромагнитным. Фрикционные муфты обеспечивают плавное и бесшумное включение механизмов без больших динамических нагрузок. Критерии работоспособности фрикционных муфт - надежность сцепления, износостойкость и теплостойкость контактирующих поверхностей. В предохранительных муфтах сжатие дисков осуществляют тарированными пружинами.

Обгонная муфта (муфта свободного хода) предназначена для передачи вращающегося момента только в одном направлении и при условии, что частота вращения ведомого вала не превышает частоты вращения ведущего. Наиболее простой и распространенной является фрикционная роликовая муфта, которая состоит из звездочки, роликов, обоймы и прижимных устройств. К достоинствам муфт относят компактность, бесшумность, наличие некоторой угловой податливости и малый «мертвый» ход. Ведущим звеном может быть звездочка или обойма. Оптимальный угол заклинивания роликов $6^\circ \dots 8^\circ$. Детали обгонных муфт должны иметь высокую твердость во избежание пластических деформаций из-за контактных напряжений.

Центробежная колодочная муфта – служит для автоматического соединения валов при достижении ведущим валом заданной частоты вращения. Вращающий момент передается за счет сил трения, которые возникают от прижатия колодок центробежными силами к обойме. Колодки снабжают фрикционными накладками для увеличения сил трения и уменьшения износа. Использование нормально-разомкнутых центробежных муфт в приводе позволяет применять для разгона машин двигателя с малыми пусковыми мо-

ментами (обычные асинхронные двигатели и ДВС). Критериями работоспособности центробежной колодочной муфты являются надежность сцепления, износостойкость и теплостойкость поверхностей трения.

При изучении конструкции вышеуказанных муфт используется комплект моделей муфт ДМ-74/3.

2. Экспериментальное определение основных характеристик упругих муфт

Свойства упругих муфт

Крутильная жесткость муфты характеризуется отношением малого приращения крутящего момента к малому приращению взаимного угла поворота полумуфт. Если жесткость муфты постоянна, то такую муфту называют муфтой с линейной характеристикой, в противном случае – с нелинейной.

Демпфирующая способность – свойство муфты необратимо поглощать механическую энергию. Для количественной оценки демпфирующей способности служат коэффициент поглощения, равный отношению потерянной за цикл энергии к потенциальной энергии упругого элемента при амплитудном значении деформации, а также логарифмический декремент колебаний.

Компенсирующая способность – свойство муфт уменьшать нагрузки, действующие на валы и опоры при соединении несоосных валов. Допустимые смещения валов ограничиваются долговечностью муфты и возникающими нагрузками на валы и опоры.

Установка для исследования упругих муфт

Установка ДМ-76 (рис. 8.1) предназначена для комплексного исследования упругих муфт и позволяет определять:

- крутильную жесткость;
- демпфирующую способность;
- силы и изгибающие моменты, возникающие от муфты на валах, при их взаимном смещении.

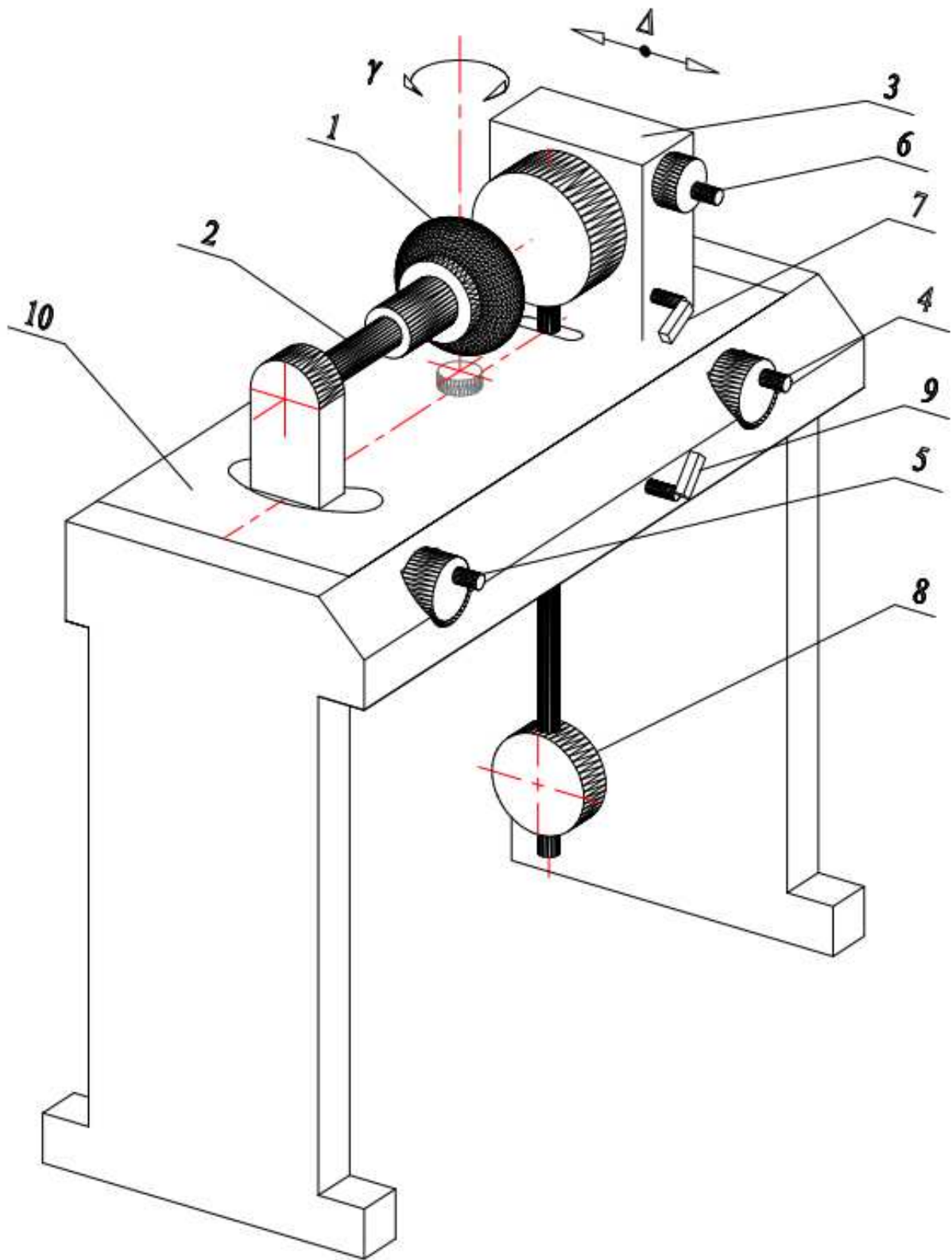


Рисунок 8.1 – Установка ДМ-76

Исследуемая муфта 1 (муфта с торообразной оболочкой) соединяет тензометрический вал 2 и вал червячного редуктора 3, который установлен в направляющих качения и может осуществлять поперечное смещение вала с помощью рукоятки 4. Рукояткой 5 тензометрический вал может быть повернут в горизонтальной плоскости. Нагрузки, действующие на тензометрический вал, регистрируются тензометрическими датчиками, соединенными в мостовые схемы. Червячное колесо соединено с выходным валом с помощью сцепной зубчатой муфты, которая находится внутри редуктора и включается рукояткой 7. Выходной вал редуктора жестко связан с маховиком и маятником 8, который может быть зафиксирован в отклоненном состоянии рукояткой 9. Вся установка смонтирована на станине 10. Поворот маховика и смещения валов регистрируются соответствующими потенциометрическими датчиками (6 – рукоятка для нагружения муфты вращающим моментом).

Методика проведения испытаний

По указанию преподавателя экспериментальные исследования упругой муфты могут быть проведены в неполном объеме в зависимости от будущей специальности студентов.

1. Определение крутильной жесткости муфты при статическом нагружении. На рис. 8.2 показана кинематическая схема установки.

Включив рукояткой 7 (рис. 8.1) сцепную муфту, с помощью червячной передачи осуществляют статическое нагружение исследуемой муфты вращающим моментом T с регистрацией петли гистерезиса. Тангенс угла наклона диагонали петли гистерезиса с учетом отношения масштабных коэффициентов момента μ_T и угла поворота μ_φ (рис. 8.3) численно равен суммарной жесткости тензометрического вала и муфты:

$$C = \frac{dT}{d\varphi} = \frac{\mu_T}{\mu_\varphi} \operatorname{tg}(\alpha).$$

Так как соединение жесткостей последовательное, то

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_M} + \frac{1}{C_B}, \quad (1)$$

где C_M – крутильная жесткость муфты,
 C_B – крутильная жесткость тензометрического вала.
 Отсюда

$$C_M = \frac{C_B \cdot C}{C_B - C}.$$

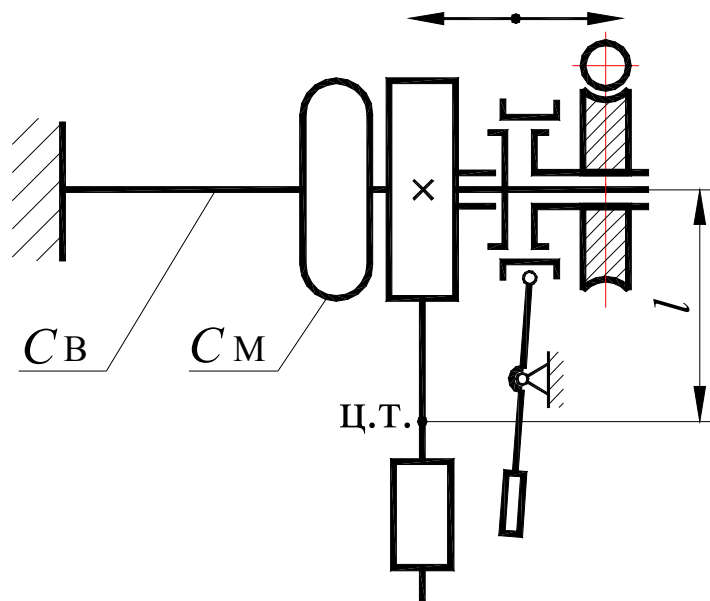


Рисунок 8.2 – Определение крутильной жесткости

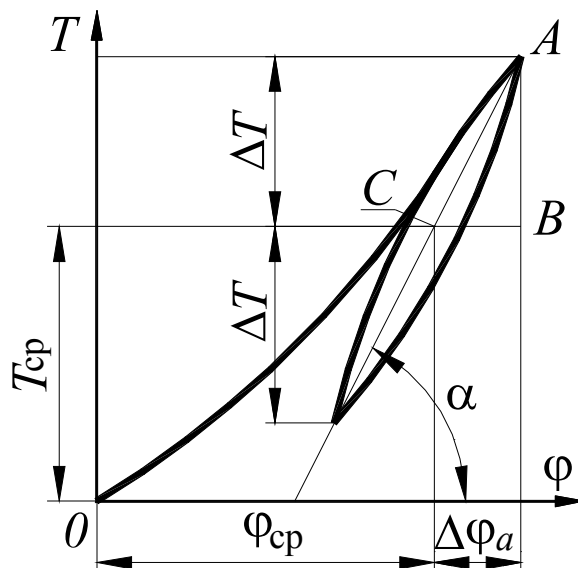


Рисунок 8.3 – Петля гистерезиса

Крутильную жесткость вала C_B определяют заранее с помощью специального тарировочного устройства, прилагаемого к установке.

$$\text{При } C_M \ll C_B \text{ можно принять } C_M \approx \frac{dT}{d\varphi_a} \approx \frac{\Delta T}{\Delta\varphi_a}.$$

Для муфт с резиновыми упругими элементами крутильная жесткость зависит от амплитуды угла поворота $\Delta\varphi_a$ и скорости нагружения.

2. Определение крутильной жесткости муфты при динамическом нагружении. При динамическом нагружении крутильная жесткость муфты может быть определена по виброграмме свободных колебаний системы. Дифференциальное уравнение движения этой системы (рис. 8.2) при малых колебаниях имеет вид

$$J \cdot \ddot{\varphi} + (M \cdot g \cdot l + C)\varphi = 0,$$

где J и M – момент инерции и масса колеблющихся частей,

l – расстояние от оси поворота до центра масс маховика с маятником,

g – ускорение свободного падения,

φ – угол поворота.

Решение уравнения позволяет определить круговую частоту колебаний

$$\omega^2 = (M \cdot g \cdot l + C) / J. \quad (2)$$

Если определить частоту колебаний системы со снятой оболочкой ($C = 0$), то из уравнения (2) следует

$$\omega_1^2 = M \cdot g \cdot l / J. \quad (3)$$

Принимая во внимание (1) и решая систему уравнений (2) и (3), можно определить крутильную жесткость муфты

$$C_M = \frac{M \cdot g \cdot l (\omega^2 / \omega_1^2 - 1) C_B}{C_B - M \cdot g \cdot l (\omega^2 / \omega_1^2 - 1)}.$$

Так как круговая частота ω связана с условным периодом колебаний τ соотношением $\omega = 2\pi / \tau$, а крутильная жесткость муфты в данном случае много меньше крутильной жесткости тензометрического вала ($C_M \ll C_B$), то зависимость можно упростить:

$$C_M \approx M \cdot g \cdot l \left(\tau^2 / \tau_1^2 - 1 \right).$$

Таким образом, для вычисления крутильной жесткости муфты необходимо получить две виброграммы свободных колебаний системы: без муфты (рис. 8.4, а) и с муфтой (рис. 8.4, б) – и определить соответствующие периоды колебаний τ_1 и τ . Виброграмму колебаний системы без муфты получают заранее при подготовке установки к эксперименту и определяют период колебаний τ_1 .

Для получения виброграммы колебаний системы с муфтой необходимо зафиксировать маятник рукояткой 9 (рис. 8.1) в отклоненном состоянии. Зубчатая сцепная муфта при этом должна быть выключена. После выключения фиксатора 9 маятник, жестко связанный с маховиком и муфтой, совершает колебания, которые автоматически записывают либо с помощью шлейфового осциллографа, либо на графопостроителе типа НЗ06, либо в памяти ЭВМ с последующим выводом на печать.

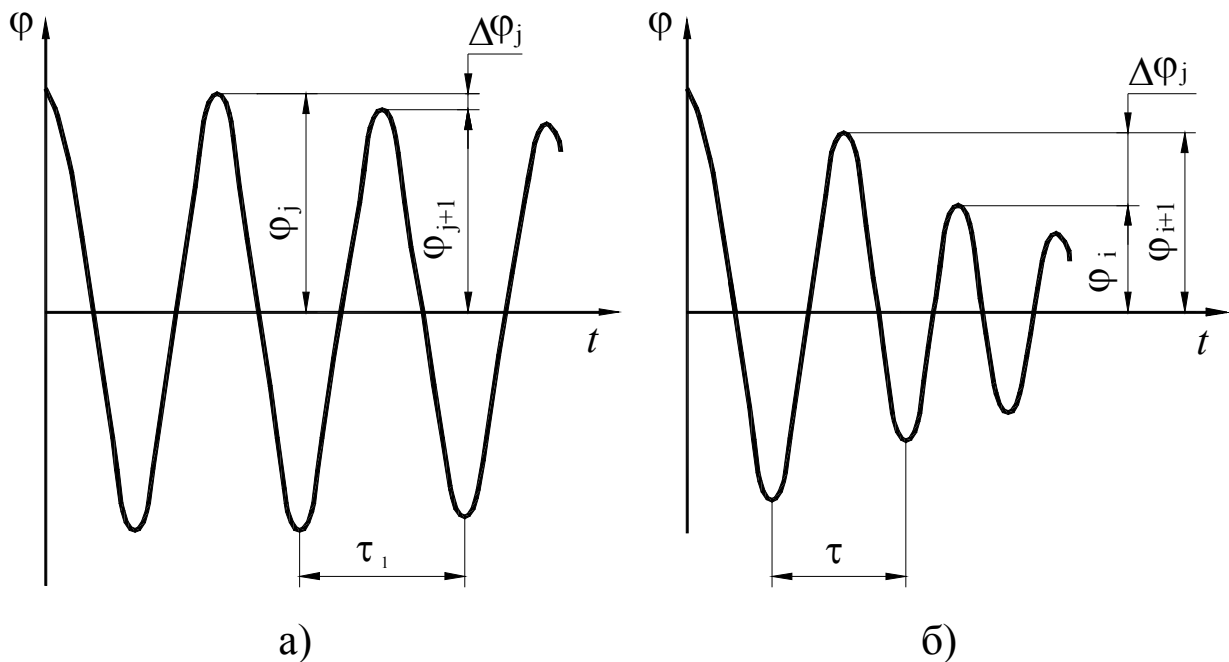


Рисунок 8.4 – Виброграммы свободных колебаний

Значение массы M указано в паспорте установки, а l вычисляют в зависимости от положения маятника по высоте стержня.

3. Определение демпфирующей способности муфты при статическом нагружении. Располагая петлей гистерезиса (рис. 8.3), полученной при статическом нагружении, коэффициент поглощения

можно определить по формуле

$$\psi(\Delta\varphi_a) = \frac{A_n}{A_y},$$

где A_n – площадь петли гистерезиса, пропорциональная энергии, рассеянной за цикл деформирования с амплитудой $\Delta\varphi_a$;

A_y – площадь треугольника ABC , пропорциональная потенциальной энергии упругого элемента при амплитудном значении деформации.

Данный способ используют для муфт, в которых коэффициент поглощения не зависит от скорости нагружения (деформации).

4. Определение демпфирующей способности муфты при динамическом нагружении. Рассеяние энергии в муфте при колебаниях происходит в зажимах бортов оболочки, резине и в посадочных местах полумуфт на валах. Поэтому при свободных колебаниях системы каждый последующий размах на виброграмме меньше предыдущего (рис. 8.4, б). Отношение двух последовательных полуразмахов называют декрементом колебаний, а логарифм этого отношения $\delta = \ln(\varphi_i / \varphi_{i+1})$ – логарифмическим декрементом колебаний. Уменьшение размахов колебаний, связанного с потерями в опорах редуктора, логарифмический декремент системы с муфтой находят как

$$\delta_M \approx \ln[\varphi_i / (\varphi_{i+1} + \Delta\varphi_j)],$$

где $\Delta\varphi_j$ – уменьшение размахов колебаний из-за потерь в опорах редуктора.

Как показывает эксперимент (рис. 8.4, а), потери в опорах весьма малы и размахи составляют арифметическую прогрессию

$$\Delta\varphi_j = \varphi_j - \varphi_{j+1} = \Delta\varphi = const.$$

Для повышения точности вычислений $\Delta\varphi$ необходимо использовать несколько колебаний. Тогда

$$\Delta\varphi = (\varphi_j - \varphi_{j+n}) / n,$$

где n – число периодов колебаний.

В связи с тем, что логарифмический декремент в резинах зависит от скорости деформирования, эксперимент следует проводить на частотах, близких к эксплуатационным. Окончательная за-

висимость логарифмического декремента имеет вид

$$\delta_M(\bar{\varphi}_i) = \ln \frac{\varphi_i}{\varphi_{i+1} + \Delta\varphi}, \quad (4)$$

где $\bar{\varphi}_i = (\varphi_i + \varphi_{i+1})/2$ – среднее значение амплитуды.

Получив виброграмму колебаний системы с муфтой, с помощью ЭВМ вычисляют логарифмический декремент по формуле (4) и строят график $\delta_M(\bar{\varphi}_i)$, который может быть использован для решения задач динамики.

5. Определение нагрузок на валах от муфты. При радиальных и угловых смещениях валов (рис. 8.5, а и 8.5, б) тензометрический вал нагружается изгибающими моментами. Эпюра изгибающих моментов тензометрического вала имеет вид, показанный на рис. 8.5, в.

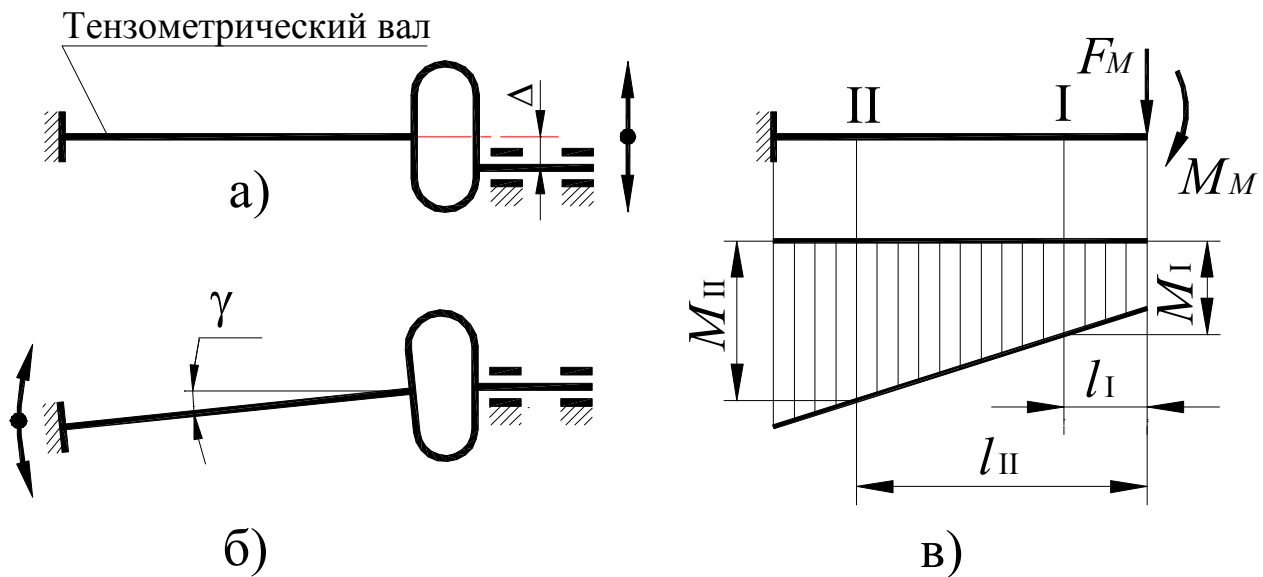


Рисунок 8.5 – Определение нагрузок на валах

Замерив деформации на поверхности вала в сечениях I и II , пропорциональные изгибающим моментам, можно найти искомые нагрузки от муфты, решая систему уравнений

$$\begin{aligned} M_I &= F_M l_I + M_M, \\ M_{II} &= F_M l_{II} + M_M, \end{aligned}$$

где F_M и M_M – радиальная сила и изгибающий момент, действующие на вал от муфты;

M_I и M_{II} – суммарные изгибающие моменты, соответственно, в сечениях I и II тензометрического вала. Тензорезисторы в рассматриваемых сечениях предварительно протарированы с помощью специальных приспособлений.

Из решения уравнений следует

$$\begin{aligned} F_M &= (M_{II} - M_I) / (l_{II} - l_I), \\ M_M &= (M_I l_{II} - M_{II} l_I) / (l_{II} - l_I). \end{aligned}$$

Плавно изменяя радиальное смещение валов Δ (рис. 8.5, *a*) рукояткой 4 (рис. 8.1) и угловое смещение валов γ (рис. 8.5, *б*) рукояткой 5 (рис. 8.1), автоматически получают зависимости

$$F_M(\Delta), F_M(\gamma), M_M(\Delta), M_M(\gamma) \quad (5)$$

в графической или табличной формах.

Контрольные вопросы

1. Какие детали и в какой последовательности участвуют в передаче силового потока от одного вала к другому (для одной из муфт – по указанию преподавателя)?
2. Приведите примеры практического использования всех рассмотренных муфт.

Литература

1. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. - 656 с.
2. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. - 256 с.
3. Детали машин. Атлас конструкций. /Под редакцией Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979. - 655с.
4. Перель Л. Я. Подшипники качения . Расчет , проектирование и обслуживание опор . М.: Машиностроение, 1983. - 543 с.
5. Иванов М. Н. , Иванов В. Н. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1975. - 551 с.
6. Подшипники качения: Справочник-каталог. /Под редакцией Нарышкина В. Н. и Коросташевского Р. В. М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.
7. Иосилевич Г. В. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
8. Кудрявцев В. Н. Детали машин. Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1980. - 464 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Основные правила техники безопасности при выполнении лабораторных работ по деталям машин.....	3
Введение. Методы испытаний и измерительные средства, используемые при испытаниях деталей машин	5
Лабораторная работа № 1 «Экспериментальное определение прогибов и деформаций консоли с использованием разных измерительных средств»	24
Лабораторная работа № 2 «Исследование работы ременной передачи на машине замкнутого контура»	31
Введение к лабораторным работам №№ 3, 4, 5, 6	41
Лабораторная работа № 3 «Напряженное состояние болта в затянутом соединении»	43
Лабораторная работа № 4 «Изучение работы затянутого болтового соединения»	51
Лабораторная работа № 5 «Групповое резьбовое соединение, нагруженное отрывающими силами и моментами»	59
Лабораторная работа № 6 «Соединение с натягом»	69
Лабораторная работа № 7 «Изучение подшипников качения и их узлов»	79
Лабораторная работа № 8 «Изучение механических муфт приводов и экспериментальное исследование упругих муфт»	90
Литература	102

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ З КУРСУ
«ДЕТАЛІ МАШИН»

для студентів за спеціальністю
«Галузеве машинобудування» – 133

(російською мовою)

Укладачі: ВОРОПАЙ Олексій Валерійович
БОГДАН Дмитро Іванович
ДЗЮБЕНКО Олександр Андрійович

Відповідальний за випуск О.О. Коряк

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка О.В. Воронай