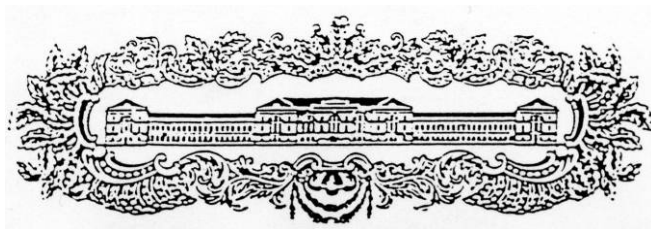




**Московский государственный технический университет  
имени Н.Э.Баумана**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к выполнению лабораторных работ  
по кафедре «Основы конструирования машин»**

Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана  
2014г.



Московский государственный технический университет  
имени Н.Э.Баумана

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к выполнению лабораторных работ  
по кафедре «Основы конструирования машин»

Под редакцией Л.А.Андриенко  
М.Н.Захарова

Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана  
2014г.

УДК 621.86

**Рецензент:**

зав. кафедрой «Техническая механика» РГУ нефти и газа  
имени И.М.Губкина д.т.н., профессор А.Г.Молчанов

**Авторы:**

Л.А.Андриенко, Б.А.Байков, В.Н.Богачев, Л.П.Варламова,  
А.Н.Воробьев, С.Ю.Гончаров, В.В.Гудков, М.Н.Захаров,  
В.И.Зворыкин, В.В.Зимин, С.И.Красавин, В.В.Лычагин,  
Л.И.Смелянская, В.С.Сыромятников, Н.Б.Шешулина.

Методические указания к выполнению лабораторных работ по  
кафедре «Основы конструирования машин» /Л.А.Андриенко,  
Б.А.Байков, В.Н.Богачев и др.; Под ред. Л.А. Андриенко, М.Н.  
Захарова.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2014г.

Рассмотрены конструкции редукторов, вариаторов, муфт, методы их исследования и технологии изготовления. Каждая работа содержит теоретическую и экспериментальную части, а также контрольные вопросы.

Для студентов 3-го курса, изучающих дисциплины: «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования деталей и узлов машин», «Основы проектирования машин»

УДК 621.86

МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2014г.

# №1. Определение параметров резьбовых соединений и выбор способов стопорения

**Цель работы** - знакомство с основными параметрами резьбы и типами резьб, основными типами резьбовых соединений, конструктивными формами головок винтов и гаек, способами стопорения.

## Основные параметры резьбы. Типы резьб.

Резьбовыми называют разъемные соединения, выполняемые с помощью резьбовых крепежных деталей - винтов, гаек, шпилек или резьбы, непосредственно нанесенной на соединяемые детали.

По форме основной поверхности резьбы подразделяют на цилиндрические и конические. Широкое применение имеют детали с цилиндрической резьбой.

Основные параметры цилиндрической резьбы показаны на рис. 1 и 2.

### РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ ГОСТ 9150-81, 8724-81

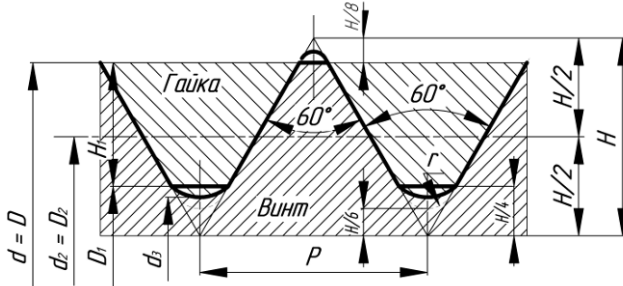


Рис.1

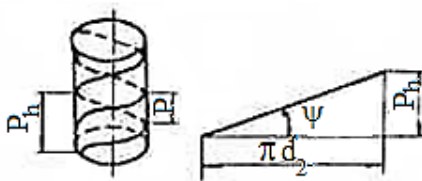


Рис.2

Для обозначения диаметров детали с наружной резьбой (в большинстве случаев - винта) - используют строчные буквы. Диаметры детали с внутренней резьбой (гайки) обозначают прописными буквами. Обозначения диаметров следующие: номинальный (наружный для винта)  $d$ ,  $D$ ; средний  $d_2$ ,  $D_2$ ; внутренний  $d_3$  винта, внутренний  $D_1$  гайки, наружный  $D_4$  гайки.

Профиль резьбы характеризуют углом  $\alpha$  профиля, углом  $\gamma$  наклона боковой стороны профиля к перпендикуляру к оси резьбы (оба в осевом сечении), высотой  $H$  исходного треугольника (образуется при пересечении продолжения боковых сторон профиля), рабочей высотой профиля  $H_1$  резьбы (т.е. проекцией на перпендикуляр к оси резьбы участка соприкосновения винта и гайки).

Шаг  $P$  - расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы.

Для многозаходных резьб используют термин "ход"  $P_h$  (см. рис. 2), равный произведению шага и числа заходов. Ход равен расстоянию, на которое перемещается винт вдоль своей оси при повороте на один оборот в неподвижной гайке.

Угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру резьбы определяется соотношением

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2}$$

По назначению резьбы подразделяют на следующие группы:

- 1) крепежные, предназначенные для скрепления деталей;
- 2) крепежно-уплотняющие, служащие как для скрепления деталей, так и для предохранения от вытекания жидкости;
- 3) резьбы для передачи движения (в ходовых и грузовых винтах).

**Метрическая резьба (рис. 3).** Форма профиля треугольная с углом  $\alpha = 60^\circ$ . Профиль резьбы - симметричный ( $\gamma = \alpha / 2 = 30^\circ$ ), имеет срезы по прямой вершин резьбы винта и гайки.

## МЕТРИЧЕСКАЯ

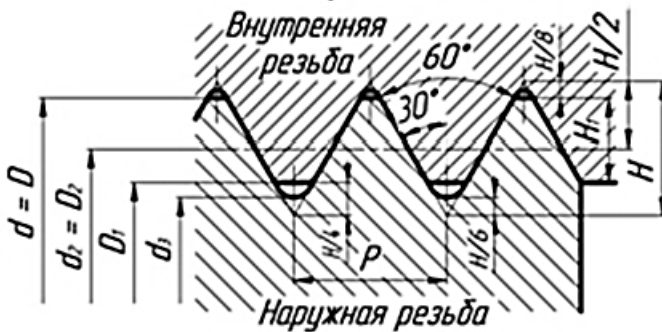


Рис.3

Профиль впадин винта и гайки не регламентирован. Рабочая высота профиля  $H_1 \cong 0,54P$ . Метрическая резьба стандартизирована, является

основной крепежной резьбой. Наклон боковой стороны профиля обеспечивает возможность создания больших осевых сил, а также возможность самоторможения (вследствие клинового эффекта).

Метрическую резьбу выполняют с крупным и мелким шагами (рис. 4).

За основную принята резьба с крупным шагом. Мелкую резьбу применяют для регулировки, для соединения тонкостенных, а также динамически нагруженных деталей.

Метрическую резьбу с крупным шагом обозначают буквой М и числом, выражающим номинальный диаметр в миллиметрах, например М20. Для мелкой метрической резьбы дополнительно указывают шаг, например М20х1,5.

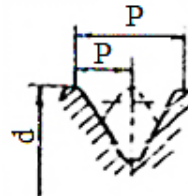


Рис.4

**Трапецевидальная резьба (рис. 5 - см. ниже).** Имеет симметричный профиль с углами  $\alpha = 30^\circ$  и  $\gamma = \alpha/2 = 15^\circ$  и рабочей высотой профиля  $H_1 = 0,5P$ . Резьба стандартизирована. Шаг может быть крупным, средним и мелким. Меньший по сравнению с метрической резьбой угол наклона боковой стороны профиля обуславливает меньшие потери на трение при использовании этой резьбы. В силу чего резьбу применяют для передачи движения в ходовых и грузовых винтах при двустороннем (реверсивном) движении под нагрузкой. Многозаходную трапецевидальную резьбу с номинальным диаметром 40 мм, ходом 12 мм и шагом 6 мм обозначают  $Tr\ 40 \times 12\ (P6)$ ; однозаходную -  $Tr\ 40 \times 6$ .

**Упорная резьба (рис. 6).** Имеет несимметричный профиль. Ее применяют для ходовых и грузовых винтов с большой односторонней осевой нагрузкой. Угол наклона рабочей стороны профиля к перпендикуляру к оси резьбы для повышения КПД выбирают достаточно малым ( $\gamma = 3^\circ$ ), угол наклона нерабочей стороны профиля -  $30^\circ$ , рабочая высота профиля,  $H_1 = 0,75P$ . Резьба стандартизована, шаг может быть крупным, средним и мелким. Многозаходную упорную резьбу, имеющую  $d = 40$  мм,  $P_h = 12$  мм,  $P = 6$  мм обозначают  $S\ 40 \times 12\ (P6)$ ; однозаходную -  $S\ 40 \times 6$ .

## ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ

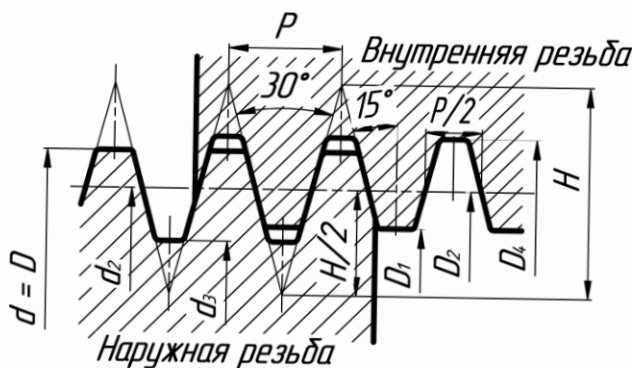


Рис.5

## УПОРНАЯ

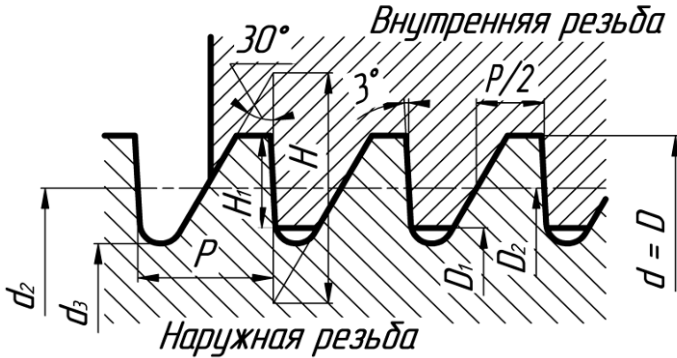


Рис.6

**Прямоугольная резьба** (угол наклона боковой стороны к перпендикуляру к оси резьбы  $\gamma = 0^\circ$ ). Обеспечивает наивысший КПД, но неудобна в изготовлении, не стандартизирована.

**Круглая резьба.** Применяется для винтов, подверженных большим динамическим нагрузкам, а также для винтов, часто заворачиваемых и отвинчиваемых.

В машинах, выпущенных в странах, где действует дюймовая система мер, используют дюймовые резьбы, в которых вместо шага задано число ниток резьбы на дюйм, а угол профиля  $\alpha = 55^\circ$ . Дюймовые резьбы не применяются при проектировании новых изделий.

**Трубная резьба.** Представляет собой мелкую дюймовую резьбу без зазоров по выступам и впадинам. Она является крепежно-уплотняющей; ее применяют для соединения труб.

**Конические резьбы.** Обеспечивают непроницаемость без специальных уплотнений. Их применяют для соединения труб, установки пробок, масленок и т.п. Стандартизованы три резьбы с конусностью 1:16 ( $\phi/2 = 1^\circ 47' 24''$ ). На рис. 7 показана трубная коническая



ская резьба с углом профиля  $\alpha = 55^\circ$ . Для возможности свинчивания с внутренней цилиндрической резьбой профиль резьбы конической выполняют с биссектрисой угла, перпендикулярной оси конуса. Диаметры резьбы измеряют в так называемой основной плоскости, соответствующей торцу гайки со стороны большого диаметра резьбы. Коническая резьба позволяет затяжкой компенсировать износ, обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между витками резьбы, сокращает время на сборку.

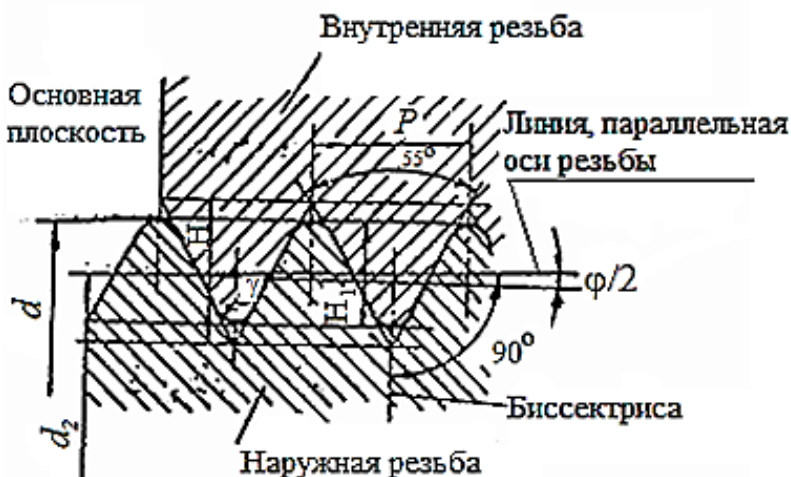


Рис.7

В протоколе отчета по лабораторной работе студент должен на приведенных эскизах поставить обозначения основных параметров резьбы, привести их наименования, назвать основные типы резьб, указать области их применения и числовые значения некоторых параметров.

### **Основные типы затягиваемых резьбовых соединений**

Рассмотрим резьбовые соединения, в которых винты или шпильки размещают в отверстиях присоединяемых деталей с зазором

(рис. 8). Для передачи внешней нагрузки такое соединение необходимо надлежащим образом затянуть.

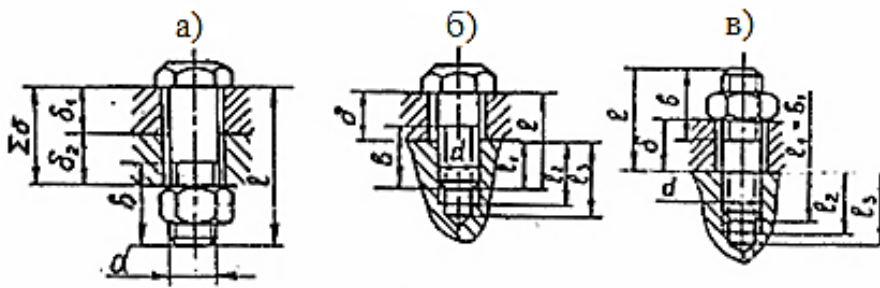


Рис.8

На рис. 8 показаны соединения выполненные: а - винтом с гайкой (болтом); б - винтом; в - шпилькой с гайкой.

Если соединение выполняют винтом с гайкой (болтом), то отпадает необходимость нарезания резьбы в соединяемых деталях. Это особенно важно при невысокой прочности материалов соединяемых деталей. Но для такого соединения требуется место для размещения гайки и головки болта, оно имеет несколько большую массу, чем соединение выполненное винтом. При завинчивании и отвинчивании гайки нужно удерживать головку болта от поворота.

Соединение винтом или шпилькой с гайкой применяют в тех случаях, когда установить болт невозможно или нерационально. Например, невозможно сквозное сверление, нет места для размещения гайки (головки) или нет доступа к гайке (головке), необходимо глубокое сверление и длинный болт при большой толщине соединяемых деталей.

Если при эксплуатации необходимы частые разборки и повторные сборки, то используют болты или шпильки, так как винты при многократном завинчивании могут повредить резьбу в детали. Повреждение резьбы тем более вероятно, чем меньше прочность материала соединяемых деталей.

Обозначения на рис. 8:  $\delta$  - толщина соединяемой детали;  $d$  - номинальный диаметр резьбовых деталей;  $l$  - их длина;  $b$  - длина нарезанной части резьбовой детали (у шпильки:  $b$  - длина гаечного конца,  $b_1$  - длина взвинчиваемого резьбового конца).

Соединение можно осуществить, если длина ненарезанной части резьбовой детали ( $l - b$ ) меньше толщины соединяемых деталей, не имеющих резьбы:

соединение болтом  $l - b < \Sigma \delta$ ;

соединение винтом и шпилькой  $l - b < \delta$

Глубину завинчивания  $l_1$  в тело детали, исходя из условия равнопрочности стального винта и резьбы (при средней прочности материалов), принимают в соответствии с таблицей, приведенной в работе [1]. Для шпильки в таблице указан размер  $l_1$ , для винта приведен диапазон размера  $l_1$ , в пределах которого этот размер назначает конструктор.

Вид соединения	Значения отношения $l_1/d$		
	Материал соединяемых деталей		
	Сталь	Чугун	Легкие сплавы
Винтом	1...1,25	1,25...1,5	2...2,5
Шпилькой	1	1,25	2

Шпильку завинчивают в деталь тем концом, который имеет меньшую длину нарезки ( $b_1$ ) до конца нарезки, т.е. до отказа (рис. 8в):  $l_1 = b_1$ .

Глубина нарезки в отверстии  $l_2$  для винта или шпильки:

$$l_2 = l_1 + (2 \dots 2,5) P.$$

Глубина сверления под резьбу  $l_3$ :

$$l_3 = l_1 + (3 \div 4) P,$$

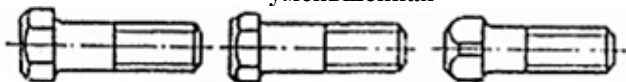
где  $P$  - шаг резьбы; большие значения принимают при малых диаметрах (до 16 мм).

В протоколе отчета студент должен на приведенных эскизах поставить недостающие обозначения размеров, записать требования к длине не нарезанной части ( $l - b$ ) крепежной детали и глубине заворачивания  $l_1$ .

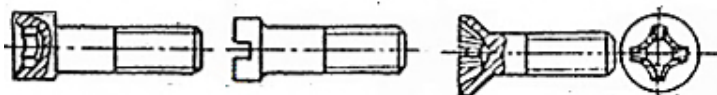
### Формы головок винтов

Все винты (и болты) по форме их головок можно разделить на три группы: захватываемые инструментом снаружи (рис. 9а,б,в); захватываемые инструментом с торца (рис. 9г,д,е); с головками, препятствующими повороту винта (рис. 9ж,з).

а) Шестигранная    б) Шестигранная уменьшенная    в) Квадратная



г) С внутренним шестигранником    д) Цилиндрическая    е) Потайная с крестовым шлицем



ж) С параллельными рабочими гранями (для пазов)    з) Круглая с ушком

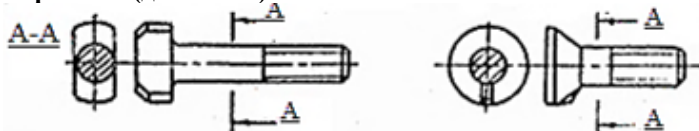


Рис.9

Головки винтов с наружным захватом. Обеспечивают наибольшую силу затяжки, но при этом требуется больше места для захвата ключом. Широкое распространение получила шестигранная головка (см. рис. 9а,б), для которой требуется поворот гаечного ключа (рис. 10а) на 1/6 оборота до перехвата за следующие грани (при условии, что ключ не переворачивается). Для уменьшенной шестигранной

головки (см. рис. 9б) нужно меньше места для размещения. Это позволяет снизить массу конструкции. В условиях частого заворачивания и отворачивания и при наличии свободного пространства для поворота ключа применяют квадратные головки (см. рис. 9в), которые при тех же габаритах имеют более широкие грани.

**Головки с торцовым захватом.** Можно размещать в углублениях, что улучшает внешний вид, уменьшает габариты и создает удобства обслуживания машины. В зависимости от формы применяемого инструмента такие головки выполняют: с внутренним шестигранником (см. рис. 9г), шлицем под обычную отвертку (см. рис. 9д) или с крестовым шлицем под специальную отвертку (см. рис. 9е). Винты с внутренним шестигранником обслуживаются простым ключом в виде изогнутого под прямым углом прутка шестигранного профиля. На рис. 10 показаны гаечный ключ (рис. 10а) для винта с наружным шестигранником и ключ-пруток для винта с внутренним шестигранником (рис. 10б). Во втором случае размеры соединения (А - расстояние до соседнего винта, С - до стены, К - ширина фланца) меньшие. Широкое применение винтов с внутренним шестигранником объясняется еще и тем, что прочность граней шестигранного отверстия меньше прочности стержня винта, и его невозможно оборвать при затяжке, а процесс затяжки легко поддается автоматизации. Головки винтов для заворачивания отверткой (см. рис. 9д,е) могут быть цилиндрическими, полукруглыми, потайными или полупотайными. Головки с крестовым шлицем (см. рис. 9е) более совершенны, так как такой шлиц лучше сопротивляется обмятию.

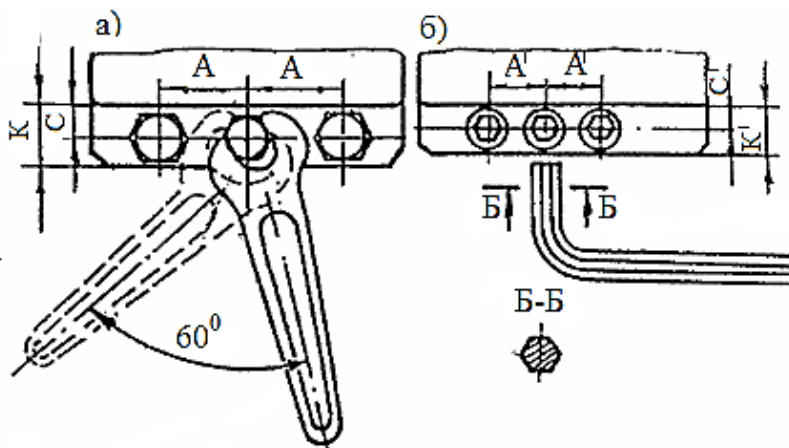


Рис.10

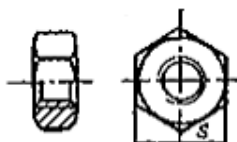
**Головки, препятствующие провороту.** Подразделяют на головки специальной формы, закладываемые в гнезда, или головки с двумя параллельными рабочими гранями, закладываемые в пазы (см. рис. 9ж), и круглые головки с усиком, вызывающие обмятие детали (см. рис. 9з).

В протоколе отчета студент должен записать классификацию форм головок винтов, изобразить и привести наименование наиболее распространенных форм каждого класса.

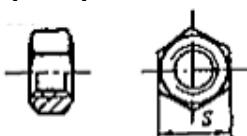
### **Формы гаек**

Наибольшее распространение получили шестигранные гайки (рис. 11а,б). При частом завинчивании и отвинчивании и больших силах затяжки используют высокие гайки, при необходимости экономии места - гайки с уменьшенным размером под ключ (см. рис. 11а). Гайки, подлежащие стопорению с помощью шплинтов, выполняют прорезными (на рисунке не показаны) или корончатыми (см. рис. 11в). Круглые гайки со шлицами (см. рис. 11г) используют преимущественно для валов. При относительно малых (для данного номинального диаметра) осевых нагрузках используют гайки с отверстиями на торцевой поверхности (см. рис. 11д). Гайки, предназначенные для небольшой затяжки и частого отвинчивания без ключа, выполняют с накаткой или в виде барашков (см. рис. 11е).

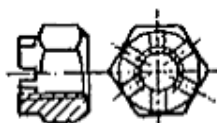
**а) Шестигранная**



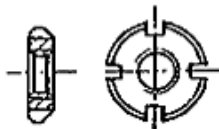
**б) Шестигранная с уменьшенным размером под ключ**



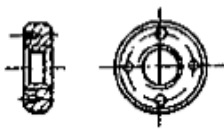
**в) Корончатая**



**г) Круглая шлицевая**



**д) Круглая с отверстиями на торце**



**е) Гайка-барашек**



Рис.11

В протоколе отчета студент должен записать наименование наиболее распространенных форм гаек и условия их применения.

### **Способы стопорения**

Несмотря на то, что все крепежные резьбы самотормозящиеся, в большинстве резьбовых соединений предусматривают стопорение крепежных деталей от самопроизвольного отвинчивания при переменной и ударной нагрузке из-за снижения коэффициента трения в резьбе и на торце гайка (винта) при вибрациях. Все способы стопорения можно подразделить на три группы:

- а) стопорение дополнительным трением;
- б) стопорение дополнительными деталями;
- в) стопорение наглухо.

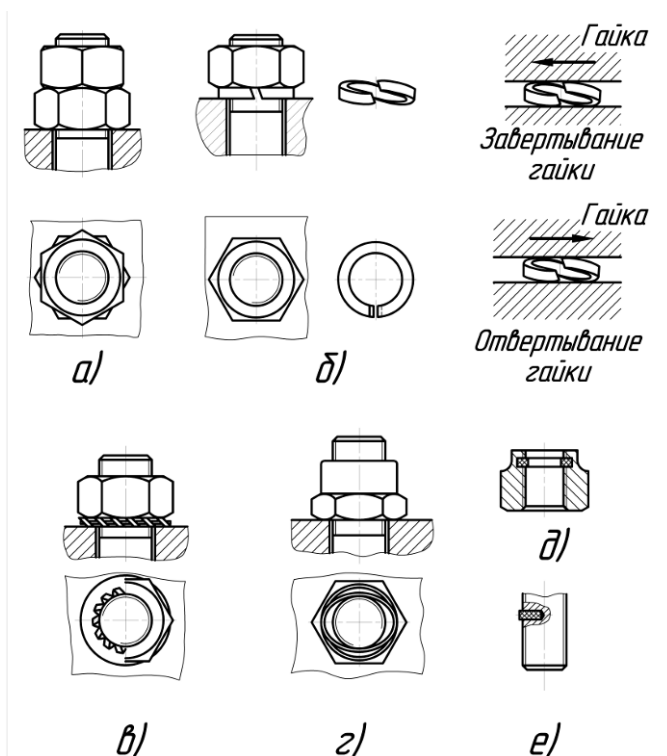


Рис.12

### **Стопорение дополнительным трением (рис. 12).**

Основано на создании сил трения, сохраняющихся при снятии с винта осевой нагрузки. При стопорении контргайкой (рис. 12а) сохранение сил трения обеспечивается взаимной затяжкой гаек. Его недостаток - необходимость увеличения длины болта и двойной расход гаек. В настоящее время широкое распространение получили пружинные шайбы (рис. 12б) и шайбы с зубьями (рис. 12в), обеспечивающие сохранение сил трения благодаря упругости шайбы и врезанию острых ее кромок в торец гайки и плоскость детали. Распространены самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы, осуществляемым за счет пластического обжатия (после нарезания резьбы) верхней части гайки на эллипс (рис. 12г). Самоконтрящимися являются гайки с



завальцованным пластмассовым стопорным кольцом (рис. 12д). Резьба в кольце гайки образуется при навинчивании на винт. Возможно применение винта с пластмассовой пробкой, вставленной в отверстие винта (рис. 12е). Две последние конструкции сохраняют стопорение после значительного числа сборок и разборок. Наконец, в последнее время все шире начинают применять стопорение винтов, шпилек и гаек за счет постановки их с использованием пасты «Герметик», создающей стопорящий эффект за счет вязкости. Преимуществом стопорения с помощью дополнительного трения является возможность фиксирования крепежных деталей в любом угловом положении.

В протоколе отчета студент должен перечислить наиболее распространенные способы стопорения дополнительным трением и изобразить эскизы соединений (по указанию преподавателя).

**Дополнительные детали.** Используют для стопорения (рис. 13). К ним относятся: а - шплинты; б - всевозможные шайбы (с лапкой); в - многолапчатая шайба; г - шайба для двух винтов; д, е - фигурные накладки и проволока. Недостатком этого способа стопорения является ступенчатое регулирование силы затяжки.

В протоколе отчета студент должен перечислить дополнительные детали, используемые для стопорения и вычертить эскизы соединений (по указанию преподавателя). Также необходимо ознакомиться со стопорением деталей, выполненных в металле. Вид собранного учебного комплекта представлен на рис. 14.

Способы стопорения наглухо (рис. 15) подразделяют на стопорение сваркой (рис. 15а) и стопорение пластическим деформированием (рис. 15б,в). Оба способа достаточно надежны, но при их демонтаже необходимо разрушение крепежных деталей.

В протоколе отчета студент должен перечислить способы стопорения наглухо.

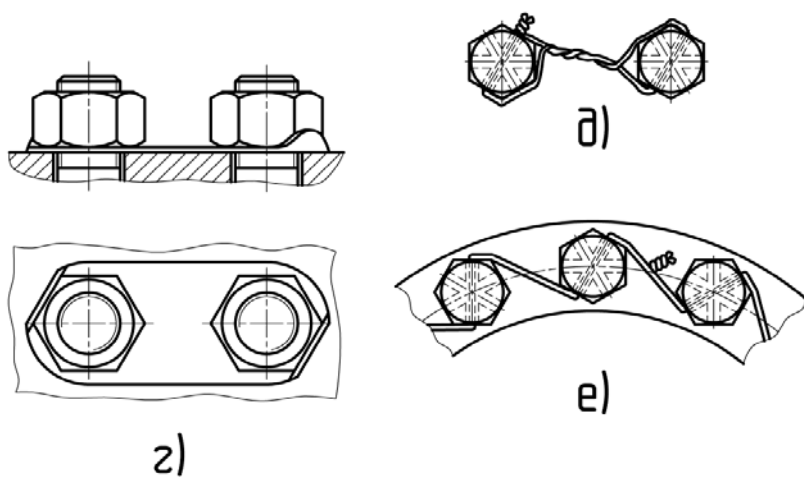
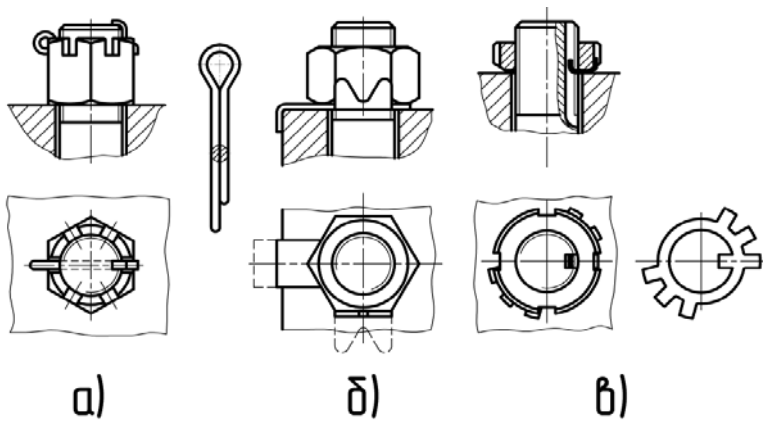


Рис.13

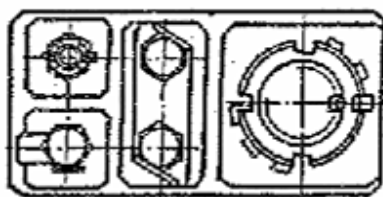


Рис.14

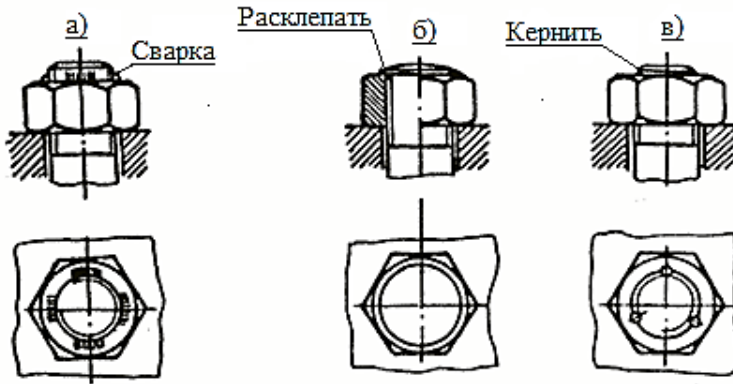


Рис.15

### Соединение болтом поставленным без зазора.

Болты, поставленные в отверстия без зазора, применяют для соединения деталей, нагруженных большими сдвигающими силами  $F$  (рис. 16). Диаметр  $d_1$  стержня болта на 1...2 мм больше диаметра резьбы  $d$ . Отверстие для установки болта после сверления калибруют разверткой. По диаметру  $d_1$ , как правило, используют посадки  $H7/js6$ ;  $H7/k6$ ;  $H7/m6$  (возможно применение посадок с натягом). Чтобы исключить повреждение резьбы при выбивании болта из отверстия, болт снабжают выступом с диаметром  $d_2$ .

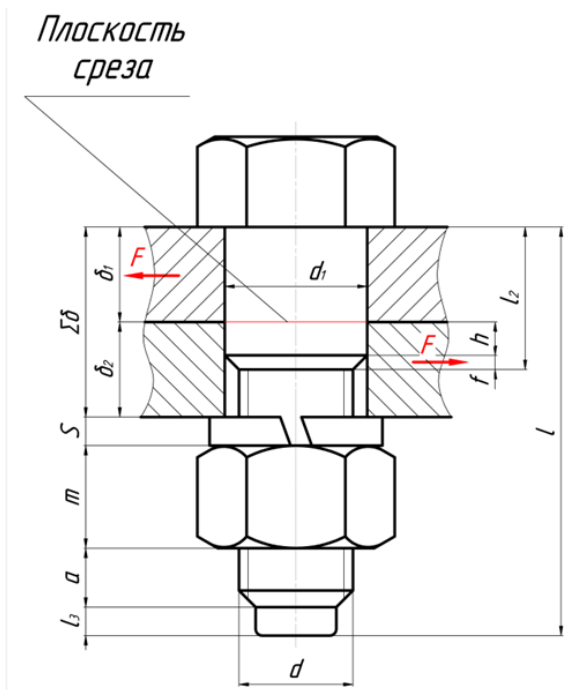


Рис.16

Затяжка соединения гайкой предохраняет болт от выпадания, при переходных посадках затяжка увеличивает прочность соединения за счет сил трения на стыке.

Стержень болта работает на срез. Кроме того, на поверхностях контакта стержня со стенками отверстия возникают напряжения смятия. Протяженность поверхности контакта болта с верхней деталью  $\delta_1$  (см, рис. 16), с нижней -  $h$ . Длина болта  $l$  равна:

$$l = \delta_1 + \delta_2 + S + H + \alpha + l_3.$$

Размер  $h$  равен:

$$h = l_2 - \delta_1 - f$$

где  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  - толщины соединяемых деталей;  $S$  - толщина стопорной шайбы;  $H$  - высота гайки (в настоящее время обозначается  $m$  [I]);  $\alpha \cong (0,2 \dots 0,3)d$  - запас резьбы;  $l_3$  - длина выступа диаметром  $d_2$ ;  $l_2$  - длина гладкой части болта;  $f$  - размер фаски.

При установке болтов в отверстия из под развертки требуемый для передачи нагрузки диаметр болтов меньше, чем при установке болтов с зазором, где сдвигающую нагрузку передают силы трения, созданные при затяжке.

### **Определение размеров соединения винтом**

В протоколе отчета студент должен изобразить эскиз соединения винтом (см. рис. 8б). Диаметр винта  $d$ , форму его головки, толщину присоединяемой детали  $\delta$ , материал корпусной детали и способ стопорения задает преподаватель. Студент должен определить все размеры соединения и поставить их на чертеже в миллиметрах. Последовательность определения размеров и формулы для их определения приведены в протоколе отчета. Штрихом отмечены предварительные значения размеров.

### **Определение размеров соединения болтом, поставленным в отверстие из-под развертки**

В протоколе отчета студент должен изобразить эскиз соединения, выполненного с помощью болта, поставленного без зазора. Диаметр болта  $d$ , толщины соединяемых деталей  $\delta_1$  и  $\delta_2$  и способ стопорения гайки задает преподаватель. Студент должен определить все размеры соединения и поставить их на чертеже в миллиметрах. Последовательность определения размеров и формулы для их определения приведены в протоколе отчета.

По всем разделам лабораторной работы студент должен ознакомиться с деталями и соединениями, представленными на планшетах.

### **Контрольные вопросы:**

1. Дайте определение рабочей высоте профиля резьбы.
2. Дайте определение шагу и ходу резьбы.
3. Каковы достоинства конической резьбы по сравнению с цилиндрической?
4. В каких случаях применяют соединение болтом (винтом, шпилькой, гайкой)?
5. В каких случаях применяют соединение болтом, поставленным в отверстие из-под развертки?
6. Каковы конструктивные особенности болтов, установленных в отверстиях без зазора?

7. Укажите достоинства и недостатки соединений болтами, установленными в отверстия без зазора

## **№2. Исследование напряженного состояния болта в затянутом соединении**

**Цель работы** - экспериментальное обоснование упрощенного метода расчета болта в затянутом соединении, определение выигрыша в силе при затягивании болта ключом.

### **Напряженное состояние стержня болта в затянутом резьбовом соединении**

При затяжке болтового соединения к гайке (или к головке болта) прикладывается с помощью ключа момент  $T_{зав}$  (рис. 1). Этот момент равен сумме двух моментов: момента в резьбе  $T_p$  и момента трения на торце  $T_r$ . Момент  $T_p$  вызывает не только растяжение стержня болта, но и его скручивание. При этом стержень болта находится в сложнапряженном состоянии, а прочность в этом случае оценивают по одной из теорий прочности.

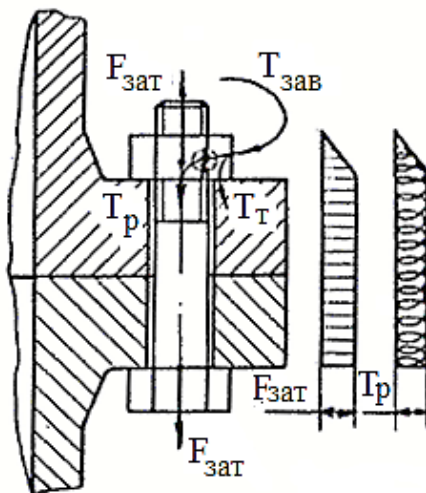


Рис.1

Эквивалентные напряжения  $\sigma_{\text{ЭК}}$  в соответствии с энергетической теорией прочности равны:

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

после преобразований

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

где  $d_2$  - средний диаметр резьбы;  $d_p$  - расчетный диаметр резьбы ( $d_p \approx d_1$ ) [9, с. 42];  $\varphi'$  - приведенный угол трения в резьбе;  $\psi$  - угол подъема резьбы на среднем диаметре;  $\sigma_p$ ,  $\tau_{\text{кр}}$  - напряжения нормальные и касательные в стержне болта:

$$\sigma_p = F_{\text{зат}} / A_p; \quad \tau_{\text{кр}} = T_p / W_{\text{кр}};$$

$F_{\text{зат}}$  - осевая сила, нагружающая болт при затягивании;  $T_p$  - момент в резьбе болта при затягивании;

$A_p$ ,  $W_{\text{кр}}$  - площадь и момент сопротивления кручению поперечного расчетного сечения болта  $A_p = \pi d_p^2 / 4$ ,  $W_{\text{кр}} = \pi d_p^3 / 16$ ;

Учитывая геометрическое подобие метрических резьб различных диаметров, можно принять

$$d_2 / d_p = 1,12; \quad \psi = 2^\circ 30'.$$

Значение коэффициента трения в реальных условиях может находиться в пределах 0,1...0,2 в зависимости от состояния контактирующих поверхностей (шероховатости, покрытия, наличия смазочного материала и т.п.).

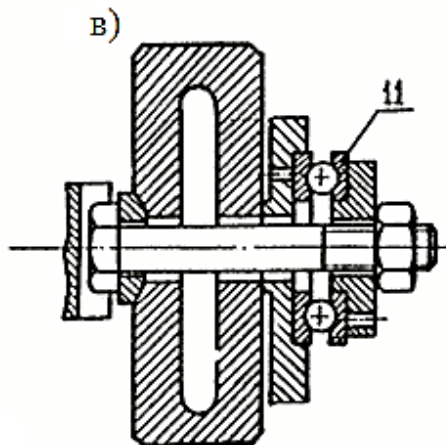
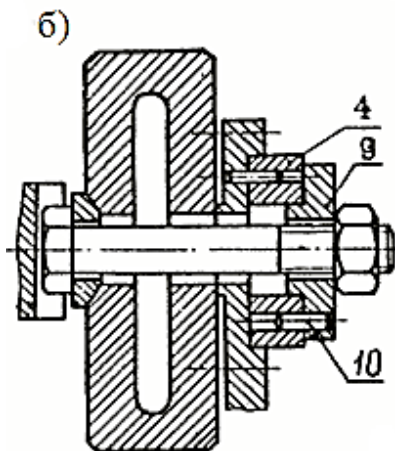
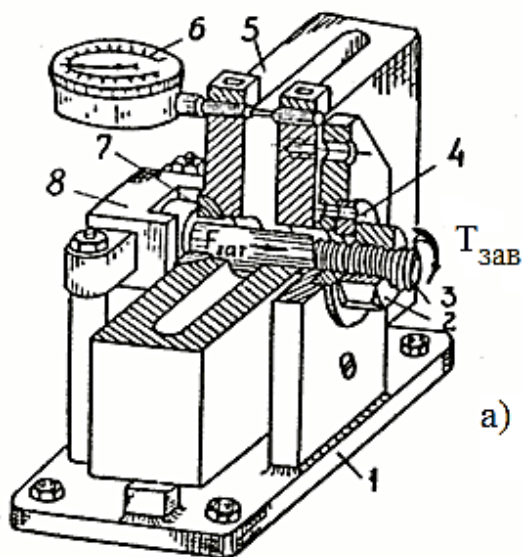
Если среднее значение коэффициента трения в резьбе считать равным 0,15, то после преобразований эквивалентные напряжения принимают значение

$$\approx 1,3\sigma_p \quad (3)$$

Это соотношение обычно используют в приближенных расчетах.

Таким образом, учет влияния напряжений кручения на прочность стержня болта (винта, шпильки) в проектных расчетах можно проводить путем увеличения напряжений растяжения  $d$  в 1,3 раза.

Обоснованность этого определения и следует проверить в данной работе.





### **Описание установки**

Для экспериментальной проверки отношения  $\sigma_{\text{ж}} = \sigma_{\text{р}}$  в стержне болта затянутого соединения применяют лабораторную установку (рис. 2а). В ней вместо стягиваемых болтом деталей применена пружина 5, позволяющая достаточно просто (с помощью индикатора 6, либо с помощью тензодатчиков, наклеенных в зоне наибольшей деформации) регистрировать силу затяжки  $F_{\text{зат}}$ . Пружина закреплена на основании 1. Исследуемый болт 3 устанавливают в осевое отверстие в пружине и затягивают гайкой 2.

Для устранения изгиба стержня болта за счет возможной неперпендикулярности опорной поверхности головки болта относительно стержня под головку устанавливают сферическую шайбу 7. От проворота болт удерживают фиксатором 8.

Схемы затяжки болтового соединения представлены на рис. 2б, в: рис. 2б - момент завинчивания равен полному моменту в резьбе и на торце; рис. 2в - момент завинчивания равен только моменту в резьбе, что необходимо знать для оценки доли касательных напряжений в стержне болта.

В первом варианте опорная шайба 9 с отверстием, соответствующим диаметру исследуемого болта, опирается на подкладное кольцо 4 и фиксируется от проворота штифтом 10, а во втором варианте кольцо 4 заменено упорным подшипником 11 и может свободно проворачиваться относительно корпуса детали. Такая замена позволяет практически исключить трение на торце, так как трение скольжения торца гайки по опорной поверхности шайбы 9 заменяется трением качения в подшипнике, которое пренебрежимо мало.

Затяжку болта производят с помощью динамометрического ключа, на рукоятке которого наклеен тензодатчик, фиксирующий сигнал, который пропорционален моменту завинчивания. Сигналы от датчиков на пружине и ключе выводятся на монитор компьютера в виде кривых (рис.3) с регистрацией их максимальных значений.

### **Методика испытаний.**

Объектами испытаний являются болты с резьбой М12, М14, М16.

Предельная затяжка при испытаниях, как и в практических расчетах, зависит от допускаемого напряжения и расчетной площади сечения болта. С учетом повышения напряженности болта от действия касательных напряжений допускаемую силу затяжки можно рассчитать по формуле

$$\left[ F_{\text{зат}} \right] = \left[ \sigma_p \right] \frac{1}{1,3} A_p,$$

где  $[\sigma_p]$  - допускаемое напряжение растяжения для материала болта, равное  $\sigma_t / S$ ;  $\sigma_t$  - предел текучести, определяемый в зависимости от класса прочности (например для класса прочности 4.6, ( $\sigma_t = 4 \times 6 \times 10 = 240$  МПа);  $S$  - коэффициент запаса, зависящий от характера затяжки (контролируемой и неконтролируемой) и диаметра болтов. С учетом многократности использования болтов при проведении лабораторных работ рекомендуется в расчетах принимать  $S = 2,5$ .

Значение касательных напряжений в стержне болта и, следовательно, эквивалентных напряжений в значительной мере зависит от трения в резьбе. Учитывая нестабильность коэффициента трения и зависимость его от многих факторов, экспериментально отношение  $\sigma_{\text{эк}} / \sigma_p$  определяют по результатам возможно большего числа опытов (рекомендуется не менее 12). Для экономии времени на проведение экспериментов можно частично использовать данные, полученные предыдущими группами.

Экспериментально можно получить значения силы затяжки  $F_{\text{зат}}$  в зависимости от момента в резьбе  $T_p$  и от момента завинчивания  $T_{\text{зав}}$ . Первое из этих значений используется для оценки напряжения кручения при затяжке и, следовательно, определения отношения  $\sigma_{\text{эк}} / \sigma_p$ , второе - для определения соотношения силы затяжки  $F_{\text{зат}}$  и силы на ключе  $F_{\text{кл}}$  при завинчивании соединения ключом стандартной длины.

Для получения  $F_{\text{зат}} = f(T_p)$  установку собирают с использованием упорного подшипника 9 (см. рис. 2в). При этом момент на торце гайки, практически, равен нулю, а момент, прикладываемый к ключу, - моменту в резьбе, от значения которого и зависят напряжения кручения. Таким образом, в этом эксперименте сигнал от датчика на ключе пропорционален моменту в резьбе  $T_p$ , от датчика на пружине - продольной силе в стержне болта, т.е.  $F_{\text{зат}}$ .

Для получения зависимости силы затяжки от момента завинчивания с учетом трения на торце установку собирают с использованием подкладного кольца 4. В этом случае сигнал от датчика на ключ пропорционален моменту завинчивания  $T_{\text{зав}}$ , равному сумме моментов в резьбе и на опорной поверхности гайки.

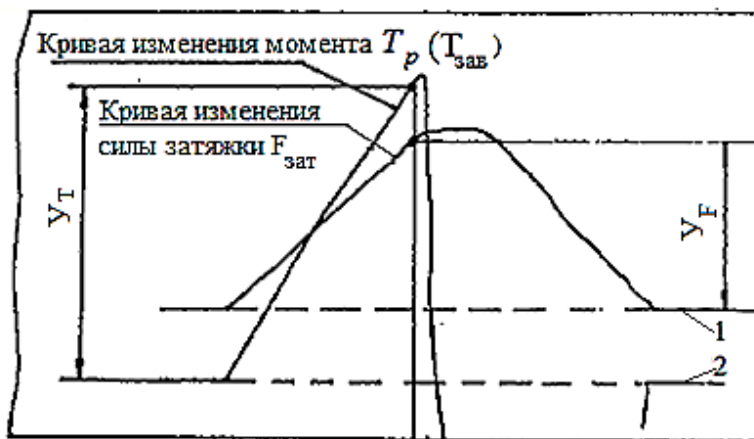


Рис.3

### Порядок выполнения работы

1. Для заданного диаметра болта определить допускаемую силу затяжки (это значение необходимо сообщить учебному мастеру).
2. Кратко описать конструкцию установки.
3. Собрать установку с подкладным кольцом и произвести затяжку, а затем, установив на место подкладного кольца упорный подшипник, повторить затяжку.

4. По значениям  $F_{\text{зат}}$ ,  $T_p$  и  $T_{\text{зав}}$  ( в правом углу экрана) определить напряжения  $\sigma_p$  и  $\tau_{\text{кр}}$  вычислить  $\sigma_{\text{эк}}$ ,
5. Определить отношение  $(\sigma_{\text{эк}}/\sigma_p)$  и внести в таблицу бланка.
6. Внести в таблицу сводных результатов испытаний результаты Вашего эксперимента и результаты последних 10 экспериментов, выполненных предыдущими группами.
7. Используя калькулятор, определить среднее значение отношений  $(\sigma_{\text{эк}}/\sigma_p)_{\text{ср}}$ , среднее квадратическое отклонение этих отношений.
8. Сопоставить полученное отношение  $(\sigma_{\text{эк}}/\sigma_p)$  с рекомендуемым в литературе значением.
9. Используя значения  $F_{\text{зат}}$  и  $T_{\text{зав}}$ , определить выигрыш в силе, при затяжке соединения стандартным ключом, приняв  $l=14d$ .

### **Контрольные вопросы**

1. Почему при завинчивании гайки в стержне болта возникают касательные напряжения?
2. От каких факторов зависят значения касательных напряжений в болте при его затяжке?
3. Как учитывают касательные напряжения при расчете стандартных болтов?
4. Какой выигрыш в силе дает резьба?

### №3. Экспериментальное исследование трения в резьбовом соединении

**Цель работы** – экспериментальное определение коэффициентов трения в резьбовом соединении и сравнение полученных значений со справочными, приведенными в литературе.

#### 1. Общие сведения к проведению лабораторных работ

Лабораторные работы проводятся в соответствии с данными методическими материалами и руководством по эксплуатации ДМ-ТРС-2ЛР-012.000 РЭ.

К выполнению лабораторных работ допускаются только обучающиеся, ознакомившиеся с указанными материалами. Конструкция стенда представлена на рисунках 1.1 - 1.3.

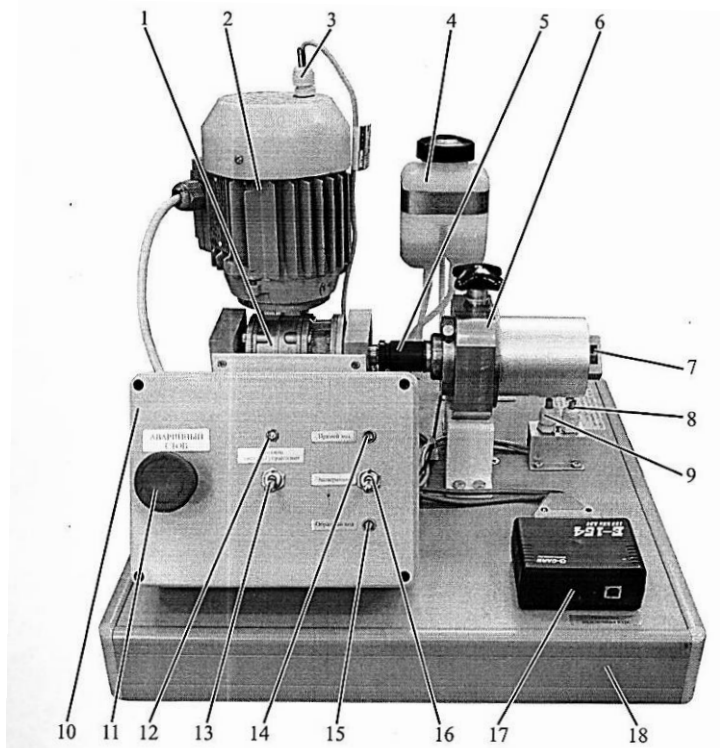


Рис.1.1 Фото стенда

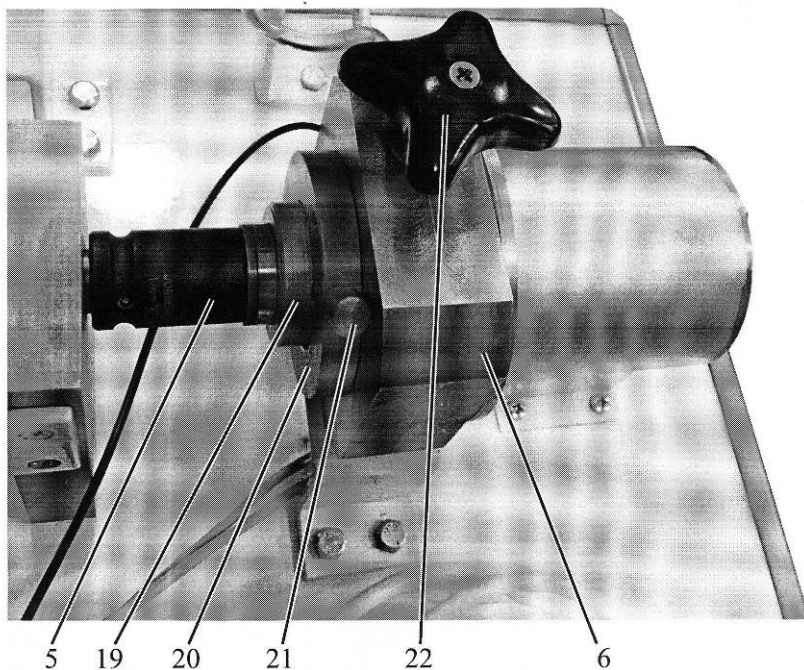


Рис.1.2. Нагружающее устройство

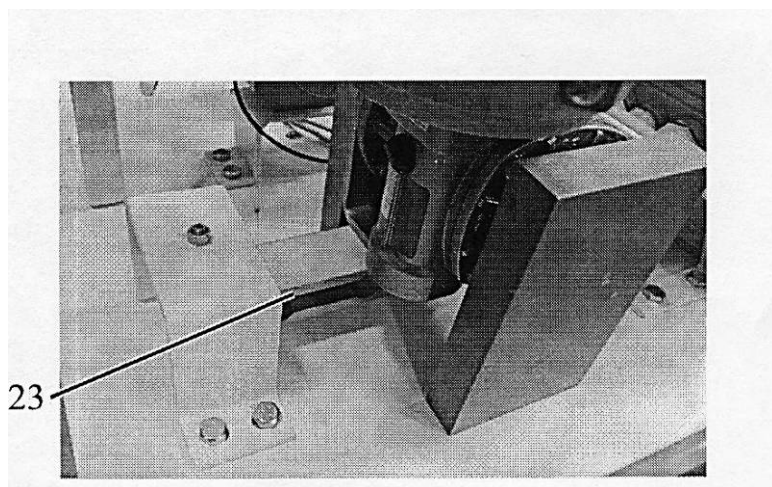


Рис.1.3. Датчик вращающего момента

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

- редуктор 1;
- приводной электродвигатель 2;
- датчик оборотов 3 электродвигателя;
- вытеснительный бачок для масла 4;
- торцевую головку 5, установленную на изучаемый винт;
- корпус 6 устройства нагружения;
- изучаемое соединение винт-гайка 7;
- датчик 8 начального положения гайки исследуемого соединения;
- датчик 9 конечного положения гайки исследуемого соединения;
- блок 10 с электронным модулем управления стендом и разъемом для подключения к компьютеру;
- кнопку 11 аварийной остановки электродвигателя;
- светодиод 12 индицирующий включение электропитание системы управления стенда;
- тумблер 13 для включения электропитание системы управления стенда;
- светодиод 14 индицирующий включение прямого хода подвижной опоры;
- тумблер 15 для переключения ручного управления (прямой ход, обратный ход) и режима проведения эксперимента;
- светодиод 16 индицирующий включение обратного хода подвижной опоры;
- контроллер 17 для управления стендом и сбора данных, разъем для подключения к компьютеру расположен на передней стенке корпуса контроллера;
- основание 18с несущим каркасом с винтовыми опорами для установки стенда на горизонтальной поверхности;
- датчик вращающего момента 23.

На корпусе устройства нагружения установлены: фиксируемый стакан 19, опирающийся на упорный шарикоподшипник;

- крышка корпуса 20 фиксирующая тензометрический датчик усилия;
- стопорный палец 21 для фиксации стакана 19 от проворота;
- рукоятка 22 винта предохранительного клапана для регулировки усилия в соединении.

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

## **2. Описание лабораторных работ**

### **2.1. Теоретические основы**

При сборке резьбового соединения приходится преодолевать момент сопротивления, вызванный силами трения в резьбе  $T_p$  и составляющую осевой силы при подъеме по винтовой линии, а также от трения на опорном торце болта или гайки  $T_t$ .

Для прямоугольного профиля резьбы момент резьбе может быть вычислен по следующей формуле:

$$T_{p \text{ пр}} = F \cdot \frac{d_{cp}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \quad , \quad (1)$$

Где,  $F$  — осевая сила в болте,  $\psi$  - угол подъема витков резьбы,  $\varphi$  - угол трения в резьбе,  $d_{cp}$  - средний диаметр резьбы.

Угол подъема витков резьбы  $\psi$  может быть вычислен через средний диаметр  $d_{cp}$  и шаг резьбы  $P$ :

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

Угол трения в резьбе  $\varphi$  связан с коэффициентом трения

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



Для резьбы с треугольным профилем в формулу (1) вместо угла трения  $\varphi$ , следует подставлять приведенный угол трения  $\varphi_1$  который определяется выражением:

$$\psi = \arctg \left( \frac{\operatorname{tg}(\varphi)}{\cos(a/2)} \right) \approx \frac{\varphi}{\cos(a/2)}, \quad (4)$$

где  $a$  - угол профиля резьбы.

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

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

Таким образом, для стандартной метрической резьбы момент в резьбе равен:

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

Момент сил трения на опорном торце гайки вычисляется следующим образом:

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

где  $d$  – наружный диаметр болта,  $D$  – наружный диаметр головки болта (шайбы).

Суммарный момент сил трения  $T_c$  определяется следующим образом:

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

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

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

Поскольку при испытаниях всегда присутствует дополнительное поджатие соединений, трение в подшипниках и т.д. для испытаний удобно оперировать отношением сила/момент. При испытаниях на стенде следует измерить 4—5 точек зависимости сила - момент, после чего в программе нажать кнопку «Провести прямую», будет автоматически определен угловой коэффициент  $K$  зависимости силы от момента.

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

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

$$\frac{T_c}{F} = \frac{1}{K} = \frac{d_{cp}}{2} \cdot \left( \operatorname{tg}(\psi + 1,15 \cdot \varphi) + \frac{d + D}{d_{cp}} \cdot f \right) \quad (11)$$

Данные для расчетов: внешний диаметр резьбы  $d=10$  мм; шаг резьбы  $P=1,5$  мм; средний диаметр  $d_{cp}=9$  мм; внешний диаметр головки винта  $D=27$  мм.

## **2.2. Лабораторная работа**

### **№1. Определение сил трения в резьбовом соединении без учета трения на опорном торце винта.**

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

#### **Последовательность выполнения работы**

1. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.
2. Запустить программу управления стендом «ДМ ТР»
3. Установить тумблер выбора вида в положение «Эксперимент».
4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». Подождать 5—10 минут для выхода электронных компонент на температурный режим. В программе нажать кнопку «Балансировать датчики».
5. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».
6. Проверить, что гайка изучаемого соединения находится в исходном положении, на датчике 8 начального положения при этом должен светиться красный светодиод.

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

7. Для определения момента в резьбе без учета трения на торце необходимо вынуть стопорный палец 21 из отверстия в крышке 20.

#### **ВЫНИМАТЬ ПАЛЕЦ РАЗРЕШЕНО ТОЛЬКО ПРИ ОТКЛЮЧЕННОМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕ.**

8. Убедиться, что тумблер 16 находится в положении «Эксперимент». В программе управления стендом нажать кнопку «Измерение». После этого должен включиться приводной электродвигатель редуктора и начаться процесс завинчивания вин-

та в гайку. Завинчивание производится до срабатывания датчика конечного положения, после чего гайка возвращается в исходное положение.

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

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

**ВНИМАНИЕ!!! ЗАПРЕЩАЕТСЯ ВЫВОРАЧИВАТЬ ВИНТ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА ОТ ПОЛНОСТЬЮ ЗАКРУЧЕННОГО СОСТОЯНИЯ БОЛЬШЕ ЧЕМ НА 3 ОБОРОТА.**

10. Повторить действия по пунктам 8, 9 пять-шесть раз.
11. В программе нажать кнопку «Вычислить», будет автоматически определен угловой коэффициент  $K$  зависимости силы от момента.
12. Из формулы (10) выразить и рассчитать значение угла трения  $\varphi$ . По формуле (3) найти значение коэффициента трения  $f$ .
13. По формуле (9) рассчитать значение коэффициента полезного действия передачи винт-гайка.
14. Сохранить полученные программой данные с помощью кнопок «Сохранить график» и «Сохранить данные».
15. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».
16. Выйти из программы, выключить питание стенда.

### **2.3. Лабораторная работа**

#### **№2. Определение сил трения в резьбовом соединении с учетом трения на опорном торце винта.**

Цель работы: экспериментальное измерение зависимости осевого усилия от момента затяжки резьбового соединения, определение коэффициента трения, коэффициента полезного действия при наличии трения на опорном торце винта.

### **Последовательность выполнения работы**

1. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.
2. Запустить программу управления стендом «ДМ ТР»
3. Установить тумблер выбора вида в положение «Эксперимент».
4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». Подождать 5-10 минут для выхода электронных компонент на температурный режим. В программе нажать кнопку «Балансировать датчики».
5. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».
6. Проверить, что гайка изучаемого соединения находится в исходном положении, на датчике 8 начального положения при этом должен светиться красный светодиод.

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

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

### **ЭТИ ДЕЙСТВИЯ РАЗРЕШЕНО ПРОИЗВОДИТ ТОЛЬКО ПРИ ОТКЛЮЧЕННОМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕ.**

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

В процессе навинчивания на экране компьютера отображаются текущие значения вращающего момента и осевого

усилия в винтовом соединении. После срабатывания датчика конечного положения на графическое поле в программе добавляется точка с координатами, соответствующими средним значениям вращающего момента и осевого усилия.

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

**ВНИМАНИЕ!!! ЗАПРЕЩАЕТСЯ ВЫВОРАЧИВАТЬ  
ВИНТ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА ОТ  
ПОЛНОСТЬЮ ЗАКРУЧЕННОГО СОСТОЯНИЯ  
БОЛЬШЕ ЧЕМ НА 3 ОБОРОТА.**

10. Повторить действия по пунктам 8, 9 пять-шесть раз.
11. И. В программе нажать кнопку «Вычислить», будет автоматически определен угловой коэффициент  $K$  зависимости силы от момента.
12. Из формулы (11) выразить и рассчитать значение угла трения  $\varphi$ . По формуле (3) найти значение коэффициента трения  $f$ .
13. По формуле (9) рассчитать значение коэффициента полезного действия передачи винт—гайка.
14. Сохранить полученные программой данные с помощью кнопок «Сохранить график» и «Сохранить данные».
15. Полностью завернуть винт предохранительного клапана, вращая его рукоятку 22 в направлении «по ходу часовой стрелки».
16. Выйти из программы, выключить питание стенда.

## **№4. Экспериментальное исследование податливости затянутого болтового соединения**

**Цель работы** - экспериментальное определение силы в затянутом болтовом соединении при действии на соединение центральной отрывающей силы; экспериментально и с помощью расчета определить коэффициент основной нагрузки  $\chi(\chi_i)$  для исследуемого соединения.

### **Экспериментальное определение сил и коэффициента основной нагрузки.**

Значение коэффициента  $\chi$  определяет долю внешней отрывающей силы, дополнительно нагружающей болт. Учет  $\chi$  имеет особую актуальность в расчетах болтовых соединений, работающих при переменных нагрузках.

Схемы установки для проведения эксперимента и испытуемого соединения приведены на рис. 1. Детали 9 и 10 стягиваются при затяжке болта 7 гайкой 8, при этом вкладыш 12 с фиксатором 13 препятствует провороту болта.

Испытуемое соединение с помощью стакана 6 и фланца 14 закрепляется в лабораторной установке, представлявшей собой винтовой пресс с ручным приводом. Фланец 14 с основанием пресса соединяется с помощью шарнира Гука, а верхний стакан 6 крепится к ползуну 1 с помощью динамометрического кольца 2. Шарнир Гука способствует центральному приложению внешней силы, компенсируя погрешности монтажа соединения на прессе.

Внешняя сила от ползуна через динамометрическое кольцо передается на испытуемое соединение 4. Деформация кольца измеряется индикатором 3 и пропорциональна внешней силе. Кольцо предварительно протарировано.

Силу, действующую на болт определяют путем измерения деформации растяжения болта с помощью наклеенных на него четырех проволочных тензорезисторов 11 (Д1...Д4).

Тензорезисторы Д1...Д4 соединены так, что образуют одно активное плечо измерительного моста. Три других плеча образованы

пассивными тензорезисторами Д5...Д7, которые являются компенсационными, их устанавливают в измерительном приборе 5.

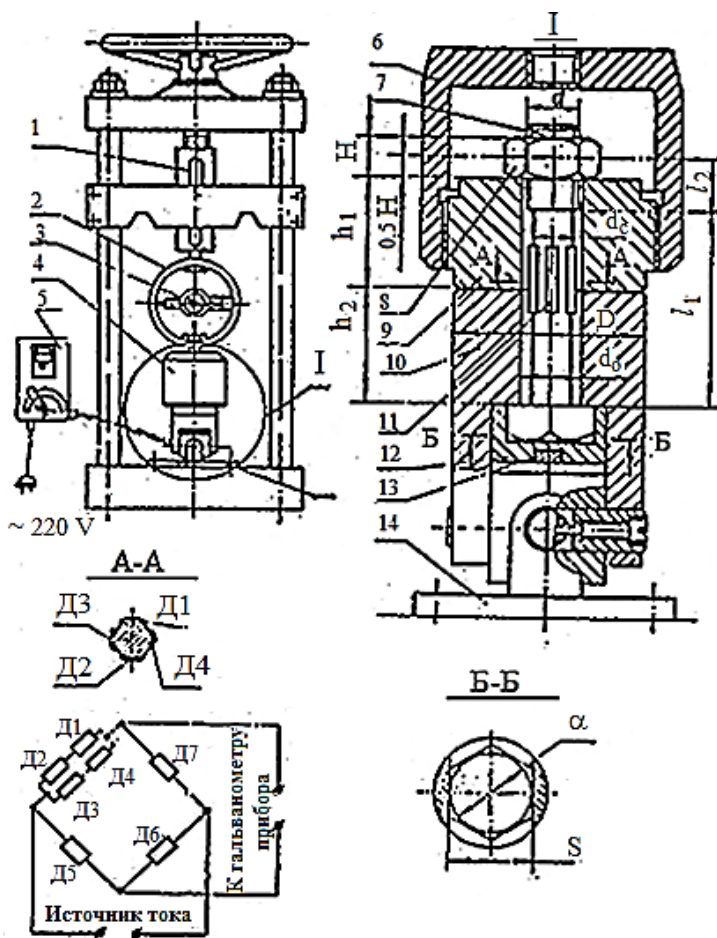


Рис.1

Прибор 5 предназначен для измерения деформации болта и питания моста. Электрическая схема активного плеча измерительного



моста и специальное расположение тензорезисторов Д1...Д4 на стержне болта позволяют практически исключить возможное влияние изгиба стержня болта при измерении деформации растяжения.

Болт с тензорезисторами Д1...Д4 предварительно протарирован. Результаты тарировки нанесены на шкалу прибора 5.

### **Порядок выполнения эксперимента**

1. Включить измерительный прибор 5.
2. Установив ручку прибора 5 на 0 (нулевая отметка шкалы), проверить балансировку измерительного моста при незатянутом испытуемом соединении (стрелка гальванометра прибора 5 должна находиться на нулевой отметке шкалы).
3. Затянуть болт гаечным ключом до значения  $F_{\text{зат}}$ . Значение  $F_{\text{зат}}$  определяется по условию прочности болта (см. лабораторную работу № 3) или задается преподавателем и контролируется студентами при затяжке по прибору 5.
4. Нагрузить соединение внешней силой  $F$  ( $F < 1.2F_{\text{зат}}$ ) значение которой контролировать по индикатору 3 динамометрического кольца 2 с использованием прилагаемого тарировочного графика.
5. Определить по прибору 5 силу  $F_5$ , действующую на болт.
6. Результаты измерений записать в бланк и разгрузить соединение.
7. Измерения по пп. 3, 4, 5 повторить не менее трех раз.
8. Используя усредненные значения результатов эксперимента определить коэффициент основной нагрузки для испытуемого соединения по формуле

$$\chi = (F_{\text{зат}} - F_{\text{зав}}) / F$$

9. Повторить эксперимент, установив предварительно между деталями 9 и 10 прокладку из мягкого материала.

### **Определение коэффициента основной нагрузки расчетным путем**

Затянутое болтовое соединение представляет собой статически неопределимую систему. Определить расчетным путем силы, действующие на болт и соединяемые детали, возможно при условии использования уравнения совместности упругих перемещений [1, 2]

Решая уравнение совместности упругих перемещений, получаем

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}}}$$

(1)

где  $\lambda_{\text{д}}$  - податливость деталей, мм/Н;  $\lambda_{\text{б}}$  - податливость болта, мм/Н.

Податливость болта с дискретно изменяемым поперечным сечением стержня определяем по зависимости

$$\lambda_{\text{д}} = \frac{1}{E_{\text{б}}} \sum_i^i \frac{l_i}{A_i}, \quad (2)$$

Здесь  $E_{\text{б}}$  - модуль упругости материала болта (для стали  $E=2 \cdot 10^5$  МПа);  $l_i$  - длина (мм) деформирующейся части стержня болта с площадью поперечного сечения, равной  $A_i$ , мм<sup>2</sup>.

Расчетная схема для определения  $\lambda_{\text{б}}$  в рассматриваемом соединении представлена на рис. 2. При определении податливости резьбовой части стержня болта к длине нарезанного участка болта, подвергающегося растяжению, добавляют величину, равную половине высоты гайки, за счет чего учитывают удлинение болта на участке завинчивания, а также податливость резьбы в гайке.

Таким образом, для исследуемого соединения

$$\lambda_{\text{б}} = \frac{1}{E_{\text{б}}} \left( \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} \right), \quad (3)$$

Податливость деталей соединения определяем по формуле

$$\lambda_{\text{д}} = \frac{1}{E_{\text{д}}} \sum_i^i \frac{h_i}{A_{\text{д}i}}, \quad (4)$$

или, для исследуемого соединения, по соотношению

$$\lambda_D = \frac{I}{E_D} \left( \frac{h_1}{A_{D1}} + \frac{h_2}{A_{D2}} \right), \quad (5)$$

При одинаковых размерах соединяемых деталей формула (5) принимает вид

$$\lambda_D = \frac{h}{E_D A_D}, \quad (6)$$

где  $h_D = h_1 + h_2$  - суммарная толщина соединяемых деталей, мм;  
 $E_D$  - модуль упругости материала деталей, МПа;  $A_D$  - площадь поперечного сечения деталей, мм<sup>2</sup>.

При определении размера  $A_D$  полагают, что деформация деталей при действии силы вдоль оси болта имеет место только внутри конуса, начинающегося от опорных поверхностей гайки и головки болта (см. рис. 2). Так как площадь поперечного сечения конуса переменная, то с целью упрощения расчетов конусы заменяют полыми цилиндрами, площадь которых в осевом сечении равна площади конусов в том же сечении (сечение плоскостью чертежа на рис. 2).

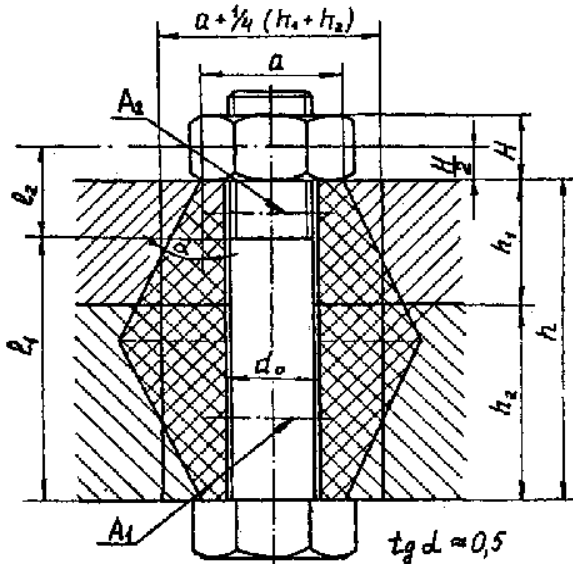


Рис.2

На основании выше изложенного, приняв  $\operatorname{tg} \alpha = 0,5$  запишем

$$A_{\text{д}} = \frac{\pi}{4} \left[ \left( \alpha + \frac{h_1 + h_2}{4} \right)^2 - d_0^2 \right] \quad (7)$$

где  $d_0$  - диаметр отверстия в деталях под болт, мм;  $\alpha$  - см. рис. I.

В некоторых конструкциях для обеспечения герметичности соединения между деталями вводят прокладку из мягкого материала (резина, картон и т.д.), что существенно увеличивает податливость деталей и приводит к росту  $\chi$ . В этом случае для раскрытия стыка при

$$F_{\text{зат}} = \text{const}$$

необходимо приложить к соединению большую внешнюю силу  $F$ .

### **Порядок выполнения расчетов**

1. Ознакомиться с размерами соединения по рис. I.
2. Начертить расчетную схему и определить по формуле (3) по-

датливость болта  $\lambda_{\text{б}}$ .

3. Начертить расчетную схему и определить по формуле (4) с

учетом формулы (7) податливость деталей  $\lambda_{\text{д}}$ .

4. По формуле (1) определить теоретическое значение коэффициента  $\chi$  основной нагрузки для исследованного соединения.

### **Контрольные вопросы**

1. Какие факторы влияют на коэффициент основной нагрузки  $\chi$ ?
2. Сравните экспериментальное и теоретическое значения коэффициента  $\chi$ . В случае несовпадения результатов попытайтесь объяснить причины расхождения.

3. Как изменяется  $\chi$  при наличии прокладки между деталями?
4. В каких случаях целесообразно использовать мягкие прокладки между деталями?
5. Укажите возможные конструктивные меры, способствующие уменьшению нагруженности болтов в соединении, работавших в условиях переменных нагрузок.

## **№5. Экспериментальная проверка методики расчета соединения с натягом**

**Цель работы** - исследование нагрузочной способности соединения с натягом; опытное определение коэффициента сцепления в соединении с натягом.

### **Характеристика исследуемого соединения**

Принцип работы соединения деталей с натягом заключается в использовании сил трения между ними. Силы трения обусловлены действием сил упругости в деформируемых при сборке деталях. В таких соединениях диаметр вала до сборки превышает диаметр отверстия втулки на небольшую величину, называемую натягом.

Соединение с натягом может передавать осевую силу, вращающий и изгибающий моменты. Передаваемые нагрузки зависят от следующих факторов:

- размеров деталей;
- величины натяга;
- упругих свойств материалов деталей;
- коэффициента трения (сцепления) в соединении с натягом.

Значение коэффициента сцепления зависит от материалов вала и втулки, наличия смазочного материала и способа сборки соединения.

Чаще всего сборку соединения с натягом выполняют запрессовкой. При этом втулку надвигают на вал, преодолевая силу трения.

Исследуемое в данной работе соединение состоит из вала 1 и втулки 2 (рис. 1) с номинальным диаметром  $d$ . Вал снабжен шлицами, а втулка - двумя кулачками, необходимыми для захвата деталей соединения при нагружении вращающим моментом. Соединение собирают запрессовкой на винтовом прессе, нагружают вращающим моментом до появления сдвига деталей (приворота), а затем разбирают выпрессовкой.

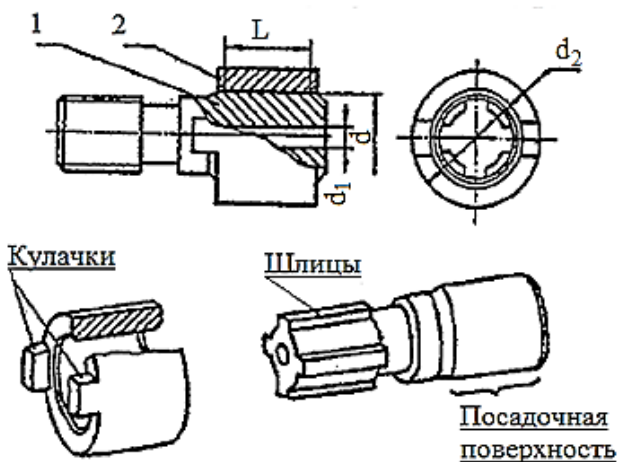


Рис.1

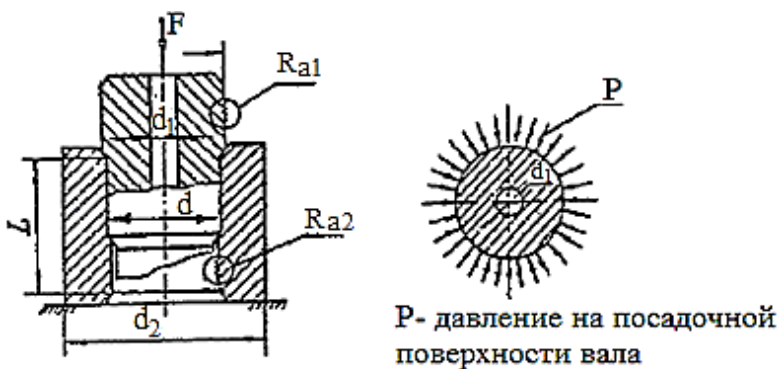


Рис.2

### **Порядок выполнения работы**

Для экспериментального определения коэффициента сцепления в соединении необходимо произвести следующие действия.

1. Измерить отклонения посадочных диаметров вала и втулки от номинального размера.
2. Установить, какой из числа рекомендуемых соответствует посадка исследуемого соединения.
3. Экспериментально определить силы запрессовки, выпрессовки и вращающий момент проворота.
4. На основании расчетных зависимостей и полученных экспериментальных данных определить коэффициент сцепления при запрессовке, выпрессовке и провороте.

### **Расчетные зависимости**

При запрессовке вала во втулку (рис. 2) на посадочной поверхности деталей возникает давление, которое может быть определено по формуле

$$P = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{d(C_1 / E_1 + C_2 / E_2)} \quad , \quad (1)$$

где  $P$  – давление на сопряженных поверхностях, МПа;  $\delta$  - расчетный натяг, мкм;  $d$  - номинальный диаметр соединения, мм;

$E_1$  и  $E_2$  - модули упругости материалов вала и втулки, МПа;

$C_1$  и  $C_2$  - коэффициенты вала и втулки, зависящие от размеров деталей и коэффициентов Пуассона материалов деталей. Их можно определить по формулам

$$C_1 = \frac{1 + (d_1 / d)^2}{1 - (d_1 / d_2)^2} - \mu_1 \quad , \quad (2)$$

$$C_2 = \frac{1 + (d / d_2)^2}{1 - (d / d_2)^2} + \mu_2 \quad , \quad (3)$$

где  $d_1$  - диаметр отверстия вала, мм;  $d_2$  - наружный диаметр втулки, мм;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  - коэффициенты Пуассона материалов деталей.

Расчетный натяг  $\delta$  связан с измеренным натягом следующей зависимостью, учитывающей смятие микронеровностей сопряженных поверхностей вала и втулки:

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

где  $N$  - измеренный натяг, мкм;

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

Осевая сила, сдвигающая детали, и вращающий момент, необходимый для проворота соединения, равны соответственно

$$F = f \cdot \rho \cdot \pi \cdot d \cdot l \quad , \quad (5)$$



$$T = f \cdot \rho \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot \frac{1}{2000} , \quad (6)$$

где  $F$  - осевая сила, Н;

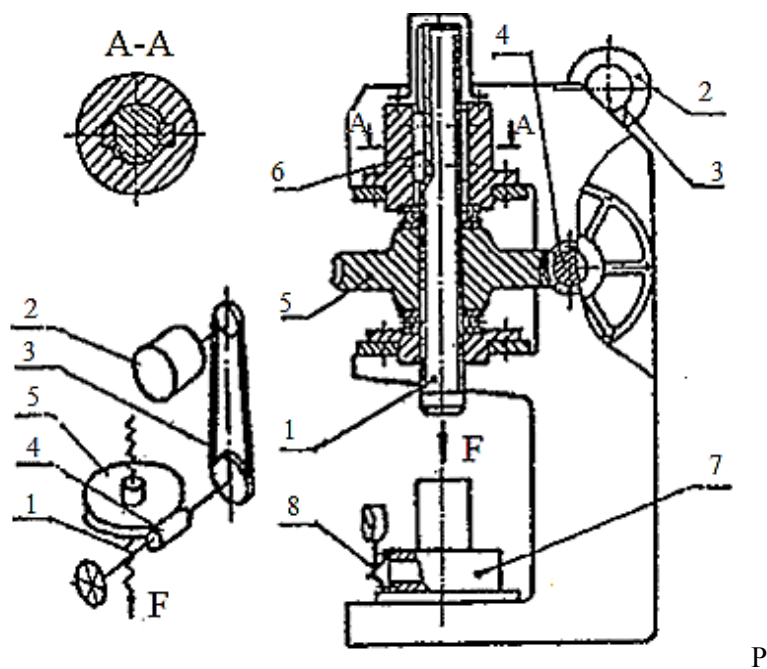
$T$  - вращающий момент, Н.м;

$f$  - коэффициент сцепления;

$L$  - длина соединения, мм.

### **Описание экспериментальной установки**

Для запрессовки, выпрессовки и нагружения вращающим моментом соединения с натягом в лабораторной работе используется универсальный червячно-винтовой пресс, кинематическая схема и конструкция которого показаны на рис. 3.



ис.3

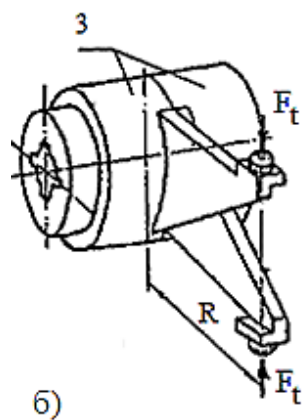
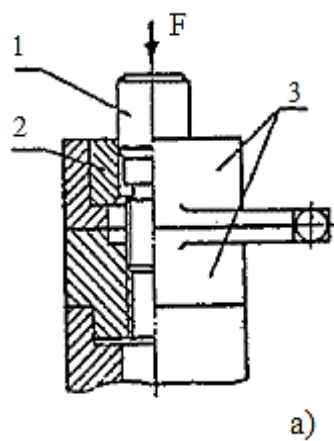


Рис.4

Движение ходового винта 1 (см. рис. 3) вверх и вниз осуществляют от электродвигателя 2 через клиноременную 3 и червячную передачи. Червячное колесо 5 является одновременно гайкой передачи скольжения винт-гайка, которая сообщает винту поступательное движение. Для исключения вращения винта от момента трения в резьбе служат две направляющие шпонки 6. Перемещение ходового винта можно осуществлять также вручную с помощью маховика на валу червяка 4.

Для измерения силы  $F$  служит динамометрическая пружина 7 с наклеенными на нее тензодатчиками, сигнал с которых регистрируют на диаграммной ленте самопишущего прибора (на рисунке не показан). Помимо этого силу на прессе можно измерить с помощью установленного на пружине индикатора часового типа 8.

### **Измерение деталей и определение посадки соединения**

Размеры деталей  $d$ ,  $d_1$ ,  $d_2$ , и  $L$  (см. рис. 1) измеряют штангенциркулем.

Для определения поля допуска посадочного диаметра вала необходимо измерить его отклонение от номинального значения с помощью индикаторной скобы. Перед выполнением измерений скобу необходимо настроить на номинальный размер 36,000 мм. В раствор скобы вкладывают состыкованные концевые меры длины с суммарной длиной 36,000 мм, после чего устанавливают стрелку прибора на ноль.

Измерения вала выполняют следующим образом. На посадочной поверхности выбирает два поперечных сечения и в каждом из них производят два измерения во взаимно перпендикулярных направлениях. Среднее значение отклонения вала  $\Delta_1$  определяют по формуле

$$\Delta_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta 1_i$$

где  $\Delta_1$  - отклонение вала в  $i$ -м замере, мкм;  $n$  - число замеров.

В соответствии со стандартом (табл. 1) устанавливают, какому полю допуска вала удовлетворяет измеренное отклонение его диаметра  $\Delta_1$ . При выборе поля допуска должно выполняться условие

$$ei \leq \Delta_1 \leq eS$$

Таблица 1

Значения предельных отклонений валов мкм, для номинальных диаметров 30...40 мм

Отклонение вала	Поле допуска						
	P6	г 6	S6	t6	S7	u7	u8
нижнее $ei$	26	34	43	48	43	60	60
верхнее $es$	42	50	59	64	68	85	99

Для определения поля допуска посадочного диаметра втулки необходимо измерить его отклонение от номинального значения с помощью нутромера. Перед выполнением измерений необходимо настроить на номинальный размер 36,000 мм. Для этого нутромер вкладывают в отверстие кольца эталона с известным отклонением диаметра, после чего устанавливают стрелку прибора на величину отклонения.

Измерения втулки выполняют следующим образом. На посадочной поверхности выбирают два поперечных сечения и в каждом из них производят два измерения во взаимно перпендикулярных направлениях. Среднее значение отклонения втулки  $\Delta_2$  определяют по формуле

$$\Delta_2 = \Sigma \Delta_{2i} / n$$

где  $\Delta_{2i}$  отклонение втулки в  $i$ -м замере, мкм;  $n$  – число замеров.

В соответствии со стандартом (табл. 2.) устанавливают, какому полю допуска втулки удовлетворяет измеренное отклонение ее диаметра  $\Delta_2$ . При выборе поля допуска должно выполняться условие  $EI < \Delta_2 < ES$

Таблица 2

Значения предельных отклонений отверстий, мкм, для номинальных диаметров 30...40 мм

Отклонение втулки	Поле допуска	
	H7	H8
нижнее EI	0	0
верхнее ES	25	39

По выбранным полям допусков вала и отверстия втулки выбирают соответствующую посадку соединения из ряда рекомендованных:

<u>H7</u>	<u>H7</u>	<u>H7</u>	<u>H7</u>	<u>H8</u>	<u>H7</u>	<u>H8</u>
p6	r6	S6	t6	S7	u7	u8

### **Экспериментальное определение момента проворота, сил запрессовки и выпрессовки**

Для сборки и нагружения соединения служит червячно - винтовой пресс и специальное приспособление типа "ножницы" 3 (рис. 4), в котором вал 1 запрессовывают во втулку 2 (см. рис. 4а), затем собранное соединение нагружают вращающим моментом до появления взаимного проворота деталей (см. рис. 4б) и разбирают выпрессовкой. Приспособление состоит из двух частей, удерживающих вал и втулку в окружном направлении и содержащих упоры, отстоящие на расстоянии  $R$  от оси вала и втулки. К упорам от пресса прикладывают окружную силу  $F_t$  и таким образом нагружают соединение вращающим моментом

$$T = F_t \cdot R$$

С помощью имеющихся измерительных средств регистрируют значения сигналов в конечный момент запрессовки, начальный момент проворота и начальный момент выпрессовки, которые дадут после пересчета значения сил запрессовки  $F_3$ , выпрессовки  $F_8$ , окружной силы при провороте соединения  $F_t$ .

Действительное значение момента проворота определяют по формуле

$$T = F_t \cdot R$$

где  $T$  - момент проворота, Н.м;  $R=0,05$  м - расстояние между осью вала и линией приложения силы  $F_t$  (см. рис. 4б).

### **Определение коэффициента сцепления в соединении**

Измеренный натяг в соединении равен

$$N = \Delta_1 - \Delta_2$$

Значения параметров шероховатости посадочных поверхностей вала и втулки  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  определяют визуальным сравнением с прилагаемыми эталонными образцами шероховатости поверхностей.

Расчетный натяг  $\delta$  определяют по формуле (4).

Давление  $P$  на посадочных поверхностях деталей определяют по формуле (1); при этом модуль упругости  $E$  для стали равен  $2,1 \times 10^5$  МПа, для чугуна –  $1,05 \times 10^5$  МПа; коэффициент Пуассона  $\mu$  для стали равен 0,3, для чугуна - 0,25; коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$  вала и втулки определяют по формулам (2), (3).

Значения коэффициентов сцепления в соединении определяют по следующим зависимостям:

при запрессовке

$$f_3 = \frac{F_3}{\rho \cdot \pi \cdot d \cdot l}$$

при провороте

$$f_t = \frac{T \cdot 2000}{\rho \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l}$$

при выпрессовке

$$f_8 = \frac{F_8}{\rho \cdot \pi \cdot d \cdot l}$$

Полученные значения сравнивает между собой и с рекомендуемыми при расчете соединений с натягом. Обычно в начальные моменты выпрессовки и проворота соединения коэффициент сцепления несколько выше, чем при окончании запрессовки. Это связано с эффектом повышенного трения при страгивании с места по сравнению с трением при движении. Рекомендуемые коэффициенты сцепления обычно назначают, ориентируясь на минимально возможные экспериментальные значения, что призвано обеспечивать запас несущей способности соединений. Для соединения с натягом стального вала и чугунной втулки, собранного запрессовкой, рекомендуемый коэффициент сцепления составляет 0,07.

### **Контрольные вопросы**

1. Каковы назначение и принцип работы соединения с натягом?
2. От каких факторов зависит нагрузочная способность соединения с натягом?
3. Как влияет шероховатость поверхностей деталей на нагрузочную способность соединения?
4. Сравните экспериментальное и рекомендуемое для расчетов значения коэффициентов трения. В случае несовпадения результатов объясните причины расхождения.

## №6. Определение коэффициента трения при запрессовке и выпрессовке в соединении с натягом

**Цель работы** – экспериментальное определение коэффициентов трения при запрессовке и выпрессовке в прессовом соединении и сравнение полученных значений со справочными, приведенными в литературе.

### 1. Общие сведения к проведению лабораторных работ

Лабораторные работы проводятся в соответствии с данными методическими материалами и руководством по эксплуатации ДМ-СН-ЗЛР-012.000 РЭ.

К выполнению лабораторных работ допускаются только обучающиеся, ознакомившиеся с указанными материалами.

Конструкция стенда представлена на рисунках 1.1.

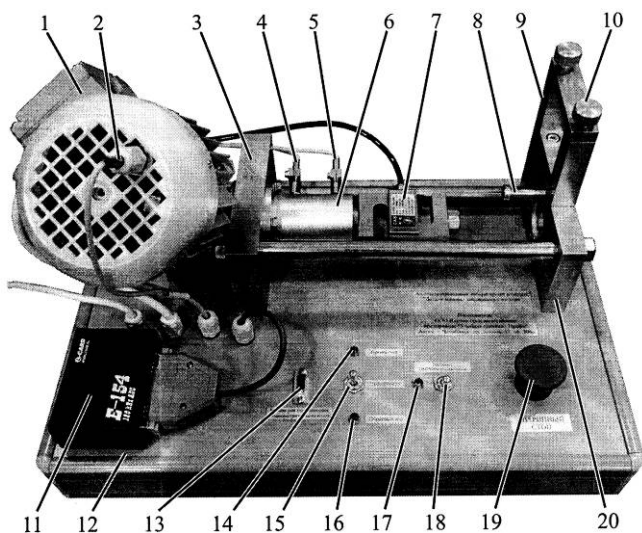


Рис. 1.1. Фото стенда



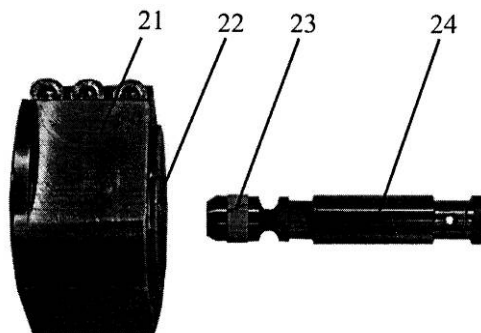


Рис. 1.2. Исследуемые вал и втулка

Стенд учебный «Детали машин - соединение с натягом» включает в себя:

- мотор-редуктор 1;
- датчик оборотов электродвигателя мотор-редуктора;
- левую опорную плиту 3;
- датчик 4 начального положения подвижной опоры;
- датчик 5 конечного положения подвижной опоры;
- передачу винт-гайка, размещенную в корпусе 6;
- силоизмеритель 7 с установленной в нем подвижной опорой;
- фиксирующий упор 8;
- зажимное устройство 9, для испытания на относительный проворот;
- винты 10 для фиксации втулки в зажимном устройстве;
- контроллер 11 для управления стендом и сбора данных, разъем для подключения к компьютеру расположен на левой стенке корпуса контроллера;
- столешницу 12 с несущим каркасом с винтовыми опорами для установки стенда на горизонтальной поверхности;
- коммутационный блок 13 с разъемами для подключения динамометрического ключа и подключения к компьютеру;
- светодиод 14 индицирующий включение прямого хода подвижной опоры;

- тумблер 15 для переключения ручного управления (прямой ход, обратный ход) и режима проведения эксперимента;
- светодиод 16 индицирующий включение обратного хода подвижной опоры;
- светодиод 17 индицирующий включение электропитание системы управления стенда;
- тумблер 18 для включения электропитание системы управления стенда;
- кнопку 19 аварийной остановки электродвигателя;
- правую опорную плиту 20 с цилиндрической проточкой для установки исследуемого соединения при запрессовке;
- внешнюю обойму 21 для крепления втулки исследуемого соединения;
- втулку 22 исследуемого соединения;
- фторопластовое грязеъемное кольцо 23, установленное на вал исследуемого соединения;
- вал 24 исследуемого соединения;
- динамометрический ключ.

## **2. Описание лабораторных работ**

### **2.1. Теоретические основы**

Соединение деталей с гарантированным натягом (разность посадочных диаметральных размеров вала и втулки) осуществляют за счет их предварительной деформации.

Соединение деталей с натягом представляет собой сопряжение, в котором передача нагрузки от одной детали к другой осуществляется за счет сил трения (сцепления) на поверхностях контакта, образующихся благодаря силам упругости. Это распространенный, простой, надежный и технологичный способ соединения деталей типа вал-втулка, допускающий передачу больших нагрузок, в том числе вибрационных и ударных.

Характерными примерами деталей, соединяемых с натягом, могут служить: кривошипные пальцы кривошипных, колесные центры и бандажи железнодорожных вагонов, венцы зубчатых и червячных колес, диски турбин, роторы электродвигателей, подшипники качения и т. д.

Характер соединения определяется натягом, который выбирают в соответствии с посадками, установленными стандартной системой предельных допусков и посадок. Наиболее распространены следующие посадки с натягом квалитетов 6; 7 в порядке убывания натяга: Н7/у7; Н7/с6; Н7/г6; Н7/р6. Соппротивления сдвигу при больших натягах достигают 12 МПа.

Для соединения тонкостенных деталей большие натяги неприменимы.

Способы сборки соединения с натягом:

- запрессовкой - простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий возможность удобного контроля измерением силы запрессовки, но связанный с опасностью повреждения поверхностей и затрудняющий применение покрытий;
- нагревом охватывающей детали до температуры ниже температуры отпуска - способ, обеспечивающий повышение прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой и особенно эффективный при больших длинах соединений;
- охлаждением охватываемой детали - способ, преимущественно применяемый для установки небольших деталей, например втулок в массивные корпусные детали, и обеспечивающий наиболее высокую прочность сцепления;
- гидрозапрессовкой, т. е. нагнетанием масла под давлением в зону контакта, что резко снижает силу запрессовки; наибольшая эффективность гидрозапрессовки и распрессовки - в подшипниковых узлах и конических соединениях.

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

Необходимая величина натяга определяется потребным давлением на посадочной поверхности.

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

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

где  $f$  — коэффициент трения;  $d$  и  $L$  — соответственно диаметр и длина посадочной поверхности.

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

$$T = \pi \cdot d^2 / 2 \cdot L \cdot \rho \cdot f \quad , \quad (2)$$

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

$$T = F_0 \cdot d / 2 \quad . \quad (3)$$

Коэффициент трения для стальных шлифованных деталей при сборке напрессовкой составляет 0,08-0,12.

Номинальный натяг  $N$  связан с посадочным давлением  $p$  зависимостью Ляме:

$$N = p \cdot d \cdot \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \quad , \quad (4)$$

$$c_1 = \frac{1 + \left( \frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1$$

$$c_2 = \frac{1 + \left( \frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2$$

где  $d$  — посадочный диаметр;  $d_1$  - диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала  $d_1=0$ );  $d_2$ - наружный диаметр охватывающей детали (ступицы);  $E_1$  и  $E_2$  — модули упругости материала соответственно охватываемой и охватывающей деталей;  $\mu_1$  и  $\mu_2$ - коэффициенты Пуассона материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей; для стали  $\mu=0,28$ ;  $E=2 \cdot 10^5$  МПа.

## 2.2. Работа на стенде

2. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы
3. Запустить программу управления стендом «ДМ СН»
4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления».

После запуска программы на экран компьютера будет выведено рабочее окно программы, рисунок 3. После включения питания системы управления в программе будут отображаться текущие данные с силоизмерителя и динамометрического ключа.

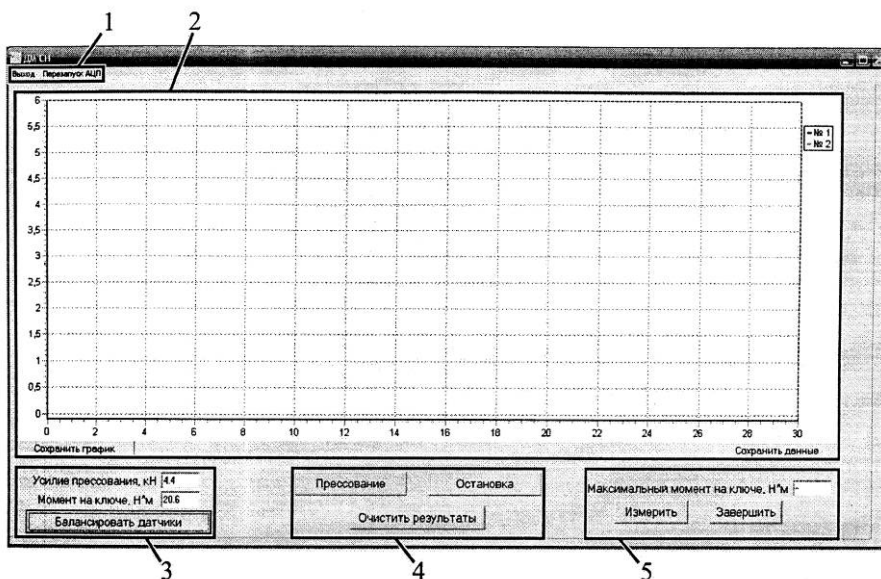


Рис.3. Рабочее окно программы «ДМ СН»

В зоне, обозначенной 1 (рисунок 3), расположено основное меню программы, позволяющее выйти из программы или произвести перезапуск АЦП.

**Пункт меню «Выход»** позволяет завершить работу с программой при этом появится запрос на подтверждения выхода из программы. В случае если нужно выйти следует нажать кнопку «ОК», в противном случае – кнопку «Отмена».

**Пункт меню «Перезапуск АЦП»** позволяет произвести остановку и запуск платы аналого-цифрового преобразования. Перезапуск платы не требуется при штатном режиме работы программы, однако в связи с тем, что работа платы требует постоянного получения данных программой от нее, в случаях, когда операционная система выполняет параллельную задачу (например, при запуске другой программы и т.д.) может происходить рассинхронизация программы и платы. Последствиями такой рассинхронизации является несоответствие данных, получаемых с датчиков программой. Таким образом, если программа отображает неадекватные данные, то следует произвести перезапуск АЦП.

В зоне 2 размещено поле для графического отображения диаграммы прессовки. Под графическим полем размещены кнопки, позволяющие сохранить графическую информацию как рисунок, или данные, по которым построен график, как текстовый файл.

В зоне 3 отображаются мгновенные значения усилия прессования и момента на динамометрическом ключе. Перед проведением испытаний следует положить ключ на горизонтальную поверхность, убедиться, что на силоизмеритель не действует нагрузок, и произвести балансировку датчиков нажатием кнопки «Балансировать датчики».

В зоне 4 расположены кнопки запуска процесса прессования, остановки этого процесса и удаления собранных данных («Очистить результаты»). При нажатии кнопки «Прессование» начинается сбор данных и происходит запуск электродвигателя только в том случае, если подвижная опора находится в начальном положении (полностью задвинута) и тумблер 15 установлен в режим «Эксперимент». При достижении полностью выдвинутого состояния осуществляется реверс двигателя, подвижная опора возвращается в исходное состояние. Кнопка «Остановка» служит для немедленной остановки двигателя.

Для измерения максимального крутящего момента, передаваемого соединением, предназначены кнопки, расположенные в зоне 5. Перед началом приложения нагрузки следует нажать кнопку «Измерить», после чего начать плавное нагружение соединения динамометрическим ключом. После проворота вала во втулке на угол 10-30° следует нажать кнопку «Завершить». Значение наибольшего крутящего момента будет отражено в текстовом поле в зоне 5.

Процесс запрессовки может быть остановлен путем нажатия кнопки «Остановка» в диалоговом окне программы. В этом случае возврат подвижной опоры в начальное положение необходимо осуществить с помощью тумблера 15.

В случае остановки электродвигателя в процессе запрессовки необходимо произвести возврат подвижной опоры, выпрессовать вал из втулки, произвести очистку вала и втулки, после чего повторить запрессовку.

### **2.3.Определение необходимых усилий запрессовки и выпрессовки соединения с натягом.**

*Цель работы:* экспериментальное определение усилий при запрессовке и выпрессовке соединения с натягом, сравнение полученных результатов с расчетными значениями.

#### *Последовательность выполнения работы*

1. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.
2. Запустить программу управления стендом «ДМ СН»
3. Проверить, что тумблер выбора вида управления стоит в положении «Эксперимент», при необходимости переключить.
4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления».
5. Проверить отсутствие загрязнений на исследуемых валу, втулке и грязесъемном кольце вала, в случае необходимости удалить загрязнения спиртом. Смазать вал и втулку небольшим количеством машинного масла, либо смазки типа WD-40.

6. Установить исследуемый вал во втулку - рисунок 2.2.1. Установку следует выполнять «от руки», не прикладывая к деталям значительных усилий. Вал следует вставлять фторопластовым грязесъемником вперед со стороны большего наружного диаметра исследуемой втулки.

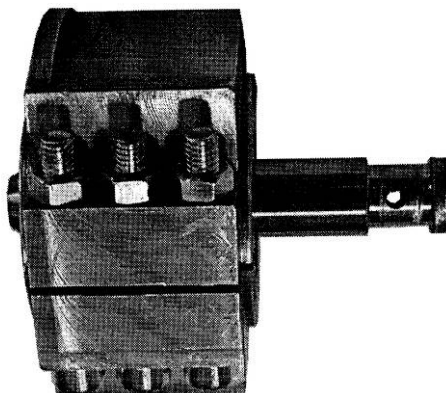


Рис. 2.2.1. Установка вала во втулку перед запрессовкой

7. Проверить, что подвижная опора прессового устройства полностью задвинута, на датчике 4 начального положения при этом должен светиться красный светодиод. В случае, если подвижная опора находится не в начальном положении следует переключить тумблер 15 в положение «Обратный ход», дождаться возврата подвижной опоры в начальное положение и остановки электродвигателя, переключить тумблер в положение «Эксперимент».
8. Установить соединение вала со втулкой на правую опорную плиту 20 совместив цилиндрический выступ на обойме 21 с проточкой в опорной плите и повернув оправку для фиксации упором 8 - рисунок 2.2.2.



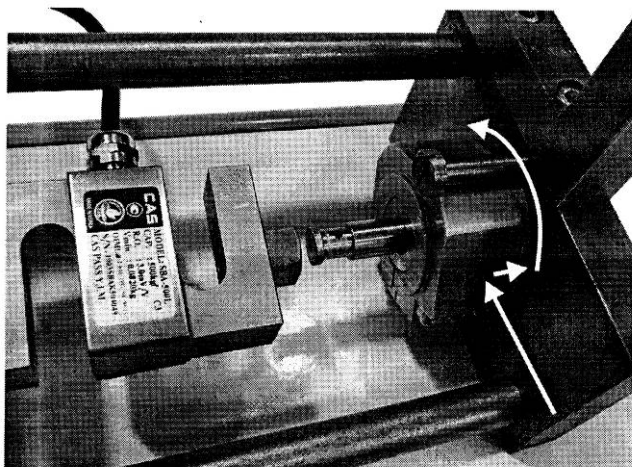


Рис.2.2.2. Установка втулки с валом в прессовое устройство

9. Убедиться, что тумблер 15 находится в положении «Эксперимент». В программе управления стендом нажать кнопку «Прессование». После этого должен включиться электродвигатель мотор-редуктор и начаться процесс запрессовки. Диаграмма запрессовки при этом будет отображаться на экране компьютера в реальном времени. Запрессовка производится до срабатывания датчика конечного положения, после чего подвижная опора возвращается в исходное положение. Собранное соединение показано на рисунке 2.2.3.

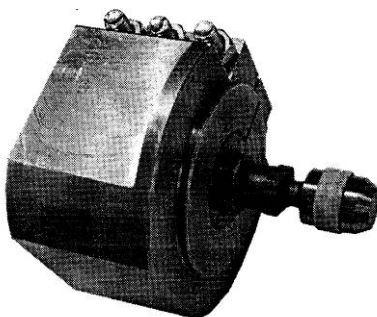


Рис. 2.2.3. Соединение вал-втулка в собранном виде

10. Произвести выпрессовку соединения. Для этого необходимо демонтировать обойму с правой опорной плиты, перевернуть ее и установить на плиту.
11. Выполнить действия по п.9.
12. После разборки соединения сохранить диаграммы запрессовки и числовые данные в файл, нажав кнопки «Сохранить график» и «Сохранить данные» в программе.
13. Занести значение максимального усилия запрессовки  $F_{3M}$  и выпрессовки  $F_{BM}$  и усилия в конце процесса запрессовки  $F_{3K}$  и в начале выпрессовки  $F_{BH}$  в таблицу 2.2.1.
14. Рассчитать теоретическое значение осевого усилия  $F_0$  по формуле (1). Сравнить полученное значение с экспериментально измеренными, сделать выводы.

Данные для расчета:

- длина соединения  $L=22$  мм;
- посадочный диаметр  $d=12$  мм;
- внутренний диаметр вала  $d_1=0$  мм;
- эквивалентный наружный диаметр втулки с учетом жесткости обоймы  $d_2=32$  мм;
- номинальный натяг  $N=6\pm 1$  мкм.

Таблица 2.2.1  
Протокол испытаний

$F_{3M}, Н$	$F_{BM}, Н$	$F_{3K}, Н$	$F_{BH}, Н$	$F_0, Н$

#### **2.4. Определение несущей способности соединений с гарантированным натягом по критерию прочности сцепления.**

Цель работы: экспериментальное определение крутящего момента, передаваемого соединением, сравнение полученных результатов с расчетными значениями.

### *Последовательность выполнения работы*

Данную работу рекомендуется проводить совместно с лабораторной работой № 1. В этом случае после сборки соединения необходимо выполнить следующие действия:

1. Демонтировать обойму с правой опорной плиты и установить запрессованное соединение в зажимное устройство 9. Для этого необходимо ослабить винты 10, установить соединение и затянуть винты 10.
2. Положить динамометрический ключ на стол и нажать в программе кнопку «Балансировать датчики». Надеть на вал динамометрический ключ -рисунок 2.3.1.

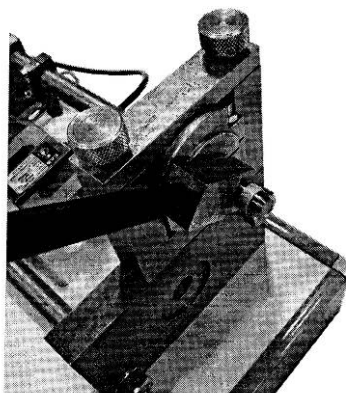


Рис. 2.3.1. Подготовка к испытанию на относительный проворот

3. Нажать в программе кнопку «Измерить», после чего начать плавное нагружение соединения динамометрическим ключом. После проворота вала во втулке на угол  $10-30^\circ$  следует нажать кнопку «Завершить». Значение наибольшего крутящего момента будет отражено в программе.
4. Записать значение измеренного момента  $T_{\text{изм}}$  в таблицу 2.3.1.
5. Провести разборку соединения в соответствии с лабораторной работой №1.

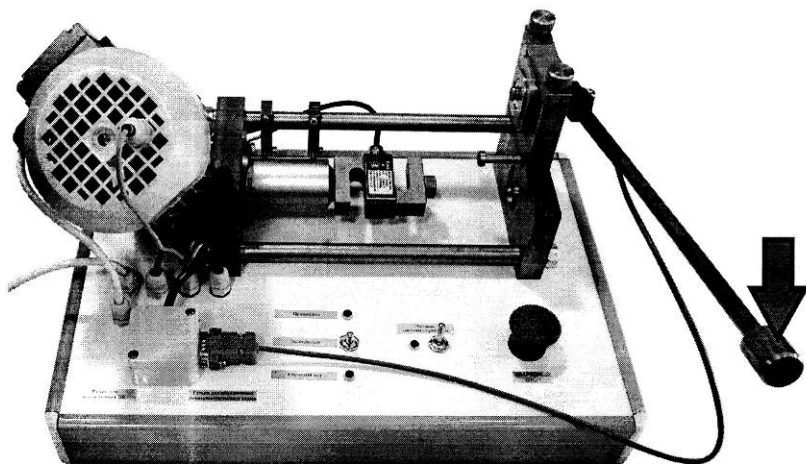


Рис. 2.3.2. Испытание на относительный проворот

6. Рассчитать теоретическое значение момента  $T_T$  по формуле (2) и по формуле (3) -  $T_{TЭ}$ , подставив в качестве осевого усилия  $F_0$  значение  $F_{ЗК}$ . Сравнить полученное значение с экспериментально измеренными, сделать выводы.

Данные для расчета:

- длина соединения  $L=22$  мм;
- посадочный диаметр  $d=12$  мм;
- внутренний диаметр вала  $d_1=0$  мм;
- эквивалентный наружный диаметр втулки с учетом жесткости обоймы  $d_2=32$  мм;
- номинальный натяг  $N=6\pm 1$  мкм.

Таблица 2.3.1  
Протокол испытаний

$T_{изм}, Н\cdot м$	$T_T, Н\cdot м$	$T_{TЭ}, Н\cdot м$

## **2.4. Определение коэффициента трения деталей, входящих в соединения с натягом.**

Цель работы: экспериментальное определение крутящего момента, передаваемого соединением, сравнение полученных результатов с расчетными значениями.

### *Последовательность выполнения работы*

Данную работу следует проводить по результатам лабораторной работы №1 или №2.

1. Из формул (1) или (2) выразить и рассчитать значение контактного давления  $p$ .
2. Из формулы (4) выразить и рассчитать значение коэффициента трения  $f$ .
3. Сравнить полученные значения с известными литературными данными, сделать выводы.

Данные для расчета:

- длина соединения  $L=22$  мм;
- посадочный диаметр  $d=12$  мм;
- внутренний диаметр вала  $d_1=0$  мм;
- эквивалентный наружный диаметр втулки с учетом жесткости обоймы  $d_2=32$  мм;
- номинальный натяг  $N=6\pm 1$  мкм.

## **№ 7. Расшифровка геометрических параметров зубчатых передач и исследование влияния режимов работы привода на КПД зубчатого редуктора**

**Цель работы** - изучение конструкции редукторов, особенностей их сборки и разборки, системы смазывания, определение основных параметров зубчатых передач; экспериментальное определение КПД редуктора в зависимости от режимов работы привода.

### **Общие сведения о редукторах. Кинематические схемы редукторов.**

Зубчатые редукторы - механизмы с зубчатыми передачами, выполняемые в виде отдельных агрегатов. Редукторы служат для понижения частоты вращения и повышения вращающего момента от входного к выходному валу. В современных редукторах применяют, как правило, косозубые цилиндрические и конические с круговыми зубьями передачи, обладающие большой несущей способностью и плавностью работы по сравнению с прямозубыми передачами. Редукторы выполняют одно-, двух- и трехступенчатыми (рис. 1).

Для получения выигрыша в массе и габаритах передачи нерационально использовать большие передаточные числа  $u$  в одной ступени. Практикой выработаны следующие рекомендации для редукторов: одноступенчатых цилиндрических  $u=1,8...6,3$  (до 8) (рис. 1а); конических  $u$  до 4 (рис. 1б); цилиндрических двухступенчатых  $u=6,3...40$  (до 50) (рис. 1в).

Одноступенчатые редукторы целесообразно применять, например, в тех случаях, когда зубчатое колесо закреплено непосредственно на вращающейся части агрегата (механизмы поворота).

При больших передаточных числах  $u = 31,5...180$  применяют трехступенчатые редукторы (рис. 1д). Однако имеется тенденция замены их более компактными планетарными и волновыми редукторами.

При необходимости обеспечения взаимной перпендикулярности входного и выходного валов применяют конические и коническо-цилиндрические (рис. 1г) редукторы.

Общее передаточное число двух- и многоступенчатых редукторов распределяют между ступенями. Масса и габариты редукторов в

значительной степени зависят от того, как распределено общее передаточное число между ступенями. Лучшие показатели имеют редукторы, у которых размеры диаметров колес всех ступеней близки между собой. В этом случае также выполняется и условие смазывания погружением колес в общую масляную ванну.

Так как быстроходная ступень нагружена меньше, чем тихоходная, то для получения диаметров колес, размеры которых близки между собой, передаточное число первой (быстроходной) ступени рекомендуют брать больше, чем второй, при одновременном увеличении коэффициента ширины колес от быстроходной к тихоходной ступени.

Рекомендации по распределению передаточных чисел исходя из условия получения минимальной массы зубчатых колес при одинаковых или близких допускаемых напряжениях во всех ступенях передачи более подробно рассмотрены, например, в [8, с. 10...13].

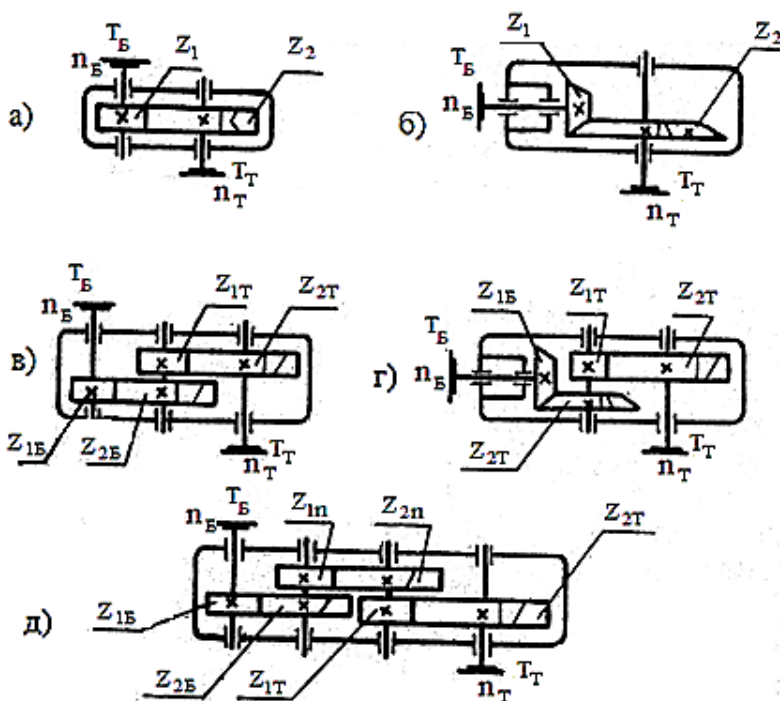


Рис.1

# КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

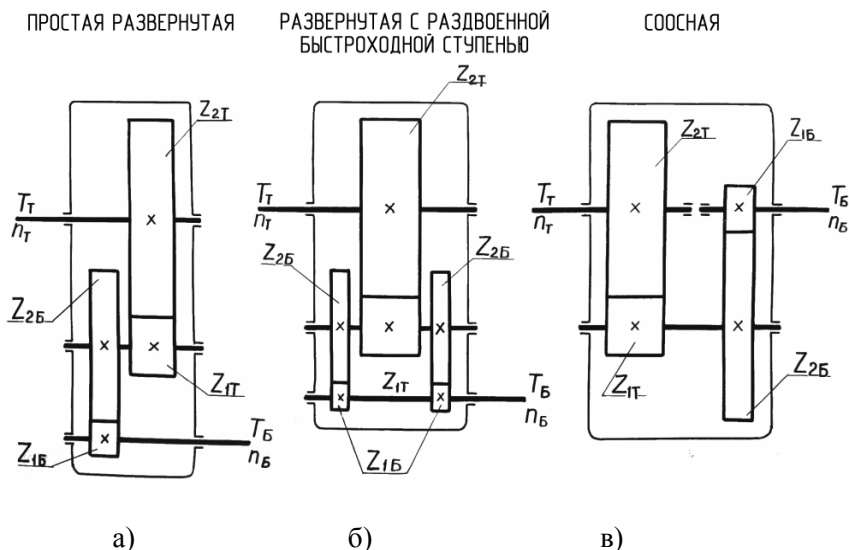


Рис.2

Двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор может быть выполнен по развернутой (рис. 2а,б) или соосной схеме (рис. 2в). Простая развернутая схема (рис. 2а) встречается чаще. Однако несимметричное расположение колес на валах приводит к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба. Для таких редукторов требуется применять жесткие валы. Редукторы, выполненные по развернутой схеме, применяют, например, в механизмах подъема кранов.

В целях улучшения работы наиболее нагруженной тихоходной ступени используют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 2б). В этом случае деформации валов не вызывают какой-либо существенной концентрации нагрузки по длине зубьев вследствие симметричного расположения колес относительно опор. Такие редукторы применяются значительно реже, как правило, в тяжело нагруженных передачах (например, в турбозубчатых агрегатах).



Редукторы, выполненные по соосной схеме (рис. 2в), отличаются тем, что геометрические оси входного и выходного валов совпадают. Эти редукторы более удобны с точки зрения общей компоновки привода, например в трансмиссиях. Они имеют уменьшенный габарит по длине, зубчатые колеса на входном и выходном валах расположены симметрично, однако расположение опор соосных валов внутри корпуса приводит к увеличению длины промежуточного вала, а следовательно, и его прогиба.

Выбор принципиальной схемы редуктора определяется эксплуатационными требованиями и условиями компоновки.

На рис. 3 представлен внешний вид редуктора и указаны габаритные размеры (три наибольших размера редуктора): длина  $l$ , ширина  $B$  и высота  $H$ .

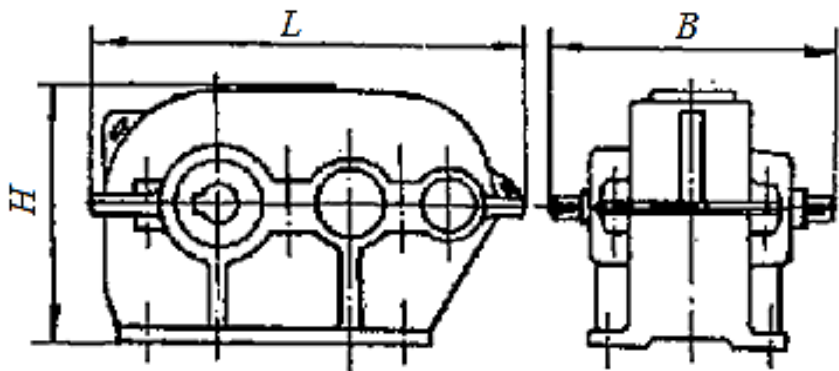


Рис.3

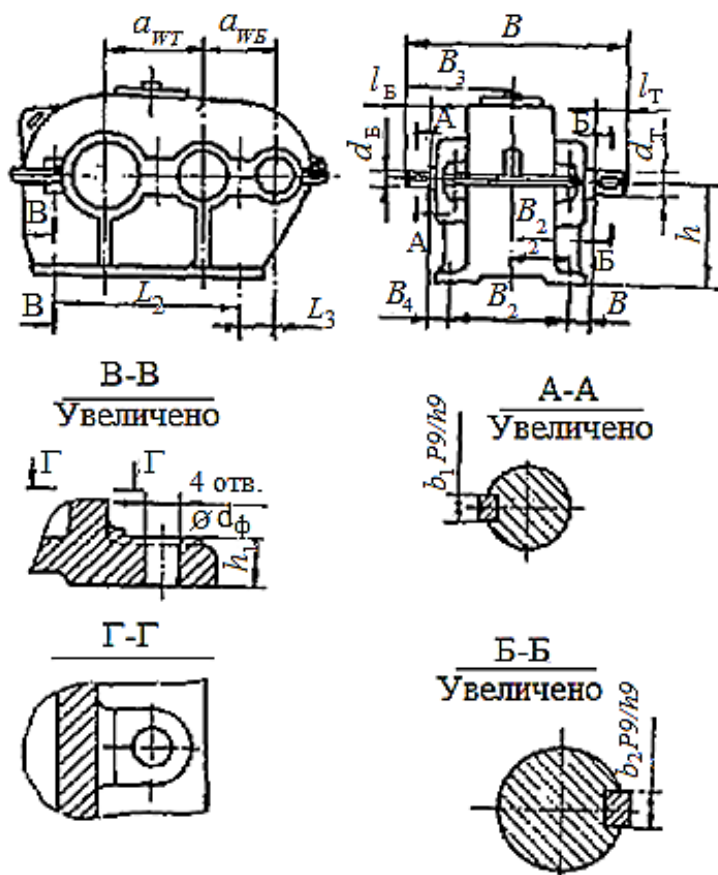


Рис.4

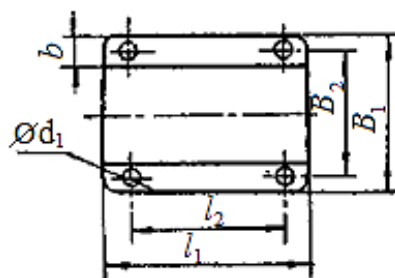


Рис.5

На рис.4,5 указаны присоединительные размеры к которым относят:

- а) диаметры и длины выходных концов быстроходного и тихоходного валов и размеры, определяющие их взаимное расположение, а также размеры относительно опорной поверхности (см. рис.4);
- б) размеры отверстий под винты (болты) для крепления редуктора к основанию и размеры, определяющие расположение этих отверстий (см. рис.4) относительно входного и выходного валов редуктора;
- в) размеры опорной поверхности редуктора (на рис.5 показан опорный фланец редуктора).

### **Конструкция корпусов редукторов.**

Корпус редуктора определяет взаимное расположение деталей передач, воспринимает возникающие силы, служит для защиты деталей от загрязнения и обеспечения смазывания. Основные требования к конструкции корпуса - прочность и жесткость.

Корпус редуктора - обычно литой чугунный (реже сварной стальной или литой из легких сплавов). Для увеличения жесткости корпуса в местах расположения подшипников предусматривают бобышки (т.е. массивные приливы) и ребра. Как правило, корпус имеет горизонтальный разъем по плоскости, в котором находятся оси всех валов (см. рис. 6), это обеспечивает удобную сборку, если каждый вал заранее собран со всеми находящимися на нем деталями.

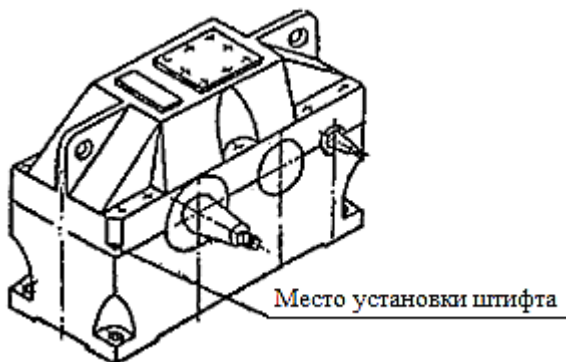


Рис.6

Встречаются конструкции редукторов с неразъемными корпусами, в этом случае сборку деталей осуществляют через большие отверстия, закрываемые крышками (рис. 7)

Форма литого корпуса редуктора может быть различной:

- 1) современная - корпус снаружи имеет гладкие поверхности. Приливы, ребра, фланцы находятся внутри;

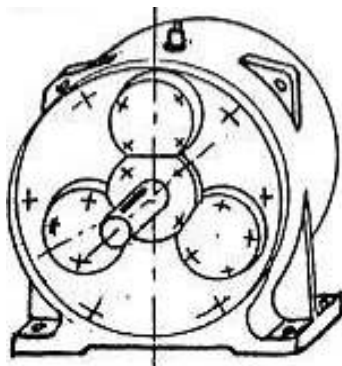


Рис. 7

- 2) традиционная - приливы, ребра, фланцы выполнены снаружи (см. рис. 3).

Современная конструкция корпуса имеет следующие преимущества по сравнению с традиционными конструкциями:

увеличивается объем масла, что повышает стабильность его свойств во времени, снижает пики температур при кратковременных перегрузках редуктора;

исключаются фланцы - причина отклонения от плоскостности поверхностей разъема и течи масла по разъему;

жесткость и виброакустические свойства корпуса повышаются;

прочность лап для фундаментальных болтов, расположенных в выемках корпуса, увеличивается;

наружная очистка упрощается;

деформация бобышек, направленная в сторону прогиба вала, уменьшает перекос колец подшипника.

### Детали и узлы редукторов

Нижнюю часть корпуса (основание) соединяют с верхней (крышкой) болтами, поставленными с зазором (рис. 8, для редуктора по схеме рис. 4), либо винтами (рис. 9), реже шпильками. Фиксацию правильного взаимного расположения частей корпуса осуществляют двумя коническими штифтами (рис. 10). Иногда устанавливают ци-

цилиндрические штифты, но это дает менее точную фиксацию. Конические штифты, предназначенные для установки в глухие отверстия, должны иметь резьбовую цапфу (рис. 11) либо внутреннюю резьбу (рис. 12), используемую для извлечения штифта при разборке.

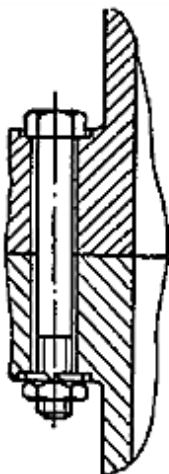


Рис.8

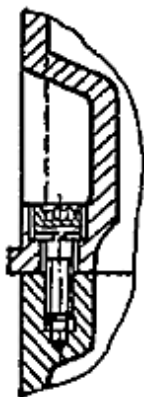


Рис.9



Рис.10

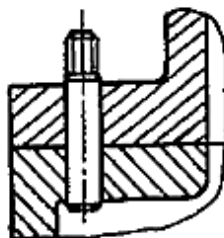


Рис.11

В плоскости стыка не допускается устанавливать уплотняющие прокладки, так как деформация этих прокладок при затяжке болтов не обеспечивает точности размеров отверстий под подшипники. Болты, стягивающие бобышки для гнезд подшипников, следует располагать возможно ближе к подшипникам. Для устранения течи масла из редуктора через стык корпуса и крышки перед окончательной сборкой плоскости разъема покрывают специальной пастой. Чтобы при разборке облегчить отделение склеившихся корпусных деталей, предусматривают отверстия под отжимные винты. Винты ввинчивают в одну часть корпуса и упирают в другую (рис. 13).



Рис.12

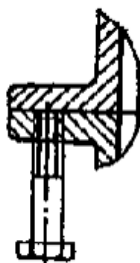


Рис.13

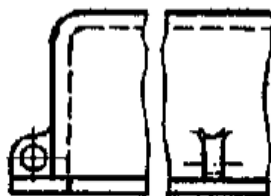


Рис.14

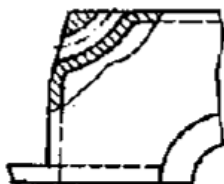


Рис.15

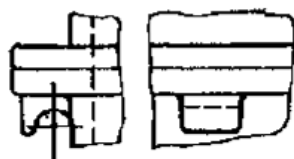


Рис.16

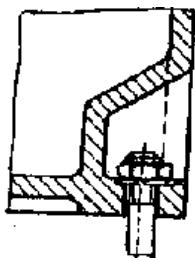


Рис.17

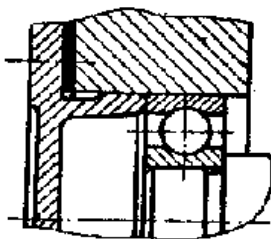


Рис.18

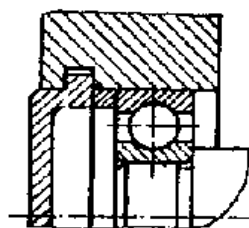


Рис.19

Для подъема и транспортировки корпусных деталей и собранного редуктора на корпусе предусматривают проушины (рис. 14), пазы (рис. 15), крюки (рис. 16) или грузовые винты (рым - болты).

Крепление редуктора к плите или раме осуществляют винтами или шпильками с гайками. Винты размещают на приливах (см. рис. 4) или в нишах (рис. 6, 17) редуктора.

В качестве опор валов редукторов чаще всего используют подшипники качения. Крышки, закрывающие подшипники, бывают привертные и закладные. Привертные крышки (рис. 18) удобнее в эксплуатации, так как обеспечивают доступ к отдельным подшипникам для их осмотра без разборки редуктора. Закладные крышки (рис. 19) упрощают конструкцию и снижают массу редуктора, более эстетичны, однако их можно применять лишь при наличии разъема корпуса.

Шестерни, как правило, выполняют заодно с валом, а колеса насаживают на шпоночный участок вала с натягом. Возможна посадка зубчатых колес на гладкие валы с большим натягом, а также на шлицевые валы. Сборку зубчатых колес с валами проводят под прессом или с использованием температурного деформирования.

### **Система смазывания**

В редукторах для смазывания, а также для защиты от коррозии, охлаждения, очистки передач применяют циркуляционную систему или смазывание погружением колес в масляную ванну. Циркуляционная система смазывания наиболее совершенна. Масло, охлажденное и профильтрованное, непрерывно подводится к трущимся поверхностям. Обычно этот вид смазывания применяют при окружных скоростях зубчатых колес свыше 12,5 м/с или при большом тепловыделении. При невысоких окружных скоростях зубчатых колес (до 12,5 м/с) чаще применяют смазывание погружением колес в масляную ванну, ее достоинства - простота и большая надежность. Масло заливают в корпус редуктора так, чтобы колеса были в него погружены. Для уменьшения потерь на перемешивание и разбрызгивание масла, быстроходные колеса желательно погружать в масло на меньшую глубину, чем тихоходные (рис. 20). Обычно рекомендуют погружать быстроходные колеса не более чем на двойную высоту зуба, а тихоходные - не более чем на одну треть радиуса колеса.

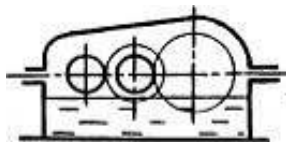


Рис.20

При вращении колес масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние поверхности корпуса, откуда стекает в его нижнюю часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, масло покрывает поверхность всех расположенных внутри корпуса деталей, при этом обеспечивается и смазывание подшипников качения.

С течением времени свойства масла ухудшаются, его сливают, корпус промывают и заливают свежее масло. В корпусе предусматривают люк для заливки, а в нижней части - резьбовое отверстие, закрытое пробкой с цилиндрической (рис. 21) или конической резьбой (рис.22). Цилиндрическая резьба не обеспечивает плотность соединения, поэтому под пробкой должна быть уплотнительная прокладка. При использовании конической резьбы дополнительное уплотнение не требуется.

Для контроля за уровнем масла в корпусе редуктора устанавливают маслоуказатель. Маслоуказатели бывают жезловые (рис. 23), в виде крана (рис. 24) и другие. Тип маслоуказателя выбирают в зависимости от удобства обслуживания редуктора.

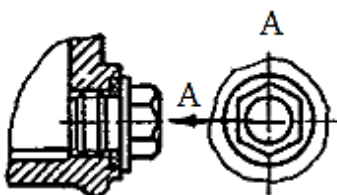


Рис.21

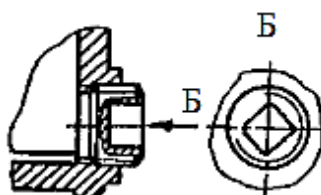


Рис.22

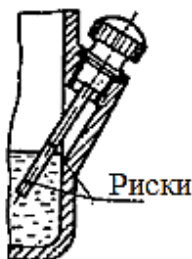


Рис.23

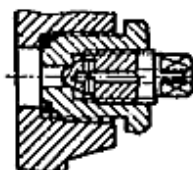


Рис.24

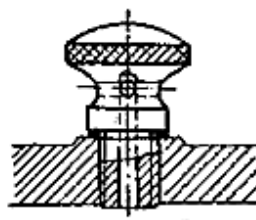


Рис.25



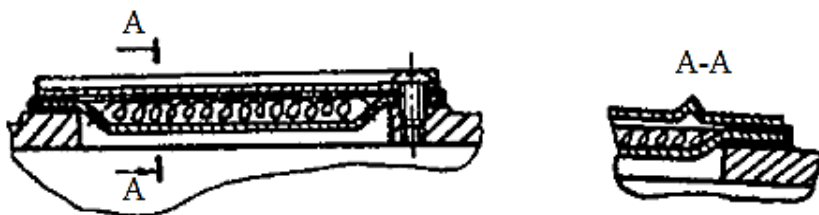


Рис.26

Во время работы редуктор нагревается, при этом возможно повышение давления воздуха внутри корпуса, что может привести к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы не происходило выброса масла, внутреннюю полость редуктора делают сообщаемой с внешней средой с помощью отдушин (рис. 25, 26).

### **Определение основных параметров зубчатых передач редуктора**

По указанию преподавателя студенты самостоятельно производят необходимые измерения и рассчитывают основные параметры редуктора.

Зубчатая передача характеризуется следующими основными параметрами:

$\alpha_w$  - межосевое расстояние, мм;

$b_1$  - ширина шестерни, мм;

$b_2$  - ширина колеса, мм;

$Z_1$  - число зубьев шестерни;

$Z_2$  - число зубьев колеса;

$m_n$  - модуль нормальный, мм;

$\beta$  - угол наклона зубьев косозубой передачи, град.

Используя основные параметры, получают передаточное число:

ступени

$$u = z_2 / z_1;$$

редуктора

где  $u_T$  и  $u_B$  - передаточные числа тихоходной и быстроходной ступеней;

коэффициент относительной ширины колес  $\psi_\alpha = b_2 / \alpha_w$   
 модуль торцовый  $m_t = 2 \cdot \alpha_w / (Z_1 + Z_2)$

модуль нормальный  $m_n = m_t \cdot \cos \beta$

Обычно в косозубых передачах угол наклона зубьев  $\beta = 8^\circ, 15^\circ$ ,  $\cos \beta \approx 0,99 \dots 0,97$ . За нормальный модуль в рассматриваемом зацеплении можно принимать модуль торцовый, округленный в меньшую сторону до ближайшего стандартного значения.

Нормальные модули зубчатых колес  $m_n$  (мм) по ГОСТ 9563-80\*:

1 ряд	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2 ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	

Угол наклона зубьев  $\beta = \arccos (m_n / m_t)$ .

### Порядок выполнения работы

1. По методическим указаниям и плакатам изучить кинематические схемы зубчатых редукторов.
2. Выполнить пп. 1, 2, 3 протокола лабораторного журнала. Изобразить кинематическую схему редуктора, указанного преподавателем. На схеме обозначить частоты вращения валов, числа зубьев колес, вращающие моменты, межосевые расстояния.
3. Разобрать редуктор, изучить конструкцию и систему смазывания. Выполнить эскизы основных узлов и деталей по пп. 4, 5, 6, 7, 8, 9 протокола.
4. Провести необходимые измерения и выполнить расчеты по п. 10 протокола.
5. Собрать редуктор.
6. Ответить на контрольные вопросы в бланке протокола.

### **Контрольные вопросы**

1. Что называют зубчатым редуктором?
2. Почему для зубчатой передачи рекомендуют применять жесткие валы?
3. Какие требования предъявляют к конструкции корпуса редуктора?
4. Каково назначение смазочного материала в редукторе?
5. Почему разъем редуктора не уплотняют упругими прокладками?
6. С какой целью шестерню делают шире колеса?

### **№8. Исследование конструкций волновых, планетарных редукторов и вариаторов**

**Цель работы** – знакомство с конструкциями волновых и планетарных передач, сравнительная оценка их нагрузочной способности; экспериментальное определение диапазона регулирования цепного, торового и многодискового вариаторов.

### **1. Принцип работы и кинематика передачи волновой зубчатой передачи (ВЗП)**

Передача (рис. 1) состоит из генератора волн 1, гибкого колеса 2 с внешними зубьями  $z_1$  и жесткого колеса 3 с внутренними зубьями  $z_2$ . Конструктивное исполнение гибких колес и генератора волн может быть различным [1]

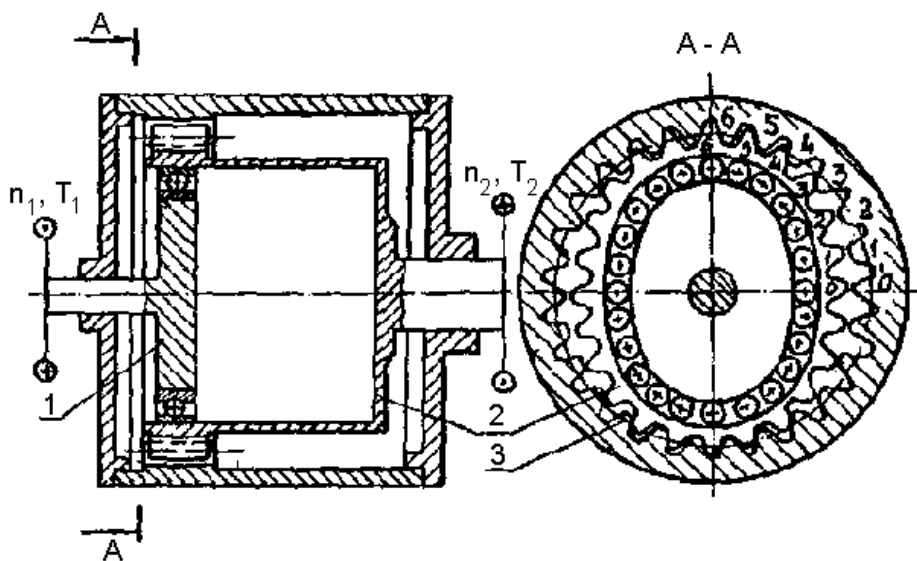


Рис.1

Круглое гибкое колесо надевают на генератор волн, придающий ему овальную форму, и вводят в зацепление с жестким зубчатым

колесом. На рис. 2 показаны делительные окружности гибкого, колеса  $d_1$  (до деформации) и жесткого колеса  $d_2$  и упругая линия гибкого колеса  $W(\varphi)$  после деформации. По большой оси овала  $AB$  (деформация  $W_{\max}$ ) зубья гибкого колеса полностью погружаются во впадины жесткого, по малой (деформация  $W_{\min}$ ) вершины зубьев колес стоят один против другого, не зацепляясь. Общее число контактирующих пар зубьев доходит до 40% от числа зубьев гибкого колеса (рис. 1).

При вращении генератора по гибкому колесу бежит волна деформации с частотой вращения генератора (рис. 2). За четверть оборота генератора для двухволновой передачи зуб гибкого колеса, находившийся в вершине волны и полностью погруженный во впадину жесткого колеса (рис. 1, положение 6), окажется в минимуме волны деформации и выйдет из зацепления с жестким колесом, заняв положение 0 - "зуб против зуба".

За четверть оборота генератора гибкое колесо повернулось относительно жесткого только на половину окружного делительного шага  $P/2$ . При полном обороте генератора этот поворот будет равен  $2P$ , что соответствует разности чисел зубьев жесткого и гибкого колес  $(Z_2 - Z_1)P$ . Полный оборот гибкого колеса произойдет через  $Z_1/(Z_2 - Z_1)$  оборотов генератора волн; направления вращения гибкого колеса и генератора противоположны.

Следовательно, передаточное отношение одноступенчатого волнового зубчатого редуктора при остановленном неподвижном жестком колесе

$$U = -Z_1 / (Z_2 - Z_1) \quad (1)$$

---

\*) Двухволновой называется передача, у которой гибкое колесо деформировано овальным генератором волн так, что за один оборот генератора в гибком колесе дважды возникает деформация.

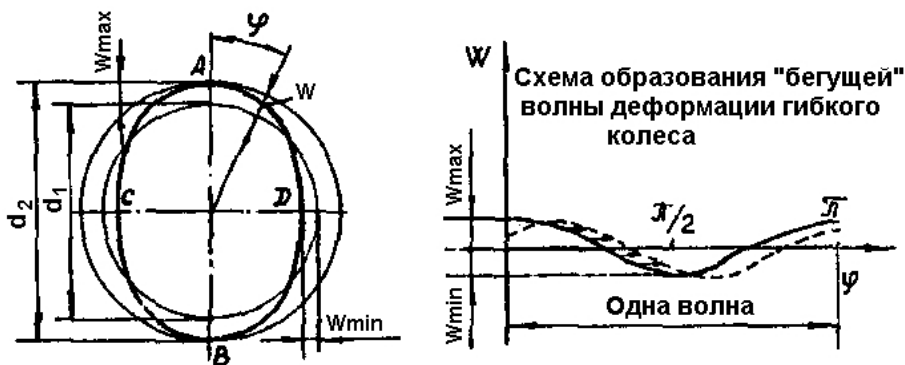


Рис.2

Умножим числитель и знаменатель правой части предыдущего выражения на модуль  $m$ . Тогда

$$U = -\frac{Z_1 \cdot m}{(Z_2 - Z_1) \cdot m} = -\frac{d_1}{d_2 - d_1} = -\frac{d_1}{2W_{\max}} \quad (2)$$

Таким образом, передаточное отношение волновой зубчатой передачи определяется отношением делительного диаметра гибкого колеса к его удвоенной радиальной деформации. Знак "минус" показывает, что вращение ведущего и ведомого элементов происходит в разные стороны.

С увеличением радиальной деформации при одном и том же диаметре гибкого колеса  $d_1$  - растут напряжения изгиба в колесе, и понижается его усталостная прочность. Поэтому нижний предел передаточных отношений ВЗП составляет 60...80, что соответствует  $W_{\max} = 1/100d_1$ . Верхний предел передаточных отношений при заданном диаметре гибкого колеса ограничен

возможностью нарезания зубьев мелкого модуля  $m \geq 0,15$  мм и обычно составляет не более 300 в одной ступени (паре зубчатых колес).

Основные достоинства ВЗП - высокая нагрузочная способность и кинематическая точность за счет большого числа пар зубьев в одновременном зацеплении и большое передаточное отношение в одной ступени.

Допускаемый вращающий момент ВЗП зависит от передаточного отношения:

при  $U < 100$  - он лимитирован усталостной прочностью гибкого колеса, при  $U \geq 100$  - долговечностью подшипников генератора волн. Расчет ВЗП можно найти в [2].

Многопарность зацепления определяет высокую перегрузочную способность ВЗП. Кратковременно можно допускать трех-, пятикратные перегрузки. При увеличении вращающего момента сверх номинального происходит искажение формы гибкого колеса и падение КПД передачи, так как растут потери в генераторе волн. Искажение формы гибкого колеса тем меньше, чем больше площадь его опирания на генератор волн

### **Конструкция гибких колес и генераторов волн**

Основные типы и соотношения размеров гибких колес и генераторов волн даны в атласе [1].

Для передач, в которых люфт не допустим, применяют гибкие колеса с дном или фланцем. Чтобы уменьшить напряжения в гибком колесе при деформации, толщину диафрагмы, соединяющей оболочку с жестким дном или фланцем, берут такой же, как толщина гладкой части оболочки; длина оболочки в этом случае  $L = (0,5 \dots 0,8)d_1$ . При необходимости сокращения осевых габаритов применяют шлицевое соединение гибкого колеса с тихоходным валом. В этом случае  $L = (0,3 \dots 0,8)d_1$ . Шлицы, как правило, выполняют тем же инструментом, что и основной зубчатый венец - это упрощает технологию изготовления. В предельном случае гибкое колесо может быть выполнено в виде кольца с шириной, равной ширине зубчатого венца, и торцевыми шлицами.

Гибкие колеса изготавливают из холоднотянутых труб или поковок. После термообработки заготовки (улучшение, твердость 32...35

HRC) растачивают внутренний диаметр под генератор волн. По этому диаметру заготовку гибкого колеса надевают на массивную оправку, обеспечивающую жесткость тонкостенной конструкции при обработке наружной поверхности и нарезании зубьев.

**Кулачковый генератор волн.** Состоит из овального кулачка, выполненного по рассчитанной форме деформации гибкого колеса  $W(\varphi)$  и специального гибкого подшипника [2] с тонкими кольцами, чтобы обеспечить возможность его деформирования.

Наружное кольцо подшипника деформируется периодически и работает на знакопеременный изгиб; внутреннее - деформируется однократно при запрессовке подшипника на кулачок.

ВЗП с таким генератором имеет наименьшее число деталей, обладает наибольшей нагрузочной способностью, так как размеры подшипника максимально возможные и гибкое колесо оперт на генератор по всему периметру.

**Дисковый генератор волн.** Состоит из эксцентрикового вала и двух дисков. Каждый диск расположен на двух подшипниках. Размеры дисков и эксцентриситета  $e$  обеспечивают расчетную форму деформации гибкого колеса  $W(\varphi)$ , опирающегося на генератор по дуге в  $60...80^\circ$  в каждой волне деформации. В силовых передачах между гибким колесом и роликами ставят твердое ( $HRC > 40$ ) подкладное кольцо, чтобы избежать «раскатки».

Дисковый генератор содержит много деталей, но их можно готовить на токарном станке. Он малоинерционен, так как диски вращаются с малой частотой. Обладает сравнительно высокой нагрузочной способностью.

**Четырехроликовый генератор волн.** Состоит из валика и закрепленных в нем на осях четырех роликов. Каждый ролик сидит на двух подшипниках.

Установка пары роликов под углом  $2\beta = 60^\circ$  обеспечивает расчетную двухволновую форму деформации гибкого колеса  $W(\varphi)$ . Четырехроликовый генератор наиболее прост в изготовлении, но передача с таким генератором обладает малой нагрузочной способностью, так как гибкое колесо опирается на генератор только в четырех точках.



Размеры подшипников в роликах ограничены, а частота вращения выше частоты вращения быстроходного вала.

## **2. Планетарные передачи**

Планетарным называется механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из колес подвижна.

*Планетарные передачи по сравнению с обычными* имеют преимущества: меньшие габариты и массу, так как вращающий момент передается по нескольким потокам (сателлитам). В некоторых схемах можно получить большие передаточные отношения при малом количестве колес. Нужно помнить, что с увеличением передаточного числа в одной передаче КПД падает.

К недостаткам передач можно отнести: требование повышенной точности изготовления, большое количество подшипников качения, необходим долбяк для нарезания колес с внутренними зубьями (долбяк меняет параметры при переточках).

Простая планетарная передача (рис.3) включает: "а" ( $z_a$ ), "b" ( $z_b$ ) - центральные колеса с внешними и внутренними зубьями, "g" ( $z_g$ ) - сателлиты с внешними зубьями, которые зацепляются одновременно с "а" и "b" ( $z$  - числа зубьев колес,  $n_w$  - число сателлитов, здесь  $n_w = 3$ ), "h" - водило, на котором расположены оси сателлитов (здесь водило соединено с тихоходным валом).

Принцип работы: при закреплённом колесе "b" ( $\omega_b = 0$ ) вращение колеса "а" ( $\omega_a$ ) вызывает вращение сателлита "g" относительно собственной оси со скоростью  $\omega_g$ . Качение сателлита по "b" перемещает его ось и вращает водило со скоростью  $\omega_h$ .

Сателлит совершает вращение относительно водила со скоростью  $\omega_g^h = \omega_g - \omega_h$  и вместе с водилом (переносное движение). Его движения напоминают движения планет, поэтому передача называется планетарной.

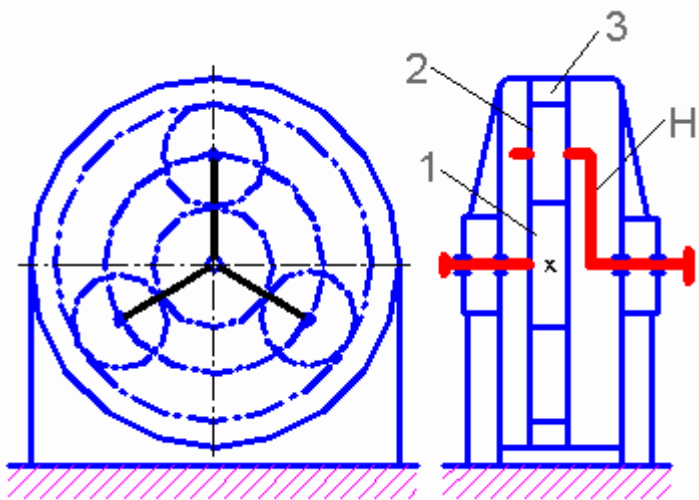


Рис. 3

**Основными звеньями** планетарной передачи называют такие, которые воспринимают внешние моменты. На рис. 3 основные звенья – "a", "b", "h", т.е. два центральных колеса (2К) и водило (h). Сокращенно обозначают 2К-h. Внешние моменты  $T_a$  - на ведущем валу,  $T_h$  - на ведомом (тихоходном) валу,  $T_b$  - на колесе  $z_b$  (на корпусе).

Любое основное звено планетарной передачи может быть остановлено.

**Дифференциальной** называют передачу, в которой все основные звенья подвижны. При этом можно суммировать движение двух звеньев на одном или раскладывать движение одного звена на 2 остальных.

### Наиболее распространенные схемы передач.

Наиболее распространенные схемы приведены ниже. Они обладают или высоким КПД или большими передаточными отношениями в одной передаче.

**Схема 1** (рис. 3) - одноступенчатая передача (2К-h - два центральных колеса и водило), наиболее распространена, так как имеет высокий КПД и технологичную конструкцию. Наибольшее передаточное

точное отношение одной ступени  $u_{ah}^b = 9...12$  для  $z_a=12...24$  (см. условие соседства). Для передаточных отношений  $u \geq 16$  соединяют последовательно две или больше передач. Тогда общее передаточное отношение редуктора равно произведению последовательно соединенных

$$u_p = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (3)$$

где  $u_p$  - передаточное отношение редуктора. После распределения передаточного отношения между ступенями каждую ступень рассчитывают отдельно.

**Схема 2** (2К-н, рис. 4). Имеет высокий КПД, сравнимый со схемой 1, но более сложна по конструкции водила. Оптимальные передаточные отношения  $u = 9...17$ . При этом масса редуктора меньше двухступенчатого по схеме 1.

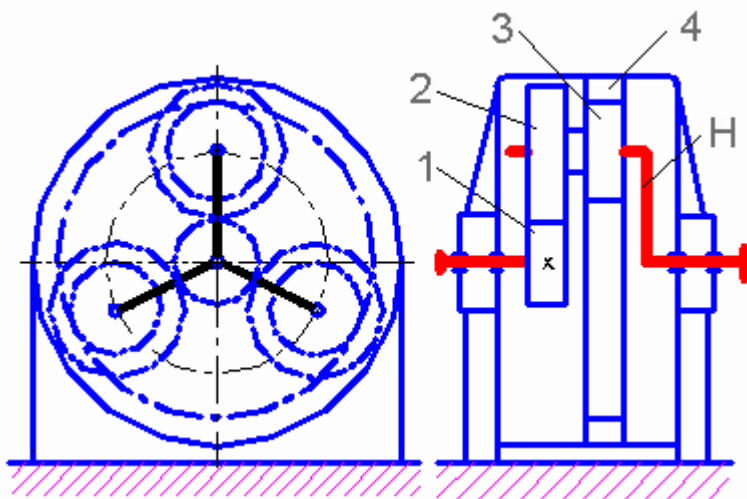


Рис.4

**Схема 3** (3К – рис.5) - основные звенья - три центральных колеса (а, b, е). Водило (h) служит только для поддержания осей сателлитов. КПД этой передачи несколько ниже, чем у многоступенчатой по схеме 1 при одинаковых  $u = 30...100$ , но зато она имеет меньшее количество зубчатых колес и подшипников сателлитов.

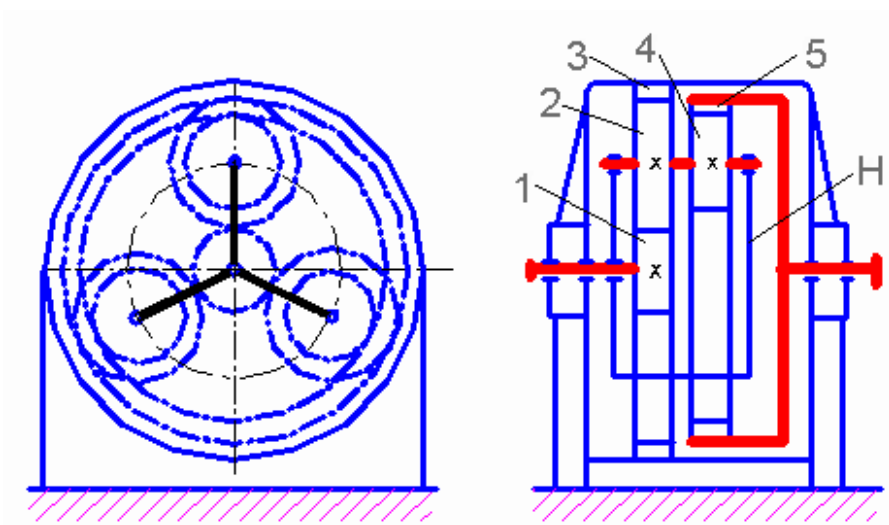


Рис.5

### 3. Вариаторы

Вариаторы обеспечивают бесступенчатое в некотором диапазоне изменение частоты вращения ведомого вала.

Кинематические схемы некоторых типов вариаторов представлены на рис. 7.

Передаточное отношение вариатора при фиксированном положении тел качения

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1(1 - \xi)} \quad (4)$$

где  $\omega_1, \omega_2$  - угловые скорости ведущего и ведомого валов;  $n_1, n_2$  - соответственно, частоты вращения;  $R_1, R_2$  - радиусы контакта ведущего и ведомого рабочего элемента;  $\xi$  - коэффициент скольжения  $\xi = (0,005 \dots 0,05)$ .

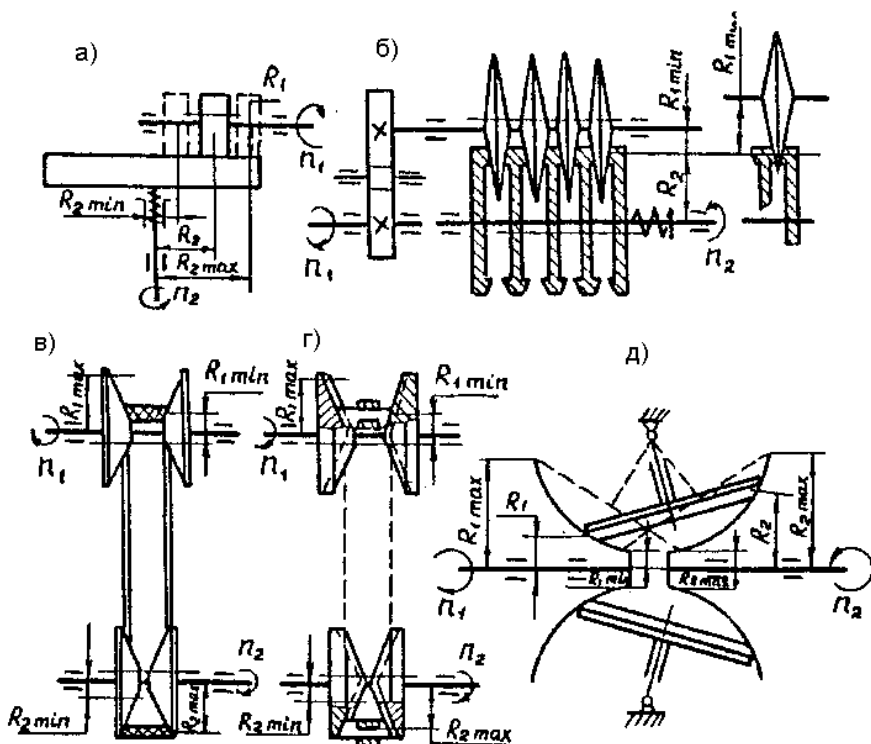


Рис. 7. Кинематические схемы вариаторов: а – лобового; б – много-  
дискового; в, г – с раздвижными конусными шкивами и промежуточ-  
ным рабочим телом; д – торового.

В зависимости от положения рабочих элементов различают наибольшие и наименьшие передаточные отношения вариатора:

$$U_{\max} = \frac{n_1}{n_{2 \min}} = \frac{R_{2 \max}}{R_{1 \min} (1 - \xi)};$$

$$U_{\min} = \frac{n_1}{n_{2 \max}} = \frac{R_{2 \min}}{R_{2 \max} (1 - \xi)}.$$

Важнейшей кинематической характеристикой вариатора является диапазон регулирования вариатора:

$$D = \frac{n_{2 \max}}{n_{2 \min}}, \quad (6)$$

где  $n_{2 \max}$ ,  $n_{2 \min}$  -максимальная в минимальная частота вращения ведомого вала.

Диапазон регулирования можно определить также с помощью передаточных отношений или радиусов  $R_1$ ,  $R_2$  контакта рабочих элементов.

В вариаторах (рис. 7а и 7б) радиус контакта одного из рабочих элементов остается постоянным, в этом случае для схемы 7а

$$D = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{R_{2 \max}}{R_{2 \min}} \quad (7)$$

для схемы 7б

$$D = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{R_{1 \max}}{R_{1 \min}} \quad (8)$$

В вариаторах (рис. 7в, г, д) при регулировании скорости изменяются радиусы контакта обоих рабочих тел, поэтому

$$D = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{R_{1 \max} \cdot R_{2 \max}}{R_{1 \min} \cdot R_{2 \min}} \quad (9)$$

В этих вариаторах ведущие и ведомые рабочие тела выполняют обычно идентичными ( $R_1=R_2=R$ ) и поэтому

$$D = \frac{R_{\max}^2}{R_{\min}^2} \quad (10)$$

Диапазон регулирования вариаторов с непосредственным контактом рабочих тел (рис. 7,б) обычно равен 2,5...3 (редко 4). В varia-

торах с промежуточным звеном (рис. 7в, г, д) диапазон регулирования 4... 8 и более.

### **Конструкция учебных образцов вариаторов**

**Вариатор с широким клиновым ремнем.** Вариатор выполнен в отдельном корпусе.

Регулирование частоты вращения достигается раздвижением и сближением конусных шкивов. Один шкив на валу жестко закреплен, а второй может перемещаться в осевом направлении. Шкив на ведущем валу поджимается пружиной в осевом направлении. Шкив на ведомом валу перемещается принудительно через винтовую пару и систему рычагов.

**Цепной вариатор.** Цепной вариатор имеет желобчатые конусы (звездочки) и цепь с выдвижными пластинами. Вращающий момент вариаторы этого типа передают зацеплением пластин цепей с зубьями звездочек. Пластины смонтированы в специальной обойме цепи и легко перемещаются в поперечном направлении. Звездочки посажены на каждом валу так, что против выступа одной звездочки находится впадина другой. При работе вариатора часть пластин пакета выталкивается зубом и входят во впадины противоположной звездочки.

Частоту вращения выходного (ведомого) вала осуществляют винтовой передачей, состоящей из винта и размещенных на нем двух гаек с правой и левой резьбой. При вращении винта гайки сближаются или удаляются одна от другой. Эти гайки связаны с рычагами. При вращении винта одни концы рычагов сближают звездочки, а противоположные - раздвигают.

**Торовый вариатор.** Основные детали вариатора - два соосно расположенные вала, на которых закреплены чашки, представляющие собой часть поверхности кругового тора, и два ролика. Чашки выполняют из стали, рабочую поверхность их закаливают и шлифуют. Рабочую часть роликов изготавливают из текстолита или стали. Оси роликов закреплены на плавающей раме, предназначенной для выравнивания нагрузок на ролик.

Частоту вращения выходного вала регулируют маховиком, на оси которого имеется зубчатое колесо, сцепленное с рейкой. Послед-

няя прикреплена к ползуну, который может перемещаться по направляющей планке. С ползуном связаны рычаги, закрепленные на осях роликов.

При работе вариатора в зависимости от передаваемого момента сила сжатия чашек и роликов устанавливается автоматически. Это достигается тем, что внутри обоих валов в специальные гнезда (канавки переменной глубины) заложены шарики. При увеличении момента шарики перемещаются в более мелкую часть канавки, при этом возрастает осевая сила, действующая на радиусе расположения шариков, которая увеличивает прижатие чашек к роликам.

### **Экспериментальное определение диапазона регулирования**

Диапазон регулирования вариаторов вычисляют по формуле (6).

В учебных образцах вариаторов с ручным приводом значения  $n_{2\min}$  и  $n_{2\max}$  определяют следующим образом. При одном из крайних положений рабочих тел ведущий вал поворачивают на один оборот (или, например, на десять оборотов) и подсчитывают, сколько оборотов при этом сделает ведомый вал. Затем рабочие тела вариатора переводят в другое крайнее положение и снова определяют число оборотов ведомого вала за один (или десять) оборот ведущего. Одно из определенных таким образом значений будет минимальным, другое - максимальным.

### **Контрольные вопросы**

1. Основные достоинства ВЗП?
2. От чего зависит нижний и верхний пределы передаточного отношения ВЗП?
3. Какие бывают конструкции генераторов волн?
4. Какие механизмы называют планетарными? Какие преимущества и недостатки они имеют?
5. Какие звенья называют передачи основными?
6. Для какой цели предназначены вариаторы?
7. Что такое диапазон регулирования вариатора?



## **№9. Экспериментальное определение КПД и числа зубьев в зацеплении волнового зубчатого редуктора**

**Цель работы** – получение экспериментальной зависимости КПД и числа зубьев в зацеплении от передаваемого крутящего момента.

### **Конструкция исследуемого волнового редуктора**

Конструкция исследуемого волнового редуктора представлена на рис. 1. Редуктор снабжен четырехроликовым генератором волн 2, гибким колесом с дном 5, прикрепляемым к тихоходному валу 7, и жестким колесом 3, неподвижно установленным в корпусе 4. Корпус цилиндрической формы с отъемными лапами и съёмной крышкой 1.

Для установки редуктора на испытательном стенде в балансирном подвесе на крышке и на корпусе редуктора предусмотрены специальные шейки *а* и *б*. Особенностью конструкции является размещение подшипников 6 тихоходного вала внутри гибкого зубчатого колеса, что сокращает осевой габарит редуктора. Конец быстроходного вала - гладкий цилиндрический со шпонкой, тихоходного - с прямобочными шлицами.

Для экспериментального определения числа пар зубьев, находящихся в зацеплении, на жестком колесе выделен контрольный зуб в виде консольной балки, полученной в результате удаления по обеим сторонам от контрольного зуба одного-двух соседних зубьев (рис. 1).

Ввиду большого числа одновременно зацепляющихся зубьев удаление небольшой их части существенного влияния на работу передачи не оказывает. На контрольный зуб наклеены тензорезисторы  $R_1$ ,  $R_2$ , которые регистрируют деформацию зуба под действием сил в зацеплении. Резисторы включены в мостовую схему и подключены к осциллографу через усилитель.

### **Конструкция стенда и порядок проведения работы**

Стенд для определения КПД редуктора (рис. 2) состоит из приводного электродвигателя 1, испытуемого редуктора 2 и электромагнитного порошкового тормоза 3. Все агрегаты установлены

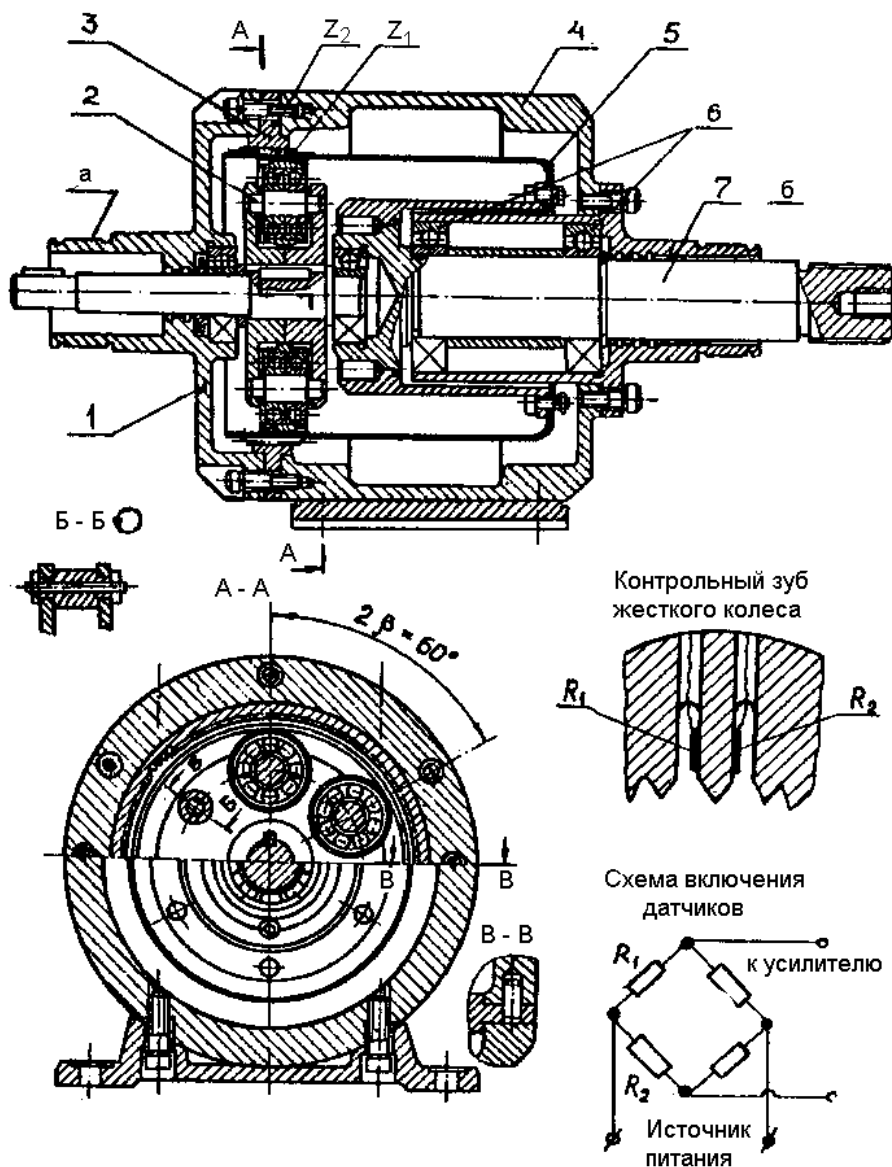


Рис.1

в балансирном подвесе на общей сварной плите и соединены между собой упругими муфтами 4. Балансирные устройства на статоре электродвигателя и на порошковом тормозе позволяют измерять реактивные вращающие моменты. Реактивный момент на статоре электродвигателя равен вращающему моменту на быстроходном валу испытуемого редуктора (на генераторе)  $T_1$  и измеряется динамометром № 1.

Реактивный момент на статоре тормоза равен вращающему моменту на выходном валу редуктора (на гибком колесе)  $T_2$  и измеряется динамометром №2. Измерения могут производиться по индикатору часового типа или электрической системой, включающей в себя тензорезисторы, усилитель и блок цифровой индикации. В обоих случаях для перевода показаний прибор в значение вращающего момента используют тарировочные коэффициенты, определяемые индивидуально для каждой лабораторной установки [3] .

КПД редуктора определяют по зависимости  $\eta = T_2 / (T_1 U)$  , где передаточное отношение и для испытуемого редуктора равно  $U=100$ .

Эксперимент по определению КПД производят для нескольких (4-6) ступеней нагрузки с тем, чтобы установить зависимость КПД от передаваемой нагрузки ( $0.25 T_2$  ;  $0.5 T_2$  , .... ,  $2T_2$  ).

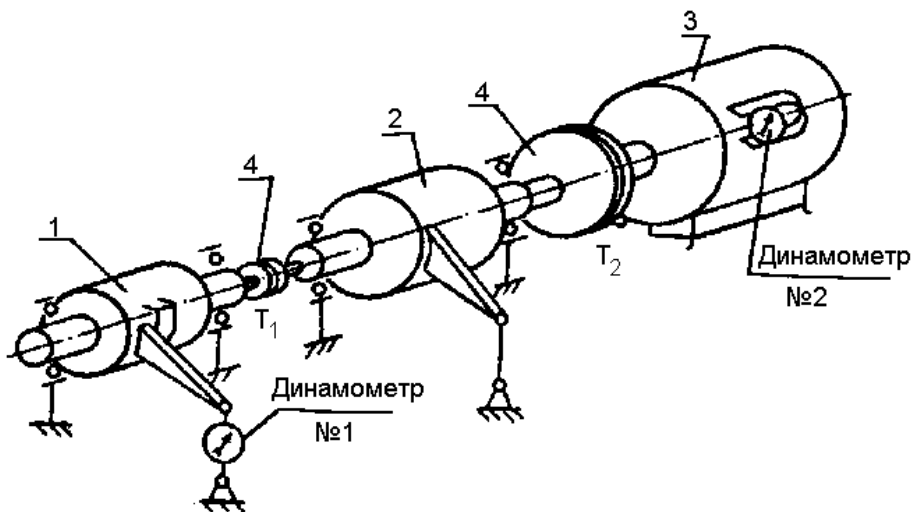


Рис.2

При тех же ступенях нагрузки определяют число пар зубьев в одновременном зацеплении. Для этого сигнал с контрольного зуба после усиления наблюдают на катодном осциллографе. На экране периодически появляются кривые деформации контрольного зуба с периодом  $\tau_{\text{зац}}$ . Для двухволновой передачи расстояние между каждым  $i$ -м и  $(i+2)$ -м всплесками нагрузки соответствует периоду одного оборота генератора (рис. 3).

Для определения суммарного числа одновременно зацепляющихся зубьев сумму периодов  $\Sigma \tau_{\text{зац}} = \tau_{\text{зац } i} + \tau_{\text{зац } i+1}$  зацепления сравнивают с периодом одного оборота генератора  $\tau_1$ ; значение их отношения, умноженное на  $z_2$ , и характеризует искомую величину  $z_\Sigma$ .

При включении установки следует обратить внимание, на низкий уровень шума зубчатого редуктора, соизмеримый с шумом приводного электродвигателя. Малый шум свидетельствует о многоконтактности зацепления.

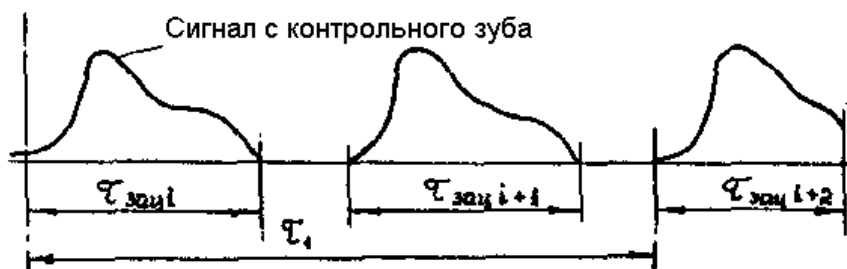


Рис.3

В процессе эксперимента устанавливают требуемый уровень нагрузки тормозом  $T_2$  по динамометру №2 и записывают средние показания динамометра №1 - момент на двигателе  $T_1$ .

Одновременно записывают или визуально определяют периоды  $\tau_1$  и  $\tau_{\text{зац } i}$ . При обработке переводят показания динамометров № 1, 2 во вращающий момент на быстроходном и тихоходном валах и вычисляют значения КПД. Суммарное число зубьев в зацеплении определяют по зависимости

$$Z_\Sigma = \frac{\Sigma \tau_{\text{зац } i}}{\tau_i} \cdot Z_1$$

На графиках и в журнале  $\eta$  и  $Z_\Sigma$  даны в процентах, для этого полученные значения  $\eta$  и  $Z_\Sigma$  следует умножить на 100%.

### **Порядок выполнения работы**

1. Познакомиться с кинематикой передачи и путем обмера гибкого колеса испытуемого редуктора определить передаточное число  $U$ ; геометрические размеры;  $d_1$ ;  $L$ ;  $b$ ;  $h$ ;  $\varphi=b/d_1$ .

2. Провести эксперимент по определению зависимостей КПД и суммарного числа пар зубьев в зацеплении от величины передаваемого вращающего момента:  $\eta(T_2)$ ;  $Z_\Sigma(T_2)$ , ступенчато изменяя нагрузку, создаваемую порошковым тормозом (6...7 ступеней). Данные эксперимента занести в таблицу испытаний на страницу 6 бланка. Построить график зависимостей  $\eta(T_2)$ ;  $Z_\Sigma(T_2)$  и дать заключение по работе.

### **Контрольные вопросы**

1. Какая конструкция гибкого колеса и генератора волн у исследуемого волнового редуктора?
2. Почему КПД ВЗП ниже, чем у цилиндрических зубчатых передач?
3. Почему при увеличении вращающего момента сверх номинального КПД ВЗП падает?
4. От чего зависит допускаемый вращающий момент ВЗП?

## №10. Регулировка зацепления червячного редуктора и исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора

**Цель работы** - ознакомиться с конструкциями червячных редукторов, определить параметры червячного зацепления, получить представление о регулировании зацепления и подшипников.

### Общие сведения

Среди редукторов общего назначения червячные редукторы имеют достаточно широкое применение (до 30%). Наибольшее распространение имеют одноступенчатые червячные редукторы с диапазоном передаточных чисел  $i=8...63$ .

Кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов представлены на рис. 1.

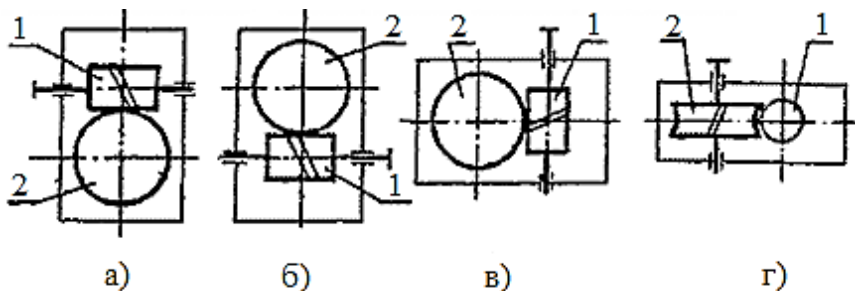


Рис.1

При больших передаточных числах применяют двухступенчатые червячные редукторы или комбинированные, состоящие из червячной и зубчатой передач.

Червячные редукторы выполняют со следующими вариантами расположения червяка 1 и червячного колеса 2: червяк над колесом (рис. 1,а), червяк под колесом (рис. 1,б), с вертикальным расположением оси червяка (рис. 1,в), с вертикальным расположением оси колеса (рис. 1,г). Выбор схемы редуктора определяет компоновка агрегатов привода.

Лабораторная работа может быть выполнена на любом из перечисленных ниже червячных редукторов: РЧН-80, Ч-100 или 2Ч-40.

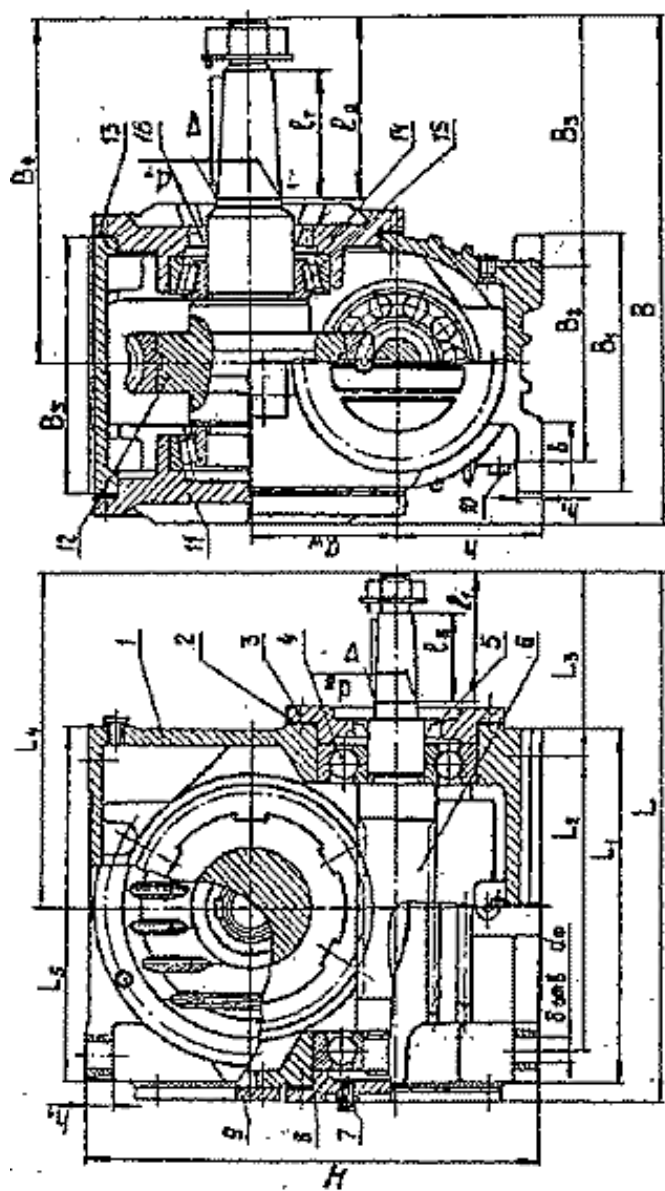


Рис.2

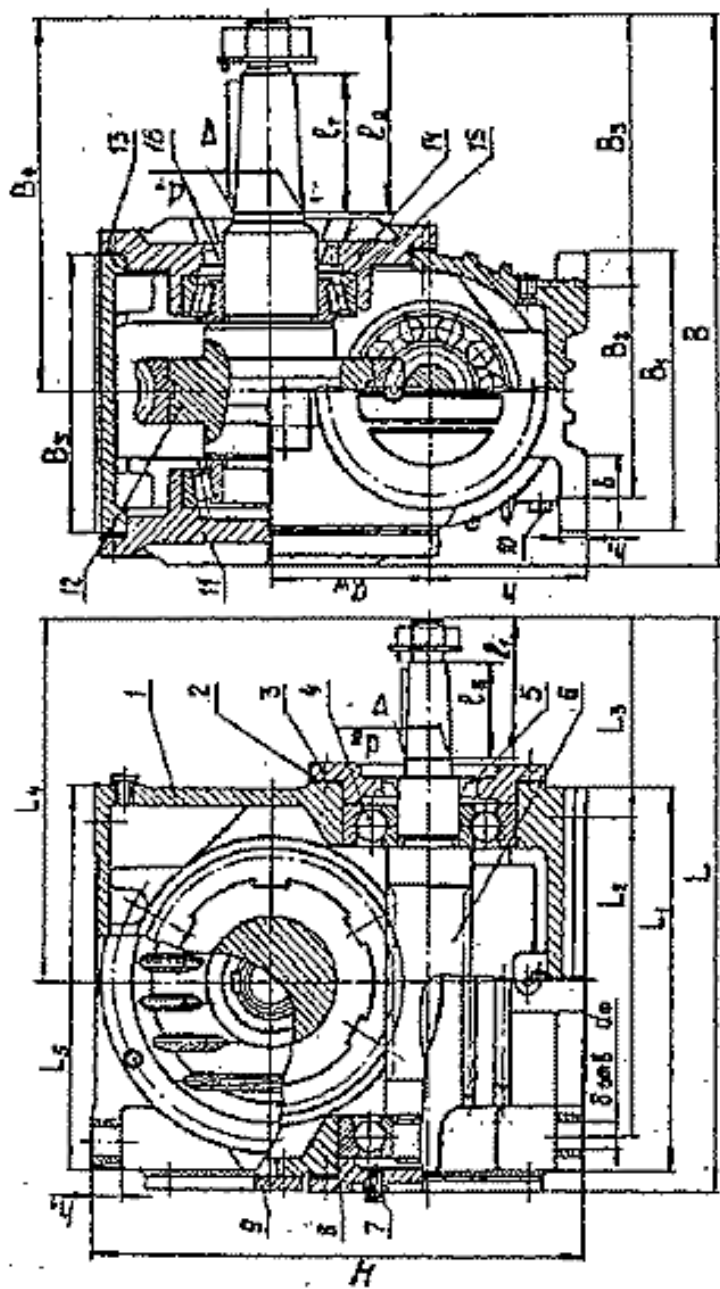


Рис. 3



2Ч-40 - редуктор червячный, одноступенчатый,  $a_w=40$  мм (рис. 2). Изготовитель - завод "Редуктор", г. Санкт-Петербург. Производство - крупносерийное.

Ч-100 - редуктор червячный одноступенчатый,  $a_w=100$  мм (рис. 3). Изготовитель - редукторный завод г. Барыш. Производство - крупносерийное.

Редукторы Ч-100 и 24-40 могут быть реализованы по любой из схем, показанных на рис. 1.

### **Конструкции корпусов редукторов**

Конструкции корпусов редукторов представлены на рис. 2 и 3. В одноступенчатых редукторах корпус 1, как правило, делают неразъемным. В редукторах с  $a_w>250$  мм корпус выполняют с плоскостью разреза по оси вала червячного редуктора.

В неразъемных корпусах для возможности сборки на боковых стенках выполняют отверстия диаметром несколько большим наибольшего диаметра  $d_a$  червячного колеса. Чтобы увеличить жесткость корпуса и создать условия для крепления привертных крышек 3, 8, 11, 14 в местах расположения подшипников предусмотрены бобышки и ребра жесткости.

Крышки и корпус редуктора - литые, изготовлены обычно из чугуна (рис. 2) или из алюминиевых сплавов (рис. 3).

Для крепления редуктора на плите или раме используют винты или шпильки с гайками, которые помещают в отверстия лап (рис. 2), отлитых за единое целое с корпусом, или в отверстия съемных лап 17 (рис. 3).

Сборка червячных редукторов, не имеющих разреза, обычно осуществляется через отверстия в корпусе для вала червяка и вала колеса, которые заглушаются крышками. Под фланцами крышек помещают набор металлических прокладок 2 и 13, которые используют для регулирования подшипников и зацепления.

Для увеличения теплоотдачи и понижения температуры масла на боковых стенках корпуса и крышках выполняют ребра.

На корпусе предусматривают отверстия (люки), закрытые крышками 10, 16 (рис. 2) и 9 (рис. 3). Отверстия используют для залива масла и наблюдения за положением пятна контакта при регулировке зацепления.

Для слива масла используют отверстия, закрытые пробками 10 (рис. 2) и 7 (рис. 3). Контроль за уровнем масла проводят с помощью отверстия, закрытого пробкой 7 (рис. 3). На крышках 9 (рис. 3) установлена отдушина 10 для выравнивания давления в редукторе с атмосферным.

Для герметизации корпуса редуктора, а также для защиты подшипников и зацепления от пыли и грязи в крышках 3 и 14 (рис. 2, 3) с отверстиями для выхода концов валов червяка и червячного колеса установлены манжетные уплотнения 5 и 16.

### **Детали и узлы редукторов**

Червячная передача состоит из червяка 6 и червячного колеса 12 (см. рис. 2, 3). Червяк изготавливают из стали за одно целое с валом (вал - червяк) резанием, фрезерованием или накаткой (в горячей состоянии) с последующим упрочнением боковых поверхностей витков червяка до твердости  $>45 \text{ HRC}_\Sigma$ . Витки червяка шлифуют, а иногда и полируют. Закалка, шлифование и полирование витков червяка позволяют повысить противозадирную стойкость червячной передачи и увеличить допускаемые контактные напряжения.

В опорах вала-червяка могут быть установлены как роликовые конические однорядные, так и шариковые радиально - упорные однорядные подшипники 4 (рис. 2, 3).

Червячное колесо 12 представляет собой сборочную единицу, состоящую из центра и зубчатого венца. Венец надет на центр с натягом, который выбирают из условия обеспечения передачи вращающего момента  $T_T$  от колеса. Центр колеса выполняют из стали или чугуна. В редукторах, изображенных на рис. 2, 3, центр колеса выполнен как единое целое с валом. Заготовкой детали является стальная поковка. Такая конструкция дает возможность уменьшить объем механической обработки деталей. Венец наплавляют на вал, а затем выполняют механическую обработку и нарезание зубьев. Наплавка венца повышает качество и надежность работы передачи.

В опорах вала червячного колеса используют роликовые конические однорядные подшипники 15 (рис. 2, 3).

## Система смазывания

Для смазывания червячных передач чаще всего применяют картерную систему.

При этом смазывание передачи осуществляют путем погружения в масло либо червячного колеса, либо червяка (в зависимости от схемы, см. рис. 1).

Подшипники смазывают либо погружением в масло, либо разбрызгиванием. При смазывании погружением и непрерывной работе минимальный уровень масла устанавливают: при червяке над колесом (рис. 1,а) - до оси колеса (при  $a_w \leq 80$  мм) или до оси червяка (при  $a_w > 80$  мм); при червяке под колесом (рис. 1,б) - до оси червяка.

При повторно-кратковременном режиме работы (пуск – останов – пуск) уровень масла должен достигать линии зацепления.

## Определение параметров червячного зацепления

Прежде всего, необходимо разобрать редуктор, отвернуть винты крепления крышек 3, 8, 11, 14 (см. рис. 2, 3) снять крышки и вынуть вал червяка 6 и червячное колесо 12 с валом. Снять крышку 9.

Для изучения червячного зацепления необходимо определить ряд параметров червяка и червячного колеса (рис. 4) и заполнить результатами измерений таблицу (см. пункт 2 в бланке отчета).

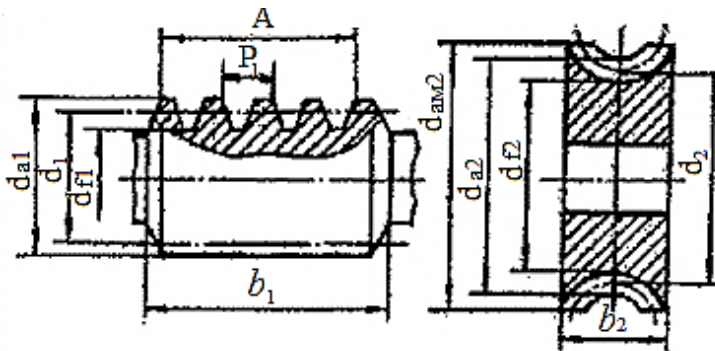


Рис.4

На рис. 4 обозначено: А - база измерения - расстояние между двумя одноименными точками на профиле червяка;  $n$  - число шагов в

базе;  $P_1$  - осевой шаг. Далее, используя данные этой таблицы, выполнить расчет параметров червяка и червячного колеса (пункт 3 бланка отчета), провести сравнение расчетных значений с полученными ранее путем измерений.

Используя базу измерения, можно более точно определить осевой шаг:  $P_1 = A/n$ .

Осевой модуль  $m = P_1/\pi$ . Приближенное значение модуля, полученное по результатам замеров, следует округлить до стандартного из ряда по ГОСТ 19672-74: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0 мм. Допустимы также значения 1,6; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0 мм.

Передаточное число передачи  $U = Z_2/Z_1$ , где  $Z_2$  - число зубьев колеса;  $Z_1$  - число заходов червяка.

Ориентировочное значение делительного диаметра  $d_1$  червяка определяют по зависимости  $d_1 = d_{a1} - 2m$ , используя значение диаметра  $d_{a1}$  вершин червяка, полученное замером. Значение коэффициента  $q = d_1/m$  диаметра червяка округляют до стандартного из ряда значений по ГОСТ 19672-74,

1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20;

2-й ряд: 7,1; 9,0; 11,2; 14; 18; 22,4.

Стандартные значения  $m$  и  $q$  используют для уточнения  $d_1/d_i = mq$

Коэффициент смещения инструмента в червячной передаче  $x = a_w/m - 0,5(Z_2 + q)$

Нарезание червячного колеса со смещением инструмента применяют в том случае, если необходимо использовать заданное (например, стандартное) межосевое расстояние, а также для некоторого изменения передаточного числа за счет изменения числа зубьев ( $Z_2 \pm 2$ ) на колесе.

Значение коэффициента смещения  $x$  должно находиться в пределах  $-1 \leq x \leq +1$ . Положительные значения  $x$  соответствуют увеличению межосевого расстояния  $a_w$ , а отрицательные – уменьшению  $a_w$ .

На рис. 5 показаны схемы зацепления и обозначены параметры червячной передачи, выполненной со смещением ( $x < > 0$ ) и без смещения  $x = 0$ .

В передачах, нарезанных со смещением, червяк имеет такие же размеры, как и в передаче, нарезанной без смещения, за исключением

У червячного колеса в передаче при  $x \neq 0$  все размеры, кроме диаметра начальной (делительной) окружности  $d_2 = mZ_2$ , отличны от размеров колеса в передаче при  $x=0$ .



Сборку редукторов Ч-100 и 2Ч-40 (см. рис. 2, 3) начинают с установки в корпус 1 вала-червяка 6, крышек 3 и 8 с прокладками 2.

109

вошли во впадины витков червяка. Крепежные винты на крышке 11 до установки крышки 14 ввинчивать до упора не следует. Поддерживая выходной конец вала червячного колеса 12, надевают на него крышку 14 с прокладками и закрепляют ее на корпусе крепежными винтами. Затем крепежные винты крышек 11 и 14 равномерно закручивают.

Закончив сборку редуктора, приступают к регулированию подшипников и зацепления.

### Регулирование подшипников и зацепления

Радиально-упорные однорядные шарикоподшипники и конические однорядные роликоподшипники являются регулируемыми. Регулирование позволяет установить такой осевой зазор  $S$  (осевую игру) в подшипниках (рис. 6), который при установившемся температурном режиме (в работающем редукторе при рабочей нагрузке и температуре) был бы близок к нулю, но обеспечивал легкое вращение вала.

В литературе [6] приведены значения рекомендуемой осевой игры  $S$  для регулируемых подшипников. Так, для радиально - упорных шарикоподшипников с углом контакта  $\alpha=12^\circ$  при  $d=30\dots50$  мм осевая игра  $S=40\dots70$  мкм, а для конических однорядных роликоподшипников при  $\alpha=14^\circ$  и  $d=30\dots50$  мм -  $S=50\dots100$  мкм.

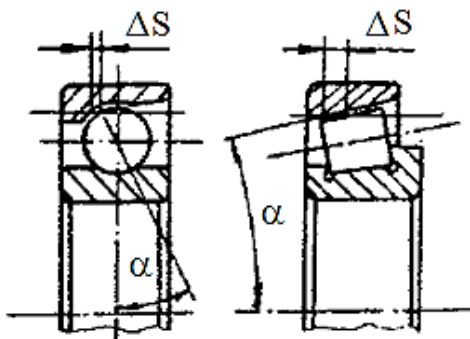


Рис.7

К регулированию зацепления можно приступить только после того, как закончено регулирование подшипников. На рабочую поверхность витков червяка наносят тонкий слой краски, после чего проворачивают вал - червяк, притормаживая вал червячного колеса. О взаимодействии витка червяка и зубьев червячного колеса свидетельствует пятно контакта - отпечаток краски на рабочих поверхностях зубьев колеса. Положение пятна контакта в пределах гра-

ниц зуба червячного колеса позволяет судить о том, как собрано зацепление.

В правильно собранной передаче пятно контакта расположено симметрично относительно средней плоскости венца колеса (рис. 8, а). Если пятно контакта расположено справа или слева от средней плоскости зубчатого венца колеса (рис. 8,б, в), то вал с червячным колесом 12 (см. рис. 3, 4) необходимо переместить в осевом направлении соответственно вправо или влево.

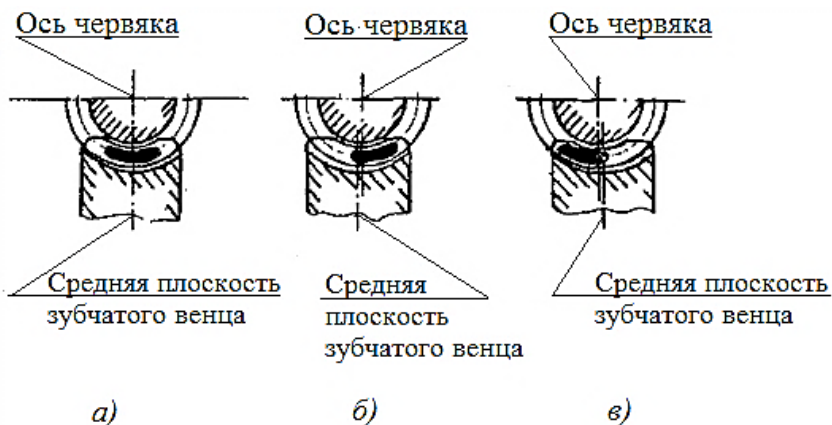


Рис.8

Перемещение вала с червячным колесом 12 осуществляют путем переноса части прокладок 13 с одной стороны на другую (например, переносом части прокладок 13 (см. рис. 2) из-под крышки 11 под крышку 14 вал смещают влево). После этого следует затянуть винты и вновь проверить положение пятна контакта. В случае необходимости регулирование зацепления нужно продолжить.

Суммарная толщина набора прокладок при перестановке должна оставаться неизменной во избежание нарушения зазора в подшипниках.

Перемещать червяк в осевом направлении не требуется, так как осевое положение цилиндрического червяка не влияет на точность червячного зацепления.

### **Контрольные вопросы**

1. Основное достоинство червячной передачи.
2. Назовите основные особенности конструкции вала - червяка и червячного колеса.
3. Для чего предназначены ребра на корпусе и крышках редуктора?
4. При каких условиях корпуса червячных редукторов делают разъемными?
5. С какой целью проводят регулирование подшипников и зацепления? Изложите последовательность регулирования.
6. Почему используют смещение при изготовлении передачи? Как изменяются размеры червяка и червячного колеса при  $\chi \neq 0$ .



## №11. Исследование работы ременной передачи на машине замкнутого контура

**Цель работы** – экспериментальное исследование скольжения и КПД в клиноременной передаче и определение оптимального уровня нагружения передачи, соответствующего наибольшему КПД.

### Расчетные зависимости

Для оценки работоспособности передачи исследуют экспериментально полученные зависимости коэффициента скольжения  $\zeta$  и КПД  $\eta$  от передаваемой окружной силы при постоянном предварительном натяжении  $2F_0$ .

Для передачи с постоянным предварительным натяжением справедлива зависимость

$$F_1 + F_2 = 2F_0,$$

где  $F_1$  и  $F_2$  - натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной ременной передаче (рис. 1). Левый шкив – ведущий, правый – ведомый.

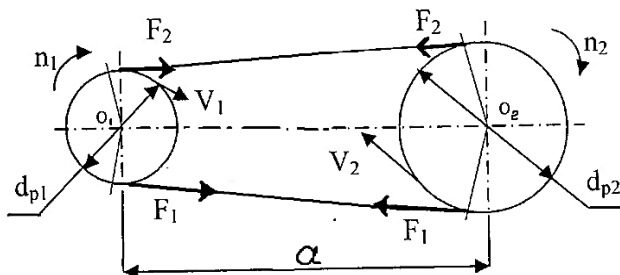


Рис. 1. Схема ременной передачи

Разность натяжения ветвей равна окружной силе

$$F_t = F_1 - F_2$$

Оценку уровня нагружения передачи производят, используя коэффициент тяги

$$\varphi = F_t / 2F_0 = (F_1 - F_2) / (F_1 + F_2) \quad (1)$$

Коэффициент скольжения  $\zeta$  определяют по зависимости

$$\zeta = (V_1 - V_2) / V_1 = 1 - V_2 / V_1, \quad (2)$$

где  $V_1, V_2$  – окружные скорости на ведущем и ведомом валах.  
КПД передачи находят по формуле

$$\eta = P_2 / P_1, \quad (3)$$

где  $P_1$  и  $P_2$  – мощности на ведущем и ведомом валах.

На рис.2 представлены примерные зависимости КПД  $\eta$  и коэффициента скольжения  $\zeta$  от коэффициента тяги  $\phi$ .

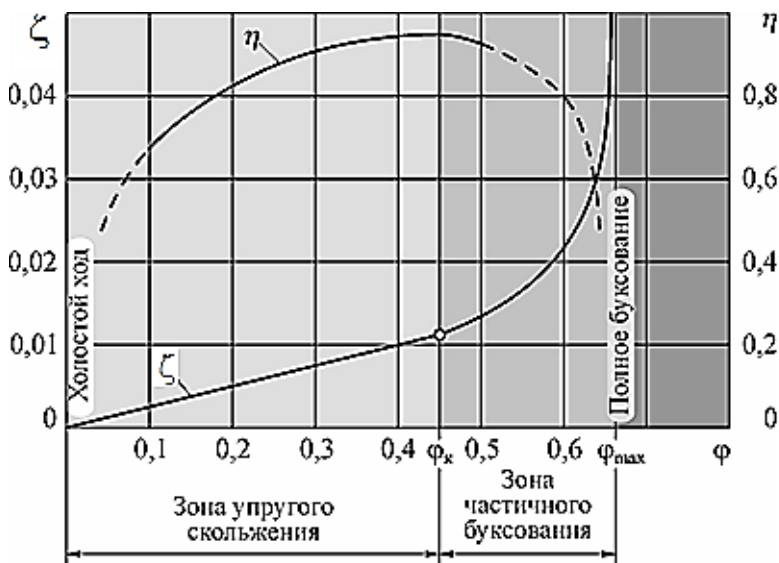


Рис.2. Кривые скольжения и КПД

С увеличением коэффициента тяги до значения  $\phi_k$  скольжение повышается почти линейно, КПД увеличивается, ремень работает в зоне упругого скольжения. При  $\phi > \phi_k$  ремень начинает буксовать, КПД передачи падает. При  $\phi = \phi_{\max}$  наступает полное буксование и ведомый шкив останавливается (частота вращения ведомого

шкива  $n_2 = 0$ ,  $\zeta = 1$ ,  $\eta = 0$ ). Наибольший КПД передачи находится в зоне вблизи значений  $\Phi_k$ . В клиноременной передаче область желательного уровня нагружения находится для значений КПД, равных 0,94...0,97, и соответствует значениям коэффициента скольжения 0,01...0,015.

Определив при испытаниях значение  $\Phi_k = \Phi_{\text{опт}}$ , получают основу для назначения оптимальной окружной силы и мощности на ведомом валу:

$$F_{\text{топт}} = 2\Phi_{\text{опт}} F_0 ; \quad (4)$$

$$P_{2\text{опт}} = F_{\text{топт}} \cdot V_2 / 1000 = 2\Phi_{\text{опт}} F_0 V_2 / 1000 , \quad (5)$$

где  $P_{2\text{опт}}$ - оптимальная мощность, кВт;  $F_{\text{топт}}$  - оптимальная окружная сила, Н;  $V_2$  — окружная скорость на ведомом шкиве, м/с.

Кривые скольжения обычно получают при окружной скорости на ведущем шкиве, равной 10 м/с. Для использования результатов при других скоростях, углах обхвата на шкивах, диаметрах шкивов и др. вводят соответствующие поправки.

### **Экспериментальные исследования клиноременной передачи**

Лабораторная установка (НПП «УЧТЕХ-ПРОФИ» ЮУрГУ) имеет замкнутый силовой контур (рис. 3). Все узлы привода закреплены на раме с лицевой панелью 14. Управление двигателем осуществляется кнопочной станцией, расположенной с левой стороны панели (выключатель питания установки 15, кнопка пуска электродвигателя 16 и кнопка останова электродвигателя 17).

От электродвигателя 1 вращение подается через торсионный вал 7 на ведущий шкив исследуемой ременной передачи 4, имеющей передаточное число  $u = 1$  без учета скольжения. Вращение с ведомого шкива исследуемой ременной передачи передается через торсионный вал 8 на ведущий шкив нагружающей ременной передачи 5, имеющей передаточное отношение  $u=0,72$  без учета скольжения, и кинематический контур установки замыкается на валу электродвигателя. В результате мощность электродвигателя затрачивается только на воспол-

нение потерь в установке, а полезная нагрузка создается за счет нагружающей (вспомогательной) ременной передачи 5.

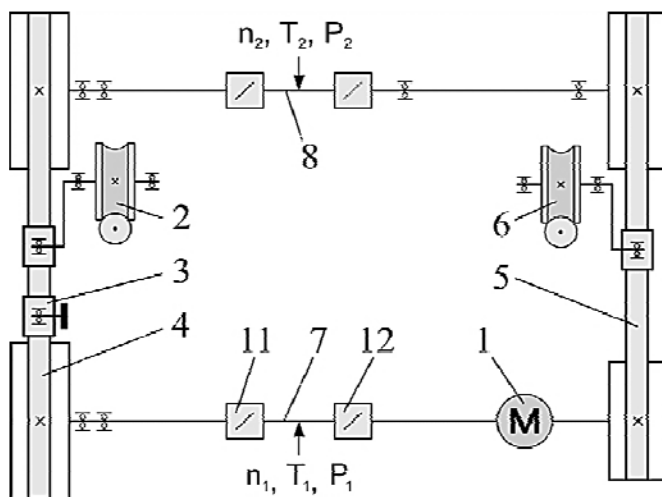
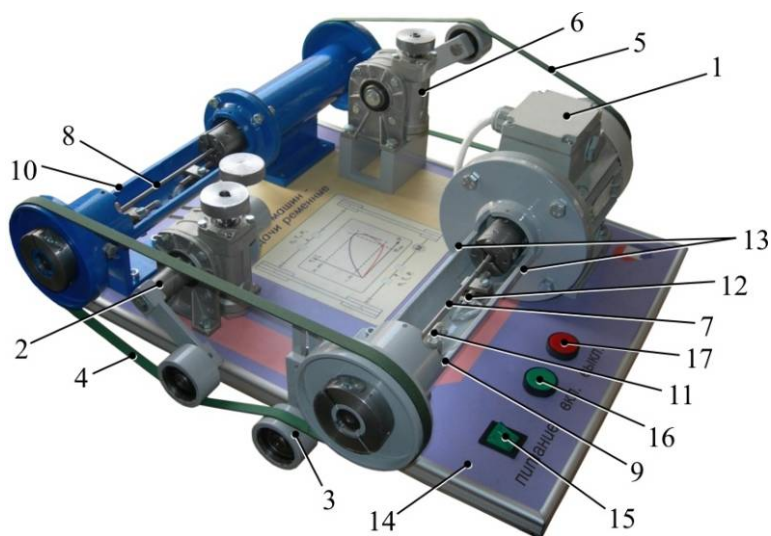


Рис.3

Увеличение нагрузки на исследуемой ременной передаче происходит за счет увеличения натяжения ремня нагружающей ременной передачи. При этом скольжение в исследуемой ременной передаче увеличивается.

Вращающий момент на ведущем шкиве исследуемой ременной передачи измеряется при помощи датчика момента 9, а на ее ведомом шкиве вращающий момент измеряется при помощи датчика момента 10.

Датчик момента (на примере датчика момента 9) представляет собой торсион 7, угол закручивания которого определяется двумя индуктивными датчиками 11 и 12. Датчик 12 также определяет частоту вращения торсиона и, следовательно, ведущего шкива исследуемой ременной передачи.

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

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

При работе установки синхронно замеряются моменты  $T_1$  и  $T_2$  на ведущем и ведомом шкивах (валах) исследуемой ременной передачи, а также вычисляется КПД ременной передачи и коэффициент скольжения.

Лабораторные работы выполняют с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программы «RTS Tenzo».

### **Особые указания по соблюдению правил техники безопасности при проведении автоматизированных работ**

1. Перед проведением лабораторных работ обслуживающий персонал должен проверить наличие заземления оборудования и приборов. *Запрещается* работать с поврежденным заземлением.
2. Перед включением испытательного оборудования дополнительно нужно убедиться в правильности сборки, установки и закрепления лабораторных экспериментальных приспособлений и устройств.
3. Включение лабораторных установок и аппаратуры следует проводить только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

4. Во время эксперимента *не допускается* нахождение рук экспериментаторов в рабочей зоне.

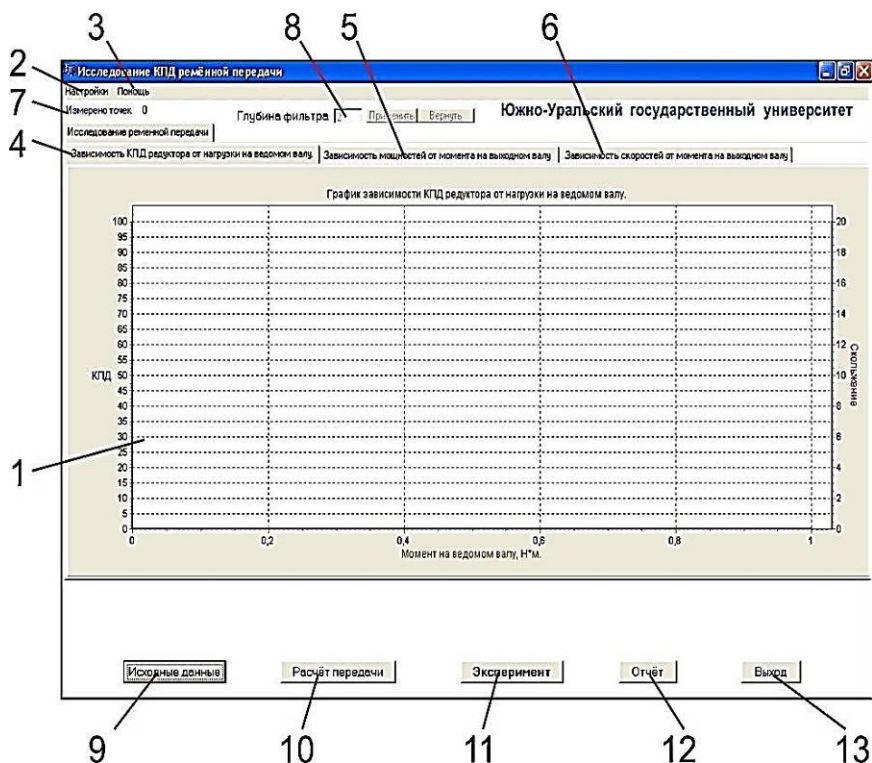


Рис. 4. Рабочее окно программы «RTS Tenzo»

1 – рабочее поле программы; 2 – меню настройки; 3 – меню помощи; 4 – вкладка «График зависимости КПД от нагрузки на ведомом валу»; 5 – вкладка «График зависимости мощностей от момента на ведомом валу»; 6 – вкладка «График зависимости скоростей от момента на ведомом валу»; 7 – количество измеренных точек; 8 – поле фильтра осреднения полученных результатов; 9 – кнопка «Исходные данные» исследуемой передачи; 10 – кнопка «Расчет передачи»; 11 – кнопка «Начало эксперимента»; 12 – кнопка «Вывод отчета по лабораторной работе»; 13 – кнопка «Выход из программы».

## Порядок выполнения работы

1. Проверить подсоединение установки к ЭВМ, включить питание установки и ЭВМ.
2. Выбрать *вид ремня* в настройках лабораторной работы (рис. 5).

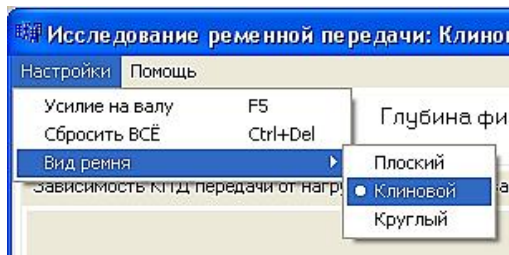


Рис. 5. Выбор вида ремня

3. В меню «Настройки» выбрать пункт «Усилие на валу» (рис. 6) или нажать клавишу «F5».

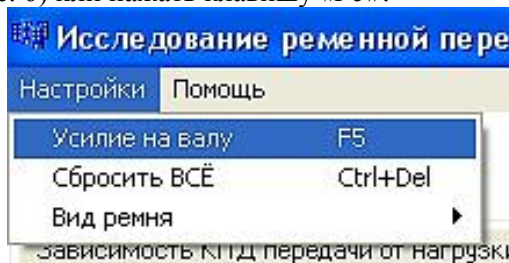


Рис. 6. Выбор пункта «Усилие на валу»

**Внимание.** Для корректной работы тензоаппаратуры требуется включить питание стенда на 15-20 мин. до проведения эксперимента.

4. На экран выводится окно «Усилие на валу» (рис.7), затем необходимо снять исследуемый ремень и проверить значение усилия на валу. Если усилие на валу отлично от нуля, необходимо нажать кноп-

ку «Коррекция нуля усилия». Коррекция нуля усилия может занять до 2-х минут времени.

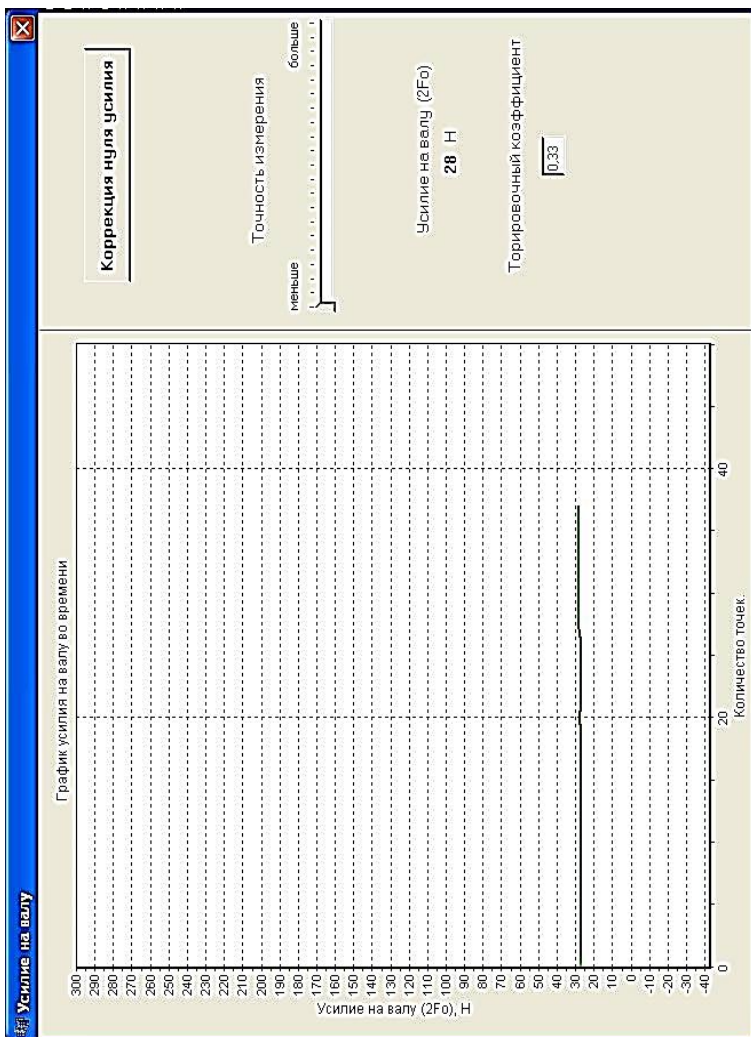


Рис. 7. Окно «Усилие на валу»

## 5. Проведение эксперимента.



5.1. После коррекции нуля усилия необходимо надеть исследуемый ремень на шкивы и запустить электродвигатель нажатием кнопки «Вкл» на лицевой панели стенда (поз. 16, рис. 3), при этом натяжение нагружающей ременной передачи должно быть ослаблено.

5.2. Плавно вращая маховичок натяжного устройства исследуемой ременной передачи (поз. 2, рис. 3) натянуть исследуемую ременную передачу до значения  $2F_0 = 40\text{Н}$ . Величина усилия  $2F_0$  отслеживается в окне «Усилие на валу» (рис.8). После установки требуемого значения усилия на валу необходимо зафиксировать вал натяжного устройства исследуемой ременной передачи при помощи стопорного винта и закрыть окно «Усилие на валу».

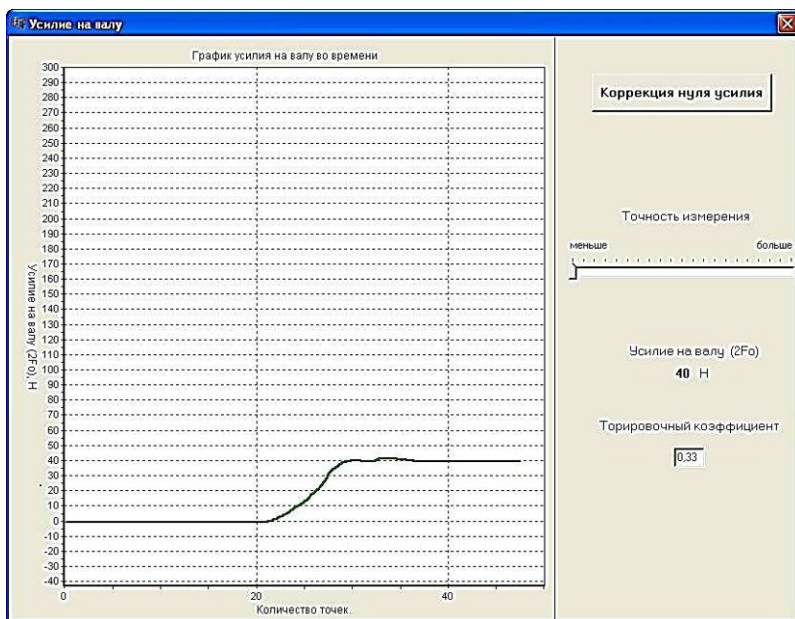


Рис. 8. Натяжение ремня исследуемой ременной передачи

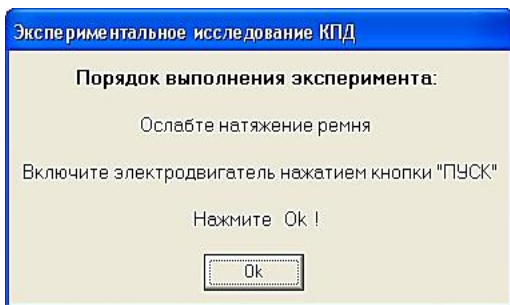


Рис. 9. Окно «Экспериментальное исследование КПД»

5.3. В главном окне программы нажать кнопку «Эксперимент», на экране появится окно «Экспериментальное исследование КПД» (рис. 9).

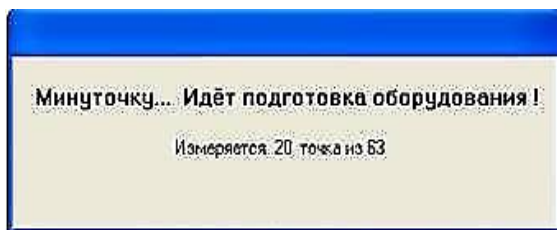


Рис. 10. Окно подготовки оборудования

5.4. Нажатием кнопки «OK» вывести на экран окно подготовки оборудования (рис. 10).

### **В процессе подготовки оборудования не изменять натяжение ремней.**

5.5. После завершения подготовки оборудования на экране начинает отображаться график. Необходимо **очень плавно** натягивать ремень нагружающей ременной передачи с помощью натяжного устройства (поз.6, рис.3), следя за количеством снимаемых точек, вращающим моментом на ведомом валу и величиной упругого скольжения (нижняя строка главного окна программы).

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

5.7. Ослабить натяжение ремней. Остановить электродвигатель нажатием кнопки «Выкл» на лицевой панели стенда (поз.17, рис.3).

5.8. Выключить установку выключателем питания (поз.15, рис.3).

6. Результаты эксперимента. Вкладка «График зависимости КПД и скольжения от нагрузки на ведомом валу» отображает зависимость КПД и упругого скольжения ременной передачи от вращающего момента на ведомом валу (верхняя часть рис.11).

Вкладка «График зависимости мощностей от нагрузки на ведомом валу» отображает зависимость мощностей на ведущем и ведомом валах от вращающего момента на ведомом валу (нижняя часть рис. 11).

Для обработки полученных результатов вводим значение глубины фильтра (осреднение) в поле осреднения результатов (верхний правый угол окна программы). Значение глубины фильтра зависит от количества точек измерения. При количестве точек измерения более 300 значение глубины фильтра ориентировочно должно быть 30...50. Осреднение осуществляется на обоих графиках одновременно (рис. 12).

7. Оформление отчета по лабораторной работе.

После выбора оптимальной глубины фильтра и применения его к полученным результатам нажать кнопку «Отчет». При нажатии кнопки «Отчет» (рис. 11) программа открывает MS WORD® и вставляет в него отчет по проведенной лабораторной работе (рис. 13). При этом если графики были обработаны при помощи фильтра осреднения результатов, то в отчет выводятся обработанные графики.

В отчете необходимо указать фамилии студентов, выполнявших лабораторную работу, индекс группы, факультет и фамилию преподавателя. Отчет сохранить в любую удобную папку.

8. При необходимости повторного проведения лабораторной работы необходимо сделать сброс всех полученных данных, выбрав требуемую строчку в меню «настройка» (рис. 6), либо нажав комбинацию клавиш <Ctrl+Delete>.

### **ВНИМАНИЕ!**

Необходимо убедиться в том, что результаты сохранены в отчете.

9. Определить значение оптимального коэффициента тяги  $\Phi_{\text{опт}}$ . Используя формулу (1)  $\Phi = F_t / 2F_0$  и учитывая, что  $F_t = 2 \cdot 10^{-3} T_2 / d_2$ , оптимальный коэффициент тяги можно определить как

$$\Phi_{\text{опт}} = 2 \cdot 10^{-3} T_{2\text{опт}} / (d_2 \cdot 2F_0)$$

В установке диаметр ведомого шкива  $d_2 = 100$  мм.  $T_{2 \text{ опт}}$  – момент на ведомом валу (шкиве) в Нм, соответствующий значению максимального КПД из рис.12. Для назначения оптимальной окружной силы и мощности на ведомом валу следует использовать формулы (4) и (5).

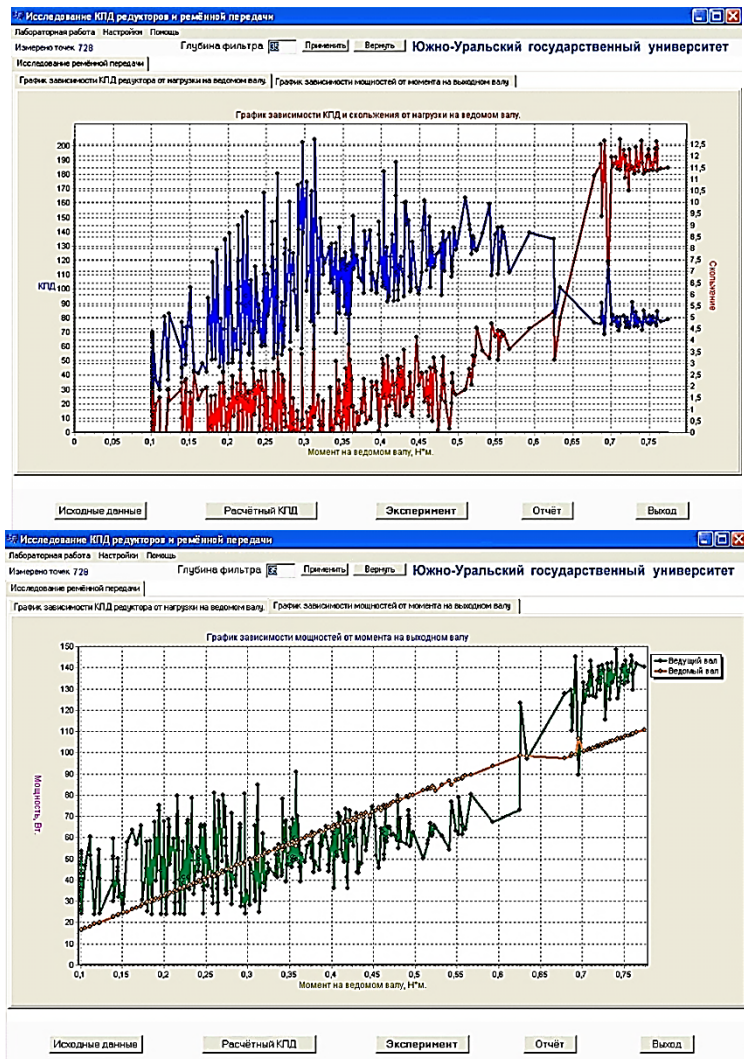


Рис. 11 Результаты эксперимента

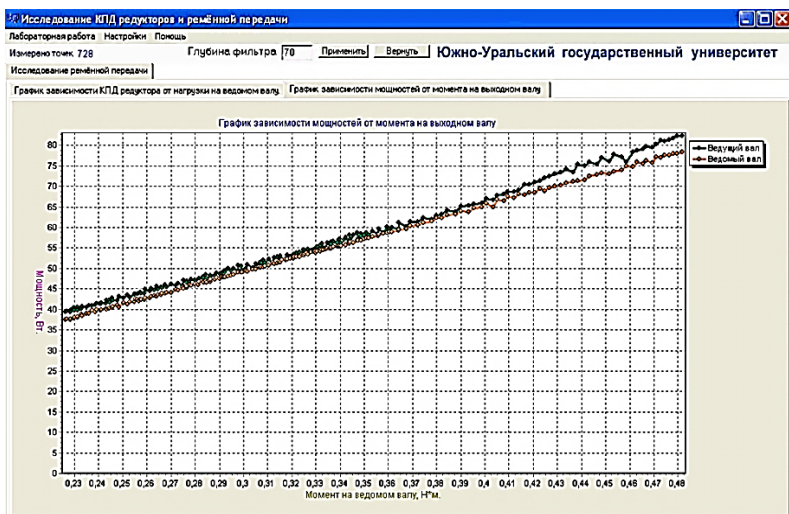
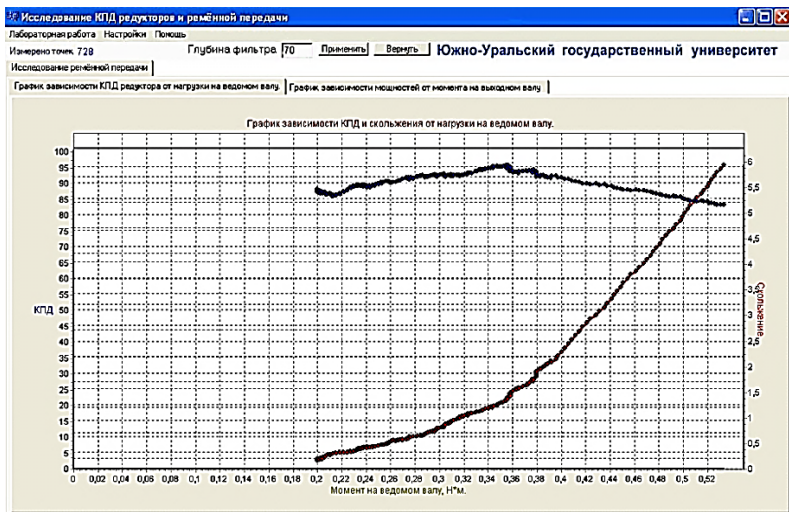


Рис. 12 Результаты эксперимента с применением фильтра

Студенты:  
Группа:  
Факультет:  
Преподаватель:

## ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ: *"Исследование ременной передачи"*

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Диаметры шкивов, мм:

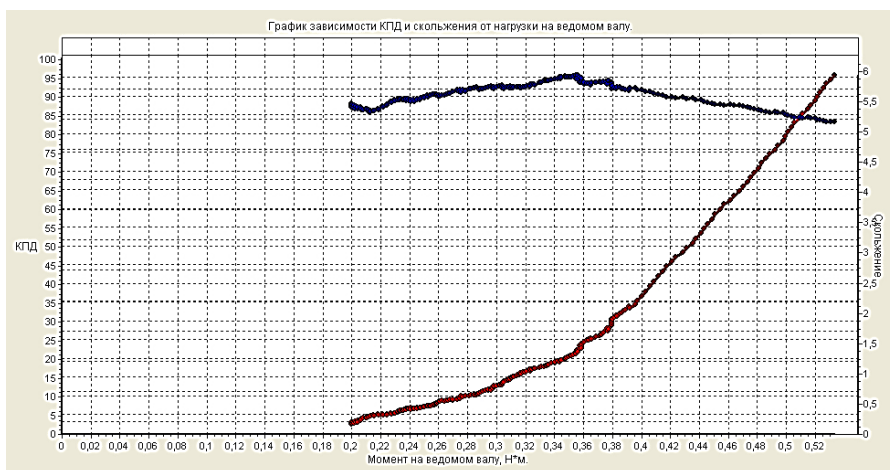
ведущего вала . . . . .	100
ведомого вала . . . . .	100
Длина ремня, мм . . . . .	920
Ширина ремня, мм . . . . .	10
Частота вращения ведущего шкива, об/мин . . . . .	1350

Результаты геометрического расчёта передачи:

Межосевое расстояние передачи, мм . . . . .	303
Угол между ветвями передачи, градус . . . . .	- 1,9

Угол обхвата шкивов ремнём, градус:

ведущего . . . . .	180
ведомого . . . . .	180



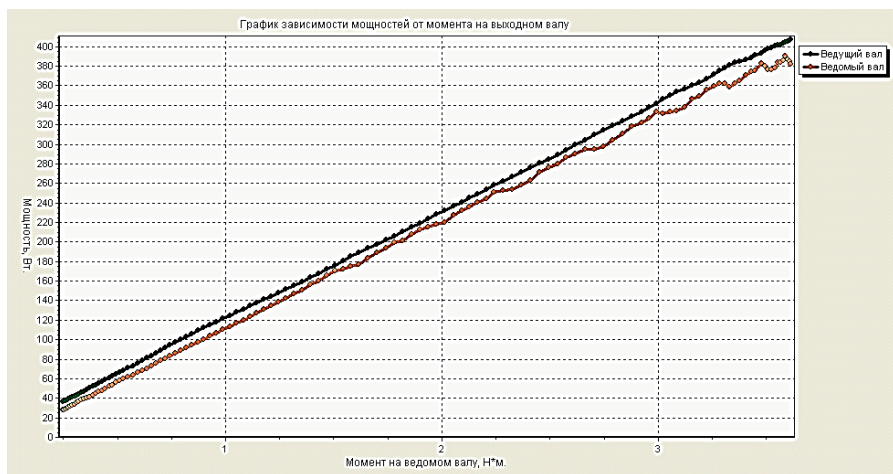
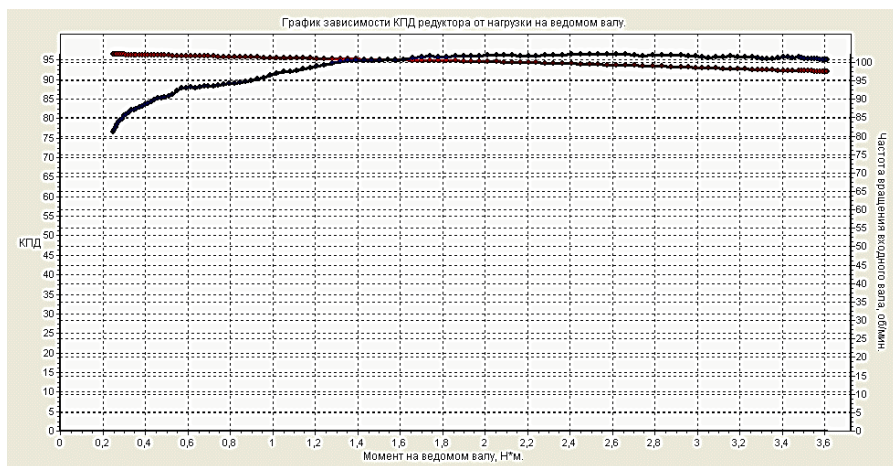


Рис. 13. Отчет по лабораторной работе

### **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 экспериментальные данные для назначения оптимального уровня нагружения ременной передачи?



## **№12. Проектирование зубчатых передач, валов и подшипниковых узлов в среде Mathcad**

**Цель работы** – Цель работы – знакомство с методикой расчета и конструирования зубчатых передач, валов и подшипниковых узлов.

Проектирование – процесс, включающий два основных, выполняемых параллельно, этапа: конструирование и проектные или проверочные расчеты.

Исходя из заданной кинематической схемы зубчатой передачи, а также вращающего момента на тихоходном валу, частот вращения валов, материалов колес и их термообработки, ресурса и режима работы, выполнить проектный расчет.

Порядок выполнения проектного расчета.

1. Энергетические и кинематические расчеты.
2. Выбор характеристик материалов колес.
3. Необходимо определить:
  - 3.1. Допускаемые напряжения.
  - 3.2. Коэффициенты нагрузки.
  - 3.3. Межосевое расстояние.
  - 3.4. Ширину зубчатых венцов.
  - 3.5. Нормальный модуль,
  - 3.6. Числа зубьев колес.
4. Выполнить проверочные расчеты
  - 4.1. На контактную выносливость.
  - 4.2. На изгибную выносливость
5. Определить геометрические размеры зубчатых колес.
6. Определить силы в зацеплении

Далее приводится пример расчета зубчатой передачи в среде Mathcad..

Вначале необходимо открыть файл «**Алгоритм проектирования зубчатых передач.mcd**» и сохранить его под другим именем

(любым). В дальнейшем этот файл будет служить шаблоном Вашего документа.

При создании своего документа удобно воспользоваться многоконным режимом редактирования, фрагмент показан на рис.1.

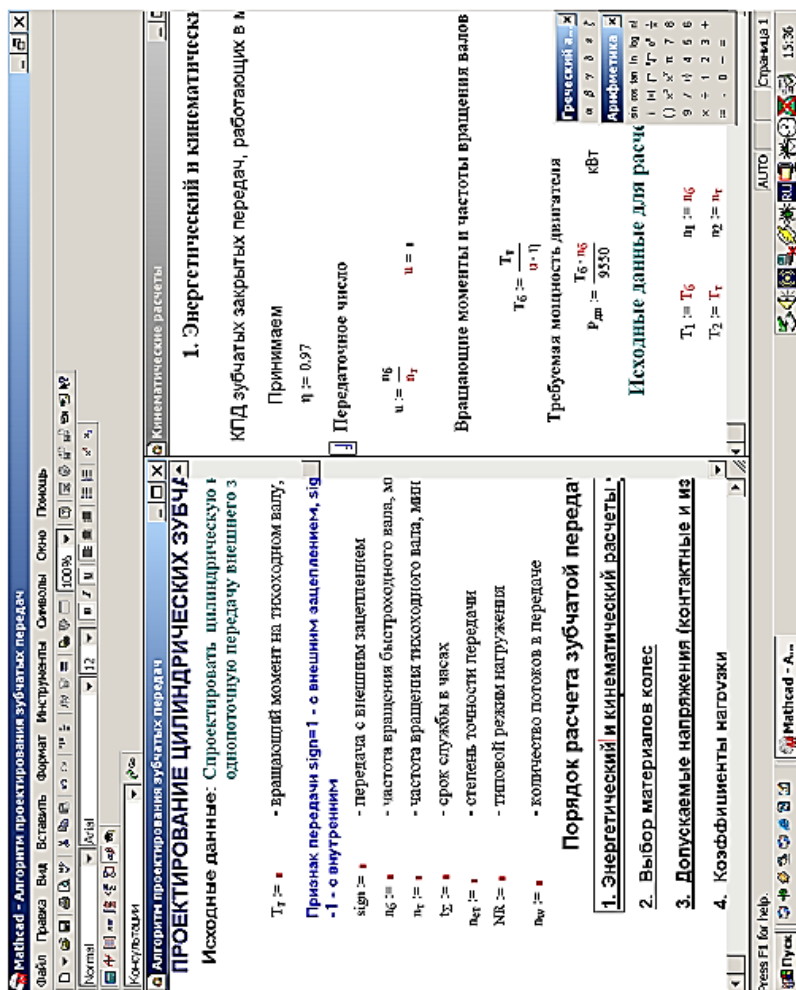


Рис.1.

В результате расчета зубчатой передачи получаем геометрические размеры зубчатых колес, а также силы в зацеплении, которые являются исходными для проектирования валов и подшипников.

После определения межосевого расстояния, размеров зубчатых колес, приступают к разработке конструкции редуктора. Первым этапом конструирования является разработка компоновочной схемы. При этом определяются расположение деталей передачи, расстояние между ними, ориентирующие диаметры ступеней валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки.

Далее нужно определить силы, нагружающие подшипники, произвести расчет подшипников по динамической грузоподъемности, окончательно установить основные размеры подшипников, конструктивно оформить опоры.

Следует уточнить предварительные диаметры участков валов, согласовать их с деталями, устанавливаемыми на вал, учесть вид и расположение опор.

Далее выполняют расчет валов на статическую прочность и сопротивление усталости в опасных сечениях, предварительно выбрав материалы валов.

### Проектирование валов

Проектирование начинаем с быстроходной ступени. Вначале определяем диаметры и длины ступеней вала по приведенным в файле **Mathcad** зависимостям (**вращающий момент  $T_1$** ).

Быстроходный вал выполняем **консольным** (подшипники находятся по одну сторону от зубчатого зацепления), что необходимо учесть при выборе расчетной схемы вала.

Фрагменты расчетных программ по проектированию валов и подшипников в **Mathcad** приведены на рис.2.

Проектирование тихоходного вала и его подшипниковых узлов аналогично быстроходному валу, отличие состоит в том, что тихоходный вал выполняется **межопорным** (подшипники вала располагаются по обе стороны от зубчатого зацепления и **вращающий момент на валу  $T_2$** ).

## Порядок работы в AUTOCad с приложением MechanICS:

**II. Расчёт валов и подшипников**

**Исходные данные (из расчёта)**

$F_1$  := Н - окружная сила  
 $F_R$  := Н - радиальная сила  
 $F_A$  := Н - осевая сила  
 $d_1$  := мм - делительный диаметр шестерни  
 $d_2$  := мм - делительный диаметр колеса  
 $T_1$  := Нм - вращающий момент на быстром валу  
 $T_2$  := Нм - вращающий момент на тихоходном валу  
 $n_1$  := мин<sup>-1</sup> - частота вращения быстрого вала  
 $n_2$  := мин<sup>-1</sup> - частота вращения тихоходного вала

**1. Расчет и проектирование быстрого вала**

**Расчетная схема вала**

1. Диаметр и длина вала быстрого вала

$k = 1$

$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot T_1}{k \cdot [\sigma]}}$

где  $d$  - диаметр быстрого вала, мм  
 $T_1$  - вращающий момент на валу, Нм  
 $[\sigma] = 150$  МПа

2. Диаметр вала под подшипником

$d_{\text{ш}} = d + 5$

**Полученные значения  $d_{\text{ш}}$ , необходимо согласовать с размерами подшипника**

Принимаем  $d_{\text{ш}} = 18$  мм

Радиус фаски подшипника  $r = 1$  мм

3. Длина вала под подшипником и диаметр бурта

$L_{\text{ш}} = 2 \cdot (d_{\text{ш}} + 10)$

$L_{\text{б}} = 2 \cdot (d_{\text{ш}} + 10)$

$L_{\text{ш}} = 50$  мм

4. Диаметр вала под колесом (для каждого колеса)

$d_{\text{к}} = d_{\text{ш}} + 2 \cdot 1$


Принимаем  $d_{\text{к}} = 20$  мм

**Таблица 14 - Подшипники**

Обозначение	Размеры, мм				Предел допускаемых напряжений, МПа
	d	D	B	L	
204	20	47	14	15	12,7
205	25	52	15	15	14,0
206	30	62	16	16	15,5
207	35	72	18	18	17,0
208	40	80	18	20	17,0
209	45	90	19	21	18,0
210	50	100	20	22	19,0
211	55	110	21	23	20,0
212	60	125	23	25	21,0
213	65	140	24	25	21,5
214	70	150	25	26	22,0
215	75	160	26	27	22,5
216	80	170	27	28	23,0

Рис. 2.


1. Вставить в поле экрана формат А4, на котором в дальнейшем будет изображаться чертёж зубчатой передачи.

Для этого щелкните мышью по пиктограмме  «**Настройка формата**», в открывшемся диалоговом окне установите формат А4, вертикальную ориентацию (рис.3)

2. Далее работаем с библиотекой стандартных деталей **MechaniCS**. Для быстрого доступа к стандартным деталям предусмотрено постоянное размещение библиотеки стандартных деталей на экране. Если этого нет, необходимо нажать кнопку



«**Стандартные**» на панели инструментов **MechaniCS**.

Щелчком по пиктограмме  «**Вид**» вызывается окно для просмотра элементов инструментальной базы. Чертеж зубчатого редуктора начинаем с валов сначала быстроходного, а затем тихоходного (расстояние между осями валов равно  $a_w$ ). Конструкция вала зависит от схемы установки подшипников («врастяжку» или «враспор») и соответственно способа осевой фиксации вала.

Из меню стандартных деталей **MechaniCS** вызвать «**Валы**» и далее последовательно «**Концы валов**», «**Участки валов**», и т.д. (см. рис.3).

Быстроходный вал зубчатого редуктора выполняется в виде вала-шестерни с консольным расположением опор. Места установки подшипников вала показаны на рис. 4 (тип и размеры подшипников были определены ранее в **Mathcad**).

Шестерню и колесо выбираем из меню **MechaniCS** «**Зубчатые колеса**», задав в свойствах параметры, полученные ранее в **Mathcad** (модуль, числа зубьев, ширину зубчатого венца, ширину и диаметр ступицы и т.д.).

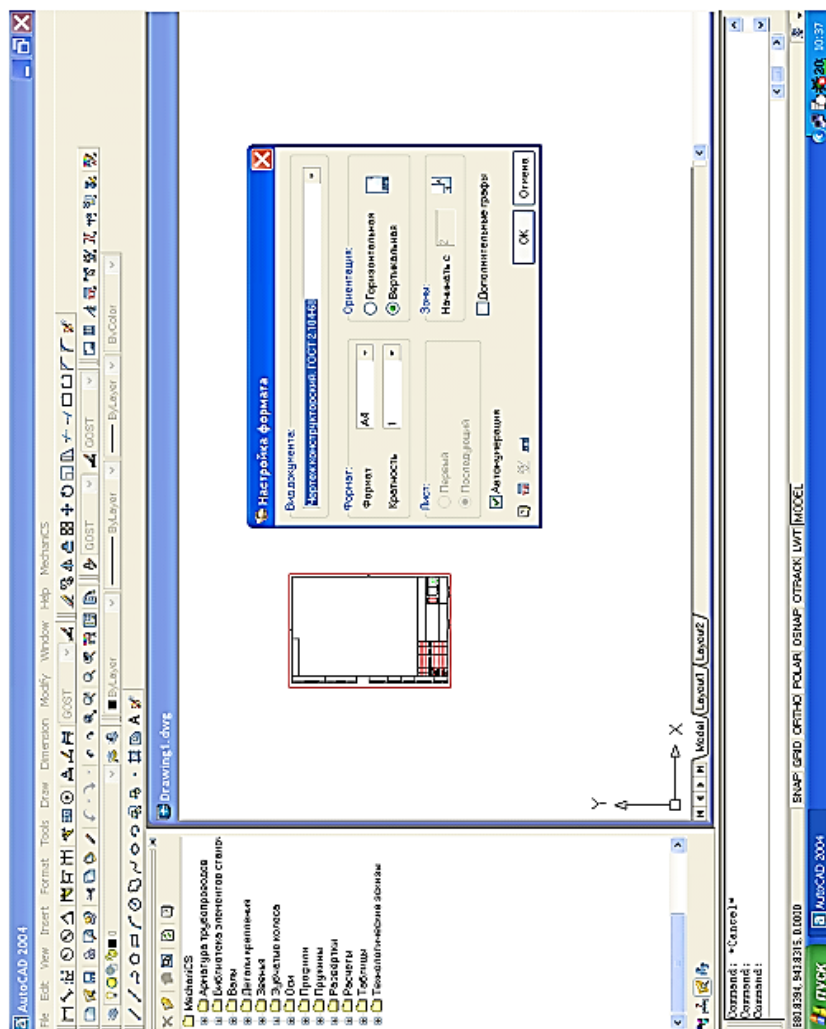


Рис. 3

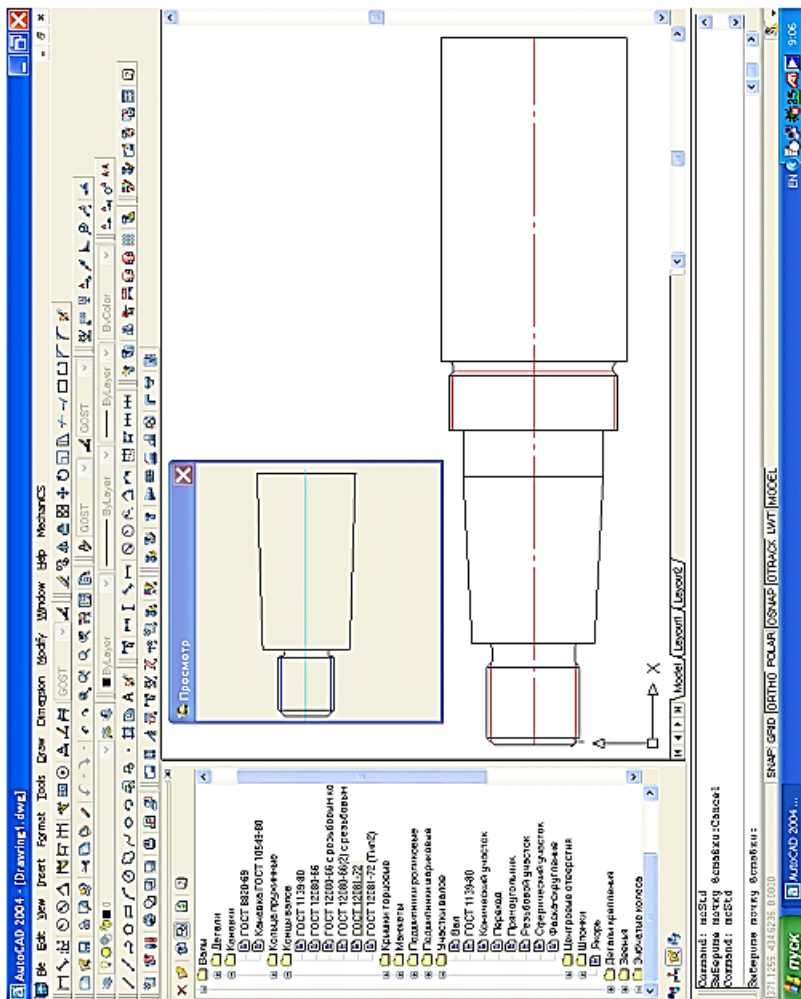


Рис. 4

Далее на вал устанавливаем все необходимые детали в зависимости от способа осевой фиксации вала (стакан, подшипников вала показаны на рис. 5 (тип и размеры подшипников были определены ранее в **Mathcad**).

Пример конструкции зубчатой передачи показан на рис. 5.

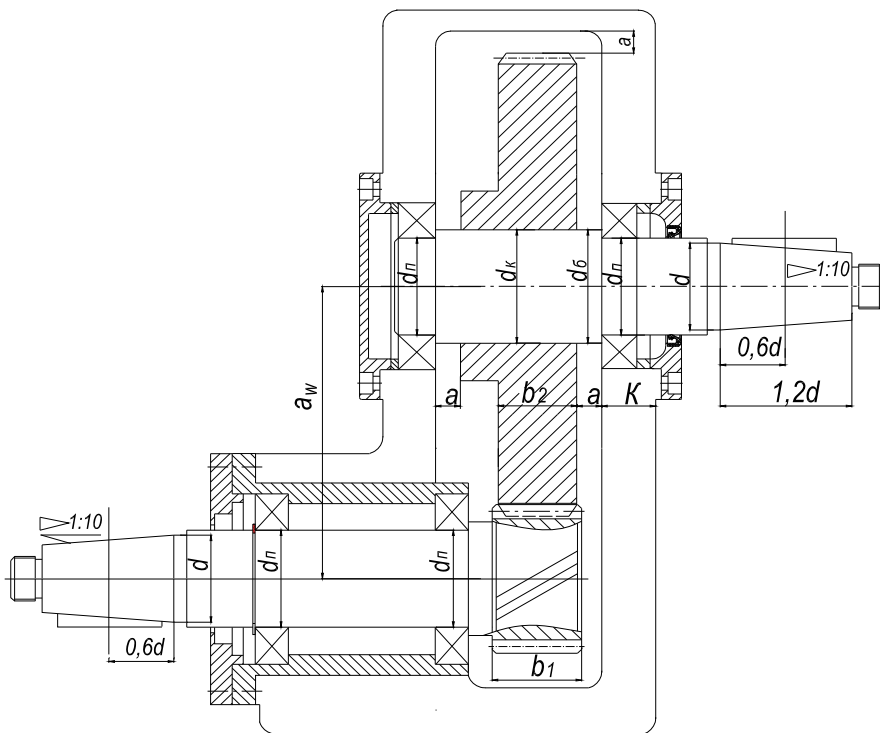


Рис.5

### Контрольные вопросы

1. Какими основными параметрами характеризуются зубчатые передачи, и по каким напряжениям они рассчитываются?
2. От чего зависят допускаемые напряжения в зубчатых передачах?
3. Какие силы возникают в зубчатом зацеплении?
4. Какая расчетная схема используется для расчета валов на прочность?
5. Как определить силы, действующие на подшипниковые узлы?
6. От чего зависит ресурс подшипника качения?



## **№13.Изучение конструкций подшипников качения по образцам**

**Цель работы** - изучение классификации, условных обозначений и конструкций подшипников качения по предлагаемым образцам различных типов подшипников.

### **Классификация подшипников качения**

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

По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники подразделяют на четыре группы:

- а) **радиальные** - предназначенные для восприятия только радиальных или преимущественно радиальных нагрузок;
- б) **радиально-упорные** - предназначенные для восприятия комбинированных (радиальных и осевых) 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 подразделяют на шариковые и роликовые.

Роликовые подшипники выполняют:

- а) с короткими или длинными 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 (бобиной) и со скругленными торцами. Подшипники с таким модифицированным контактом отличаются повышенным ресурсом и меньшей чувствительностью к перекосам колес.

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

По основному конструктивному признаку подшипники классифицируют 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.

### **Условные обозначения по ГОСТ 3189-89**

Основное условное обозначение, дополнительные знаки и знак завода-изготовителя (например, ГПЗ-1) нанесены на торцы колец подшипников. Основное условное обозначение составлено из цифр (максимальное число цифр 7), оно характеризует внутренний диаметр подшипника, размерную серию, тип, конструктивную разновидность. Порядок отсчета цифр справа налево (рис. 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 размера внутреннего диаметра в миллиметрах на 5. За тем же исключением внутренние диаметры 10, 12, 15 и 17 мм обозначают соответственно 00, 01, 02 и 03. Третья и седьмая цифры указывают серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм включительно).

#### **Пример обозначения:**

4074108 - Подшипник роликовый радиальный с игольчатыми роликами основного типа особолегкой особоширокой серии на диаметр вала 40мм, класс точности 0.

6-36209 - Подшипник шариковый радиально-упорный с углом контакта 12<sup>0</sup> легкой узкой серии на диаметр вала 45мм, класс точности 6.

# УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

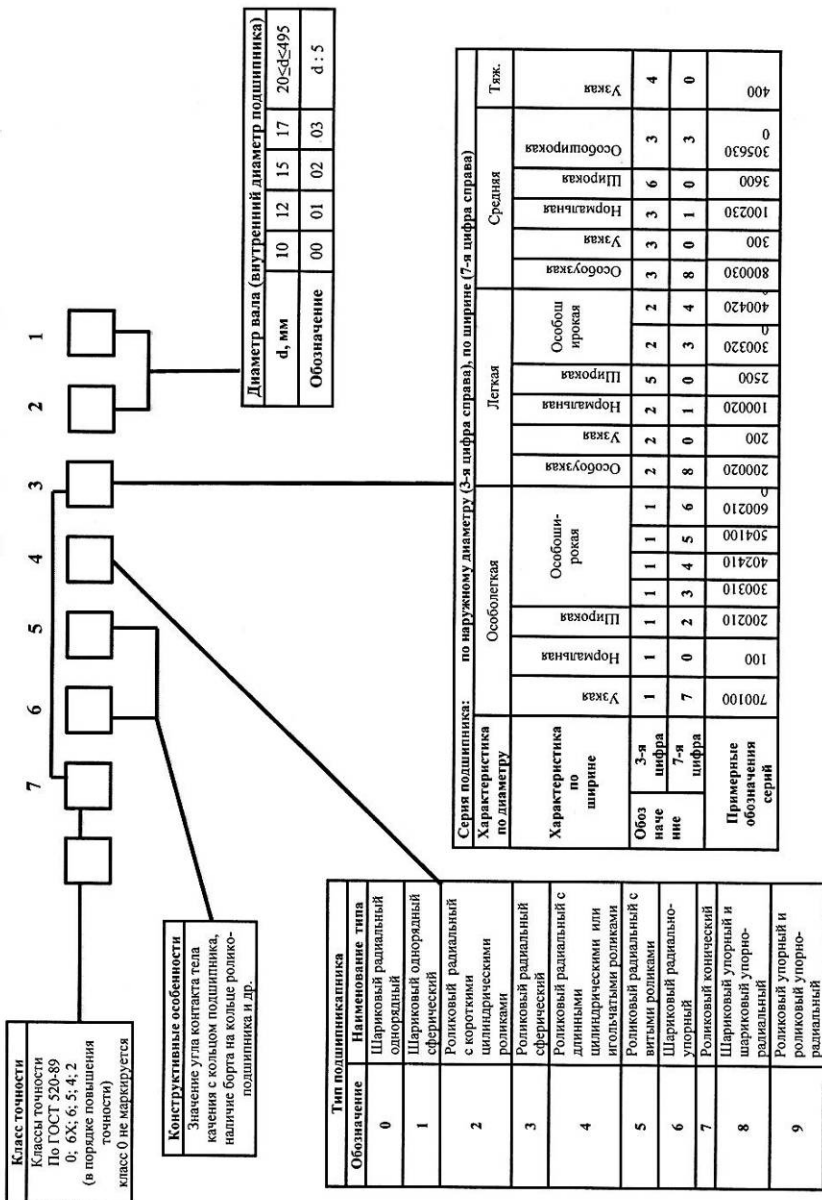


Рис 1.  
139

Третья цифра, обозначающая серию диаметров, совместно с седьмой цифрой, обозначающей серию ширины, определяют размерную серию подшипников. Если седьмая цифра 0, то третья цифра характеризует серию по диаметру и ширине.

Четвертая цифра обозначает тип подшипника:

шариковый радиальный однорядный	0
шариковый радиальный сферический двухрядный	1
роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
роликовый радиальный сферический	3
роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами	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 подшипников (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, 6X, 6, 5, 4, 2, Т. Кроме того, ГОСТ 520-89 предусматривает классы точности 8 и 7 ниже 0 для применения в неотчетливых узлах и категории подшипников по уровню вибрации А, В, С. 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 обозначает, что сепаратор выполнен из пластических материалов, буква Р - детали подшипника изготовлены из теплостойких сталей, буква Ю - все или часть деталей изготовлены из коррозионно-стойкой стали), конструктивные изменения деталей подшипника обозначают буквой К с цифрами, буква Т с цифрами (Т, Т1, Т2...Т6) указывает на специальную термообработку деталей подшипника (температура отпуса, соответственно, 200, 225. 250...450 °С), буква М с цифрами - роликовые подшипники с модифицированным контактом.

### **Краткая характеристика основных типов подшипников** **[1...3]**

Шариковые радиальные однорядные подшипники (тип 0000) предназначены для восприятия радиальных и ограниченных осевых нагрузок любого направления и 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 фиксации валов.

Допускаемые углы взаимного перекоса колец (внутреннего относительно наружного) подшипников с нормальными радиальными зазорами при радиальном нагружении - до 8' (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 надежная 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. Допускается раздельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного колец подшипника.

Подшипники с модифицированным контактом допускают взаимные перекосы колец до 6' (без модификации - до 2').

Роликоподшипники игольчатые (тип 74000) отличаются большой радиальной грузоподъемностью при малых радиальных габаритах. Осевые нагрузки воспринимать не могут. По допускаемым частотам вращения они уступают роликоподшипникам с короткими цилиндрическими 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 типа 6000 и 36000 равен  $12^\circ$ , а у подшипников 46000 и 66000 -  $26$  и  $36^\circ$  соответственно. Номинальный угол контакта подшипников с разрезными кольцами равен  $26^\circ$ . 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 двусторонних осевых нагрузок их применяют в паре. Подшипники выпускаются с углами  $\alpha = 10...18^0$  (тип 7000) и  $20...30^0$  (тип 27000). Пару подшипников типа 27000 рекомендуют 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  $2'$ ).

### **Порядок проведения работы**

1. По методическим указаниям и плакатам ознакомиться с классификацией подшипников качения, их условными обозначениями.
2. Изучить конструкцию подшипников по пеналам с образцами.
3. Заполнить протокол отчета (рис. 2): показать стрелками на эскизах подшипников направления воспринимаемых нагрузок; дать расшифровку условных обозначений подшипников, нанесенных на торцах колец; написать краткую характеристику каждого подшипника.
4. Подписать (защитить) протокол отчета у преподавателя.

## Пример заполнения протокола отчета

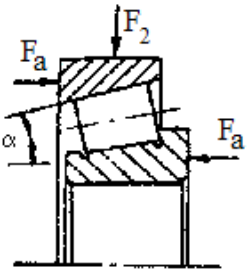
5. Роликовый радиально-упорный конический (тип 7000)		
	7307	Предназначен для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузок. Для восприятия двусторонних осевых нагрузок применяется в паре. Требуется регулировки осевого зазора.
	<p>07 – внутренний диаметр подшипника 35мм (7x5=35)</p> <p>3 – серия средняя узкая</p>	<p>Обладает большей грузоподъемностью, чем шариковый радиально-упорный, но меньшими точностью вращения и предельной частотой вращения.</p> <p>Допускает раздельный монтаж наружного и внутреннего колец с комплектом роликов. Допускает перекос колец с модифицированным контактом до 4' (без модификации до 2').</p>

Рис.2

### Контрольные вопросы



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

## **№14. Изучение типовых узлов с подшипниками**

## качения

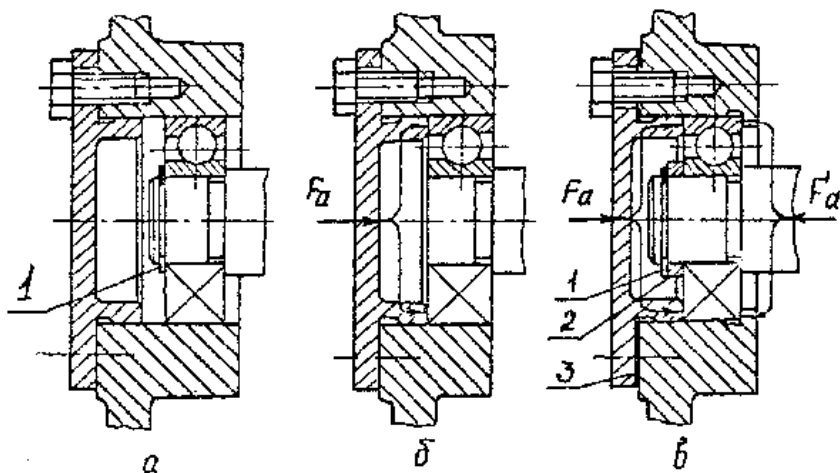
**Цель работы** - изучение типовых узлов и основных рекомендаций по проектированию опор валов на подшипниках качения.

### Краткое описание типовых схем опор валов

Подшипники качения должны быть установлены на валу и в корпусе так, чтобы обеспечивалось необходимое радиальное и осевое фиксирование вала. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на **плавающие** и **фиксирующие**.

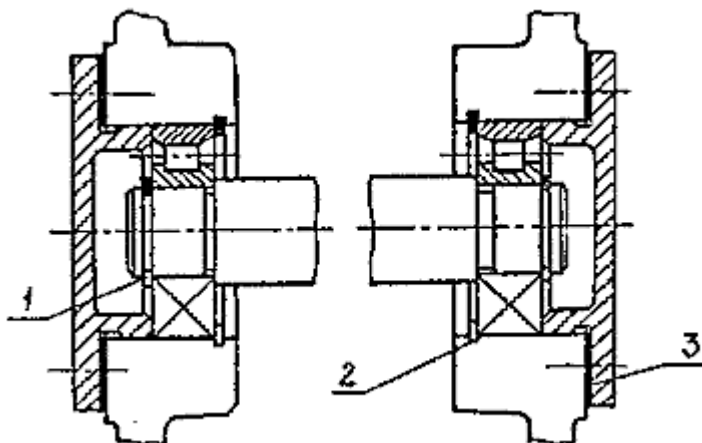
Плавающая опора (рис. 1а) допускает осевое перемещение вала в любом направлении. Фиксирующая опора (рис. 1б) фиксирует вал, т.е. предотвращает его осевое перемещение в одном направлении. Опора (рис. 1в) фиксирует вал в обоих направлениях. Осевые нагрузки  $F_a$  могут воспринимать только фиксирующие опоры (рис. 1б,в).

Примечание.  $F_a$  и  $F'_a$  - варианты осевой нагрузки, которую способна воспринимать фиксирующая опора.



1 – плоское пружинное кольцо; 2 – кольцо-компенсатор;  
3 – набор прокладок

Рис.1



1, 2 – плоское пружинное кольцо; 3 – набор прокладок

Рис.2

При выборе типа подшипников для плавающих и фиксирующих опор следует учитывать их конструктивные особенности. Так, в плавающих опорах применяют радиальные шариковые (см. рис. 1а) или роликовые (рис. 2) подшипники.

Вал в большинстве случаев устанавливают на двух опорах, при этом в зависимости от конструкции подшипниковых узлов возможны различные сочетания плавающих и фиксирующих опор, т.е. различные схемы установки валов.

### **Схема 1. Обе опоры плавающие (см. рис. 2).**

Данную схему применяют в тех случаях, когда осевая фиксация вала осуществляется какими-либо другими элементами конструкции. Например, в шевронных зубчатых передачах опоры одного из валов должны обеспечивать его самоустановку относительно другого вала, зафиксированного от осевых перемещений. Это вызвано тем, что при изготовлении шевронных зубчатых колес неизбежны погрешно-

сти углового положения зуба одного полушеврона относительно зуба другого полушеврона. По этой причине первоначально в зацепление входят зубья только одного полушеврона. Возникающая при этом осевая сила смещает колесо вместе с валом вдоль оси плавающих опор до того положения, когда в зацепление войдут зубья обоих полушевров. Осевая фиксация вала осуществляется не опорами, а шевронными зубьями колеса. Здесь лишняя связь в виде фиксирующей опоры привела бы к статической неопределимости системы.

**Схема 2. Одна из опор фиксирующая, вторая - плавающая.**

Фиксирующая опора фиксирует вал в обоих направлениях, и может содержать как один (рис. 3), так и два подшипника (см. «Журнал лабораторных занятий», рис. 4б). В качестве плавающей целесообразно выполнять опору, нагруженную меньшей радиальной нагрузкой.

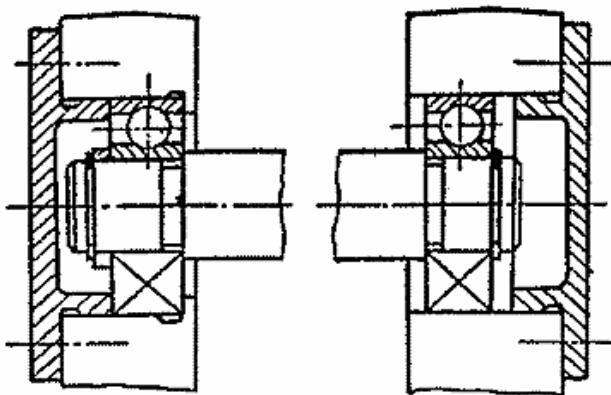


Рис.3

В таком виде система является статически определимой и может быть представлена в виде балки с одной шарнирно-неподвижной и одной шарнирно-подвижной опорами.

Осевые перемещения вала в фиксирующей опоре зависят от собственного осевого зазора в подшипниках, способов крепления колец подшипников на валу и в корпусе, а также от собственной осевой жесткости подшипников.

Основные достоинства этой схемы:

- не требуется точно выдерживать расстояние между опорами, что особенно важно при расположении опор в отдельных корпусах;
- опоры могут быть расположены на любом расстоянии друг от друга, так как температурные или упругие деформации валов будут компенсироваться осевыми перемещениями плавающей опоры;
- высокая осевая жесткость фиксирующей опоры, особенно в случае применения двух роликовых конических или двойных упорных подшипников.

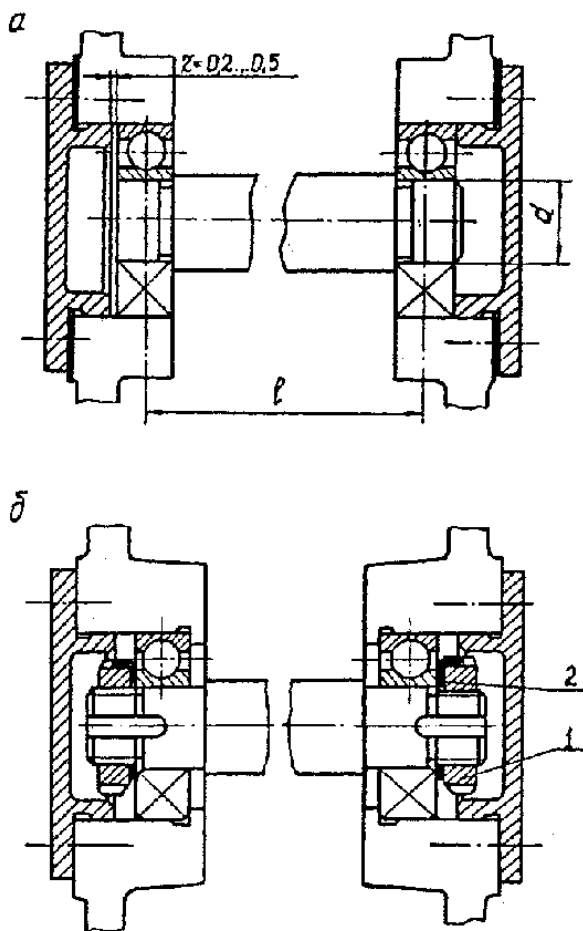
Недостатком этой схемы является сложная конструкция крепления подшипников на валу и в корпусе.

### **Схема 3. Обе опоры фиксирующие.**

Каждая из опор фиксирует вал в одном направлении. Различают схемы "враспор" (рис. 4а) и "врастяжку" (см. рис. 4б).

Схема установки вала "враспор" конструктивно является наиболее простой. Она широко применяется при малых расстояниях между опорами. При больших расстояниях между опорами (для радиальных шарикоподшипников  $l/d = 8...10$ ) для исключения защемления вала из-за его температурных деформаций необходимо предусматривать зазор  $Z$  между крышкой и наружным кольцом подшипника.

При установке вала "врастяжку" расстояние между подшипниками можно увеличить (для радиальных шарикоподшипников  $l/d = 10...12$ ), так как температурные деформации вала ведут к увеличению зазоров в подшипниках.



1- круглая шлицевая гайка; 2- многолапчатая шайба

Рис.4

### Крепление подшипников на валу и в корпусе

Наиболее простые способы крепления подшипников применяют при установке вала на двух фиксирующих опорах (см. схему 3). В этом случае внутренние кольца подшипников устанавливают на вал с упором в его заплеки (см. рис. 4а) или в дистанционные втулки

(см. журнал лабораторных занятий, рис. 3б). Наружные кольца подшипников устанавливают в корпус с упором в крышку (см. рис. 4а) или бортик, выполненный в корпусе (см. рис. 4б) или стакане (см. «Журнал лабораторных занятий» рис. 3б).

В фиксирующих опорах с двусторонней фиксацией вала (см. схему 2) внутренние и наружные кольца подшипников закрепляют на валу и в корпусе с двух сторон. Внутренние кольца подшипников устанавливают на вал с упором в его заплечик и крепят с другой стороны с помощью плоского пружинного кольца (см. рис. 3) или резьбовых крепежных деталей. Наиболее часто для этого используют круглые шлицевые гайки. Для исключения самопроизвольного отвинчивания (см. рис. 2) гайка стопорится многолапчатой шайбой [1, лист 363].

Наружные кольца подшипников устанавливают в корпус (см. рис. 3) или стакан (см. «журнал лабораторных занятий», рис. 4б) с упором в их заплечик и закрепляют с другой стороны крышкой.

В плавающих опорах (см. схемы 1 и 2) внутренние кольца подшипников закрепляют на валу с двух сторон в целях предотвращения аварий, связанных со случайным сходом подшипника с вала.

Наружные кольца радиальных шариковых подшипников в корпусе не закрепляют (см. рис. 1а), а при использовании подшипников с короткими цилиндрическими роликами - закрепляют с двух сторон (см. рис. 2). Это делают для исключения самопроизвольной разборки подшипников в результате осевых перемещений кольца.

Другие способы крепления внутренних колец подшипников представлены в работе [1, лист 363, рис. 4, 6, 8; лист 364, рис. 2, 5, 8]; способы крепления наружных колец подшипников – [1, лист 365, рис. 2, 7, 8, 9, 10].

### **Регулирование подшипников**

Для нормальной работы подшипников необходимо, чтобы в них в процессе эксплуатации были обеспечены оптимальные радиальный зазор  $G_r$  и осевая игра  $\delta$  (осевой зазор).

Радиальные подшипники изготавливают со сравнительно небольшими зазорами, поэтому после сборки узла они могут работать без дополнительного регулирования.

В радиально-упорных подшипниках регулируемого типа требуемые значения радиальных зазоров  $G_r$ , обеспечивают путем регулирования осевой игры в пределах  $\delta = 0,05...0,15$  мм при сборке узла

(рис. 5). В этом случае при эксплуатации за счет нагрузок и температурных деформаций зазоры в подшипниках будут близки к нулю.

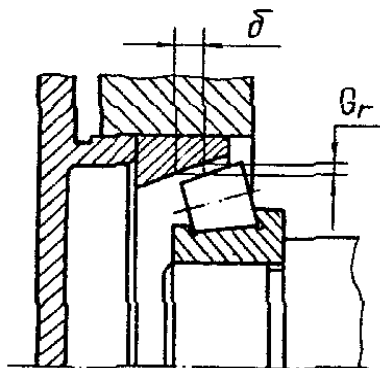


Рис.5

В зависимости от конструкции подшипниковых узлов регулирование осевой игры осуществляют путем смещения одного из колец подшипника в осевом направлении с помощью следующих деталей:

- набора прокладок (см. «Журнал лабораторных занятий», рис. 4а), устанавливаемых между корпусом и крышкой; регулировочные прокладки изготавливают из жести или латуни и используют в виде набора суммарной толщиной 1...2 мм; при этом в комплект входят прокладки толщиной 0,15; 0,2; 0,3 и 0,5 мм, что позволяет регулировать осевую игру с точностью 0,05 мм;

- резьбовых деталей; для смещения наружного кольца используют регулировочный винт, размещенный в крышке, и нажимную шайбу (см. «Журнал лабораторных занятий», рис. 2б); для смещения внутреннего кольца чаще всего используют круглые шлицевые гайки 1; (см. рис. 4б); данный способ регулирования применяется в узлах, от опор которых требуется повышенная жесткость.

### **Порядок выполнения работы**

1. После изучения методических указаний и рекомендованной литературы дать описания типовых схем опор валов.



2. Для подшипниковых узлов, представленных на рис. 1...4 и в «Журнале лабораторных занятий», дать описание их конструкции, указав при этом следующее:

типы подшипников;

какая из опор является плавающей, а какая фиксирующей;

для фиксирующих опор на рисунке отметить возможные направления действия осевой силы;

какая типовая схема изображена на каждом рисунке;

каким образом фиксируют на валу и в корпусе кольца подшипников;

требуется ли регулирование подшипников;

какие детали служат для регулирования и каким образом осуществляется регулирование.

3. По указанию преподавателя изучить конструкцию опор одного из валов цилиндрического или червячного редуктора; указать, какой из схем, представленных на рис. 1...4 "Журнала лабораторных занятий" соответствуют опоры; в случае отличий в конструкции опор вала редуктора и опор, представленных на соответствующем рисунке, описать эти отличия.

### **Контрольные вопросы**

1. Какие опоры называют плавающими, фиксирующими?
2. Какие основные схемы валов с опорами Вы знаете?
3. В каких случаях применяют валы с двумя плавающими опорами?
4. Каковы достоинства и недостатки валов с одной плавающей и одной фиксирующей опорой?
5. Каковы достоинства и недостатки валов с двумя опорами, каждая из которых фиксирует осевое положение валов в одном направлении?
6. Почему плавающей следует выполнять менее нагруженную опору?
7. Подшипники каких типов необходимо регулировать при сборке узла?
8. Какие способы регулировки подшипников Вы знаете?
9. Почему осевая нагрузка, действующая на радиально-упорные регулируемые подшипники, должны быть не меньше определенного значения?

## №15. Экспериментальное определение момента сопротивления в подшипниках качения

**Цель работы** – определить момент сопротивления в шариковом подшипнике качения и исследовать зависимость момента от нагрузки. По данным эксперимента рассчитать приведенный коэффициент трения в подшипнике и сравнить со справочными значениями.

Подшипник шариковый радиальный однорядный, рис.1, содержит наружные и внутренние кольца, шарики и сепаратор, для равномерного распределения их по окружности между кольцами. На поверхности колец имеются дорожки качения, по которым перекатываются тела качения при вращении одного из колец.

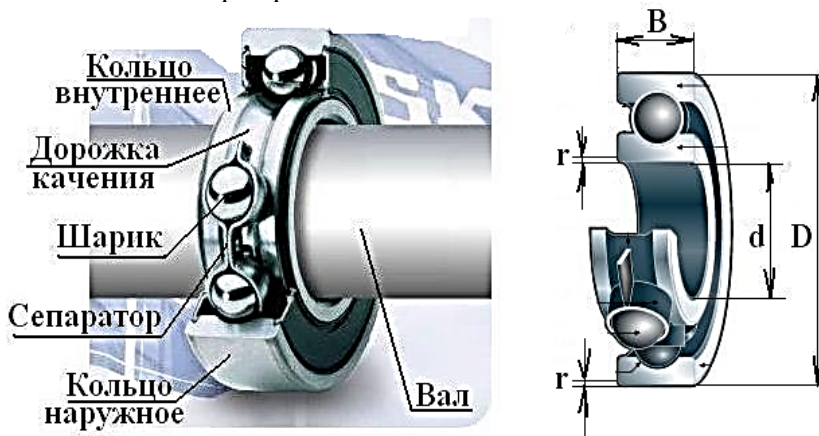


Рис. 1.

В технической литературе момент сопротивления вращению определяется по упрощенной формуле:

$$T_{\text{под}} = F_r f \frac{d}{2}$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка;  $f$  – приведенный коэффициент трения;  $d$  – внутренний диаметр кольца подшипника (диаметр вала).

Получить более точную зависимость не представляется возможным из-за случайных отклонений в работе подшипника, напри-

мер, из-за небольшого перекоса колец, автоколебаний шариков, боковых и радиальных биений дорожек качения и т.п. В подобных случаях переходят к построению уравнения регрессии на основе эксперимента и статистического анализа результатов.

### Лабораторная установка

Для исследования стандартного радиального подшипника легкой серии № 208 ГОСТ 8338 – 75, рис.2, содержит электродвигатель и клиноременную передачу со ступенчатыми шкивами.

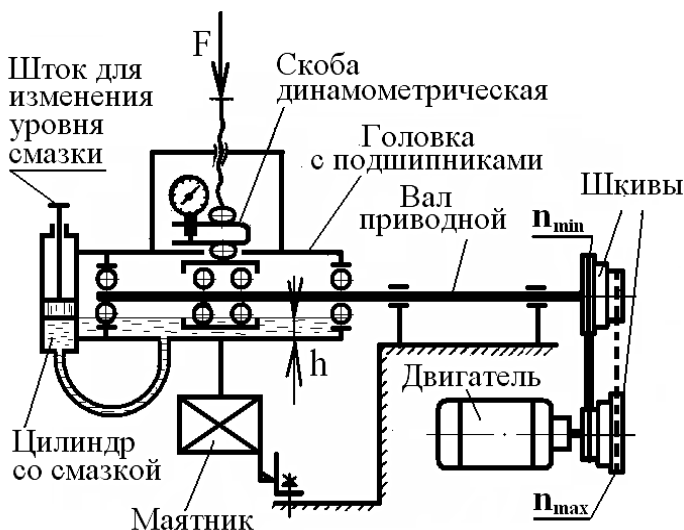


Рис. 2

Четыре подшипника установлены в общей головке, из них два средних в обойме под динамометрической скобой. Момент сопротивления измеряют по отклонению стрелки маятника относительно шкалы или с помощью тензометрических датчиков (на рис 2 не показаны). Нагрузочное приспособление состоит из винта, индикатора и динамометрической скобы. Угловая скорость вращения приводного вала с подшипниками может быть изменена преподавателем до начала эксперимента с помощью 3-х ступенчатой клиноременной передачи:  $n_1 = 102 \text{ с}^{-1}$  (955 об/мин),  $n_2 = 200 \text{ с}^{-1}$  (1910 об/мин),  $n_3 = 300 \text{ с}^{-1}$  (2865

об/мин). Величину нагрузки  $F$  на подшипники определяют по тарифовочному графику скобы, рис. 3 или по формуле (1)

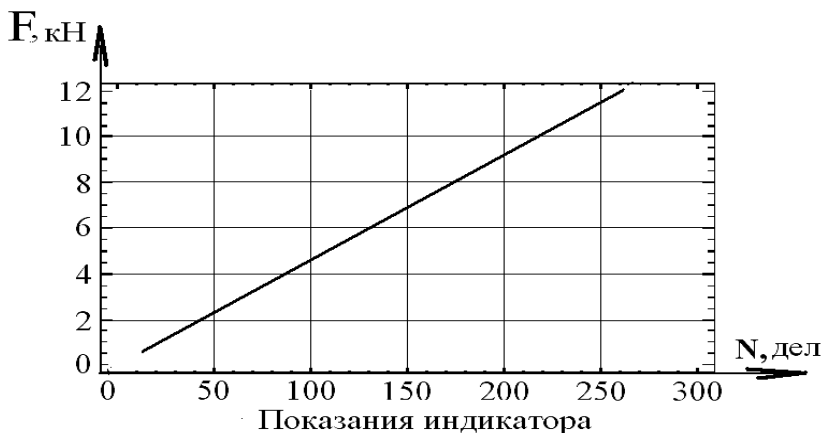


Рис.3

$$F = 159.93 + 44.72 N, H \quad (1)$$

где  $N$  – число делений индикатора, рис. 2.

Величину силы  $F$  устанавливают винтом по числу делений индикатора  $N$ .

Например:

при  $N_1 = 50$  делений, сила  $F_1 = 159.93 + 44.72(50) = 2396$ , Н

при  $N_2 = 75$  делений, сила  $F_2 = 159.93 + 44.72(75) = 3514$ , Н

при  $N_3 = 100$  делений, сила  $F_3 = 159.93 + 44.72(100) = 4632$ , Н

при  $N_4 = 125$  делений, сила  $F_4 = 159.93 + 44.72(125) = 5750$ , Н

при  $N_5 = 150$  делений, сила  $F_5 = 159.93 + 44.72(150) = 6868$ , Н

Распределение нагрузки  $F$  между подшипниками показано на рис 4

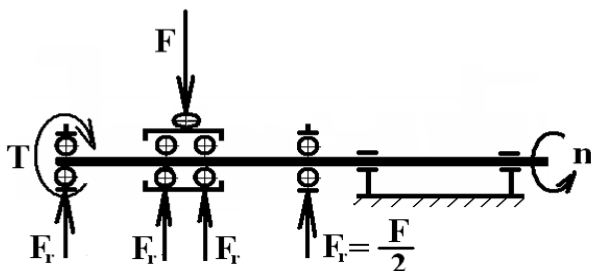


Рис. 4

При проведении эксперимента момент сопротивления измеряется для 4-х подшипников, рис. 2, рис. 4:

$$T = 4 T_{\text{под}} = Ffd \quad (3)$$

Момент сопротивления одного подшипника равен

$$T_{\text{под}} = F_r f \frac{d}{2} = \frac{1}{4} F f d \quad (4)$$

$f$  – приведенный коэффициент трения;  $d = 0.040$  м – диаметр внутреннего кольца подшипника.

При известных значениях момента сопротивления  $T$ , силы  $F$  и диаметра  $d$ , из формулы (3) может быть найден приведенный коэффициент трения:

$$f = \frac{T}{F d} \quad (5)$$

Уровень смазки  $h$  в испытательной головке, рис. 2, устанавливается штоком до начала эксперимента по указанию преподавателя, например:

$h_1 = 5$  мм – до погружения в масло нижней части наружного кольца подшипника,

$h_2 = 10$  мм – по центру нижнего шарика или ролика,

$h_3 = 15$  мм - до погружения в масло нижней части внутреннего кольца

### **План эксперимента.**

Зависимость переменной отклика  $T$  (момента сопротивления вращению 4-х подшипников) от нагрузки  $F$ , (или от скорости вращения подшипников  $n$ , или уровня смазки  $h$ ) может быть получена отдельно для каждого фактора, так называемые однофакторные эксперименты, или для совокупности факторов – двухфакторные или трехфакторные эксперименты, например:

$$T = \varphi(F), \quad T = \varphi(F, n), \quad T = \gamma(F, n, h)$$

В однофакторном эксперименте изменяют уровни одного фактора, например нагрузки  $F$ :

$$\begin{aligned} T_1 &= \phi(F_1 = 50 \text{ дел.}) & T_2 &= \phi(F_2 = 100 \text{ дел.}) \\ T_3 &= \phi(F_3 = 150 \text{ дел.}) \end{aligned}$$

В двухфакторных и трехфакторных экспериментах величину переменной отклика определяют при всех комбинациях уровней факторов. Из-за тех или иных погрешностей, каждое измерение представляет собой случайную величину. Чтобы повысить точность, эксперимент повторяют несколько раз при одних и тех же уровнях факторов, т. е. выполняют параллельные испытания (реплики) В данной работе используется однофакторный эксперимент, с 5-ю уровнями нагрузки  $F$  и 3-я репликами  $R = \{1, 2, 3\}$  По этим данным, составлен план эксперимента, табл. 1. Общее число испытаний равно 15. Нагрузка  $F$  задана в делениях  $N$  индикатора, рис. 2, формулы (1), (2)

Таблица 1.

План однофакторного эксперимента для момента сопротивления вращению 4-х подшипников  $T$

Измерен- ный мо- мент $T$ , Нм	Уровень фактора $F$ , дел.	Порядок испытаний
	50	1
	75	2
	100	3
	125	4
	150	5
	50	6
	75	7
	100	8
	125	9
	150	10
	50	11
	75	12
	100	13
	125	14
	150	15

**Порядок выполнения работы**

Испытания проводятся в соответствии с планом, табл.1.

1. Отключить стенд от электросети.
2. Винтом динамометрической скобы выбрать зазор и установить индикатор нагрузки  $F$  в нулевое положение.
3. Установить стрелку маятника для измерения момента  $T$  в нулевое положение относительно измерительной шкалы. Вывести маятник из состояния покоя и проверить установку стрелки на нулевой отметке.
4. Подключить лабораторную установку к электросети, нажать кнопку **ПУСК** и дать проработать в течение 5 мин. холостую.
5. В соответствии с табл.1, винтом динамометрической скобы установить стрелку индикатора на  $N = 50$  дел. (нагрузка  $F_1 = 50$  дел. = 2,396 кН) Дать проработать стенду 0,5-1 мин., снять показания стрелки на измерительной шкале момента  $T$  и записать в табл. 1. (Испытание 1)
6. Повторить п. 5 последовательно выполняя испытания со 2 по 15.

7. Винтом динамометрической скобы установить стрелку индикатора на  $N = 0$  дел.
8. Нажать кнопку **СТОП** и отключить стенд от электросети.

### **Контрольные вопросы**

1. Какие факторы, кроме нагрузки  $F$ , могут влиять на зависимость  $T = \phi(F)$ ?
2. Как можно повысить точность экспериментальных измерений момента  $T$ ?
3. Какие показатели определяют точность уравнения регрессии?



## №16. Изучение демпфирующих свойств упругих муфт

**Цель работы** - ознакомление с примерами конструкций и свойствами муфт; экспериментальное определение коэффициента демпфирования упругой муфты с резиновой звездочкой.

### Основные свойства упругих муфт

Приводные муфты предназначены для передачи вращающего момента между валами, являющимися продолжением один другого, или между валом и установленной на нем деталью (или деталями),

Упругая муфта состоит из двух полумуфт, соединенных одним или несколькими металлическими или неметаллическими упругими элементами, за счет деформирования которых происходит взаимное смещение полумуфт. Возможность взаимного смещения обуславливает крутильную податливость при нагружении муфты вращающим моментом и компенсацию взаимных смещений соединяемых валов.

Компенсирующая способность муфты - это способность соединять несоосные валы. Числовые значения смещений валов ограничены долговечностью упругих элементов и дополнительными нагрузками на валы со стороны муфты. С ростом смещений валов увеличиваются деформации упругих элементов, возрастают напряжения в них и, следовательно, долговечность упругих элементов снижается. Деформируясь, упругие элементы оказывают силовое воздействие на валы, которое возрастает с ростом смещений.

Крутильную жесткость оценивают отношением вращающего момента  $T$  - к углу  $\varphi$  относительного поворота полумуфт при действии момента  $T$ . Муфты бывают с постоянной и с переменной жесткостями. Муфты с постоянной жесткостью имеют линейную характеристику 1 (рис. 1), а с переменной - нелинейную мягкую 2 или нелинейную жесткую 3. Крутильная жесткость линейных муфт  $C = T / \varphi$ , а нелинейных - производная  $C = dT/d\varphi$ . Величину, обратную крутильной жесткости, называют крутильной податливостью.

Крутильная жесткость упругой муфты определяет собственную частоту колебаний системы, поэтому правильный выбор жесткости муфты может предотвратить возникновение в машине резонансных крутильных колебаний и, тем самым, значительно снизить динамические нагрузки на детали машин.

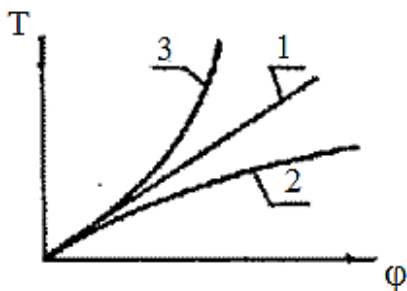


Рис.1

Демпфирующая способность - способность упругой муфты необратимо поглощать (рассеивать) механическую энергию, превращая ее в тепло. Демпфирование способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний системы с упругой муфтой, возникающих при действии возмущающих сил.

На рис. 2 представлена петля гистерезиса для линейной муфты при колебаниях вращающего момента относительно постоянного значения  $T_0$ . На рисунке обозначено:  $\varphi_0$  - угол относительного поворота полумуфт при действии постоянной составляющей  $T_0$  вращающего момента,  $\Delta\varphi$  - угол относительного поворота полумуфт при действии составляющей  $\Delta T$  вращающего момента.

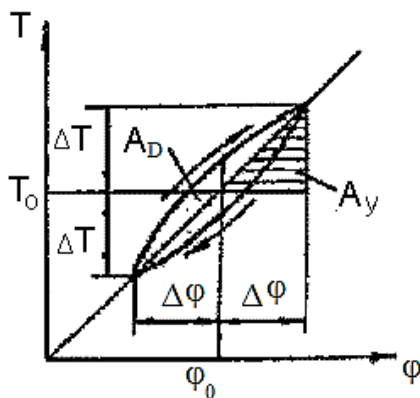


Рис.2

Демпфирующую способность оценивают коэффициентом относительного демпфирования, представляющим собой отношение необратимо поглощенной за цикл нагружения механической энергии  $A_D$  к работе упругой деформации  $A_y$  за четверть периода.

Энергоемкость - способность муфты аккумулировать энергию при деформировании упругих элементов. Чем выше энергоемкость, тем лучше муфта сглаживает колебания нагрузки.

### **Конструкции муфт**

Муфта с торообразной оболочкой (рис. 3) состоит из одинаковых полумуфт 1 и 6, соединенных резиновым или резинокордным упругим элементом 3, выполненным в виде торообразной оболочки и имеющим радиальный разрез для облегчения сборки. Борты оболочки прижимают к фланцам полумуфт нажимными кольцами 2 и 4 с помощью винтов 5. При больших частотах вращения муфты упругий элемент выполняют без разреза, что усложняет конструкцию муфты. В не зажатой (свободной) части оболочки под действием вращающего момента возникают напряжения сдвига, а в бортах оболочки - напряжения сжатия от сил затяжки винтов.

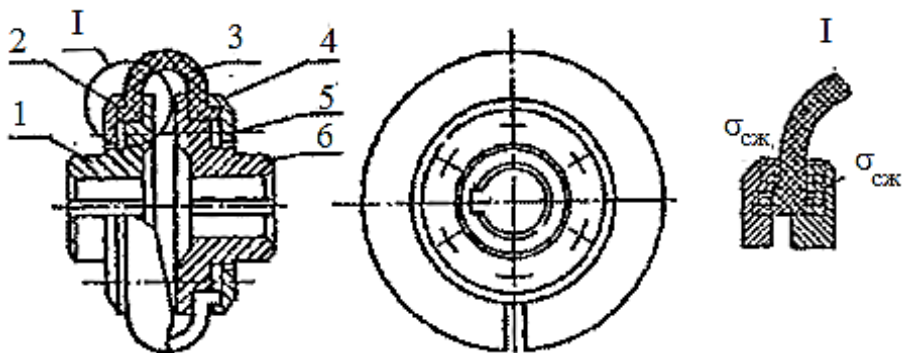


Рис. 3

Муфта допускает значительные осевые, радиальные и угловые смещения валов.

Муфта с коническим резиновым диском (рис. 4) состоит из одинаковых полумуфт 1 и 6 и упругого элемента, состоящего, в свою очередь, из резинового диска 4, привулканизированного коническими торцами к металлическим кольцам 3 и 5. Упругий элемент крепят к полумуфтам винтами 2. Коническая форма резинового диска обуславливает равномерное распределение напряжений резине при действии вращающего момента. Муфта допускает незначительные угловые и радиальные смещения валов.

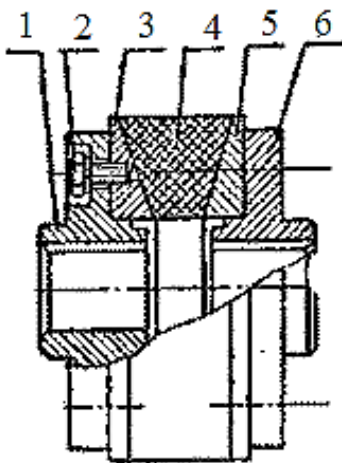


Рис. 4

Муфта с резиновой звездочкой (рис. 5) состоит из полумуфт 1 и 3, торцевые кулачки которых входят между лучами резиновой звездочки 2. При передаче вращающего момента в каждую сторону работает половина лучей звездочки, испытывая напряжения сжатия. Муфта допускает незначительные радиальные и угловые смещения валов.

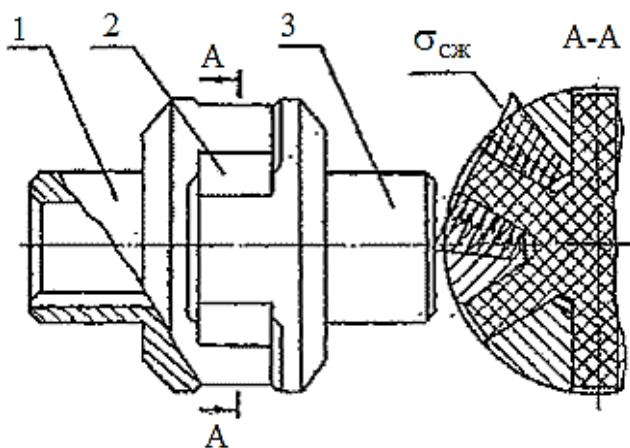


Рис. 5

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) (рис. 6).

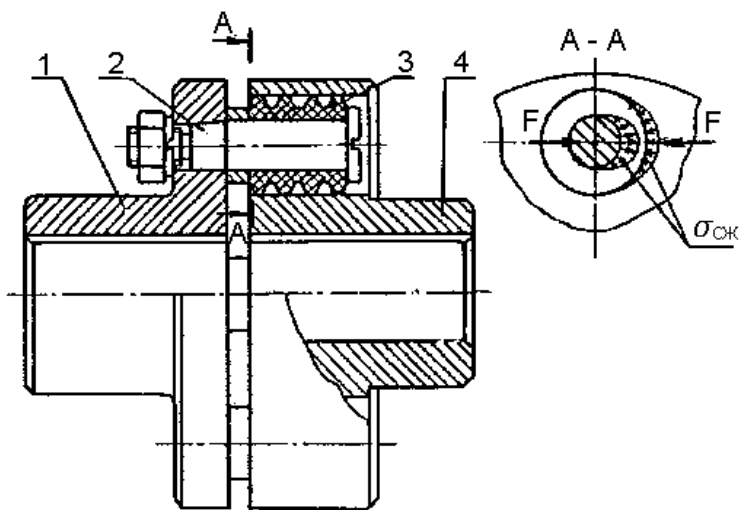


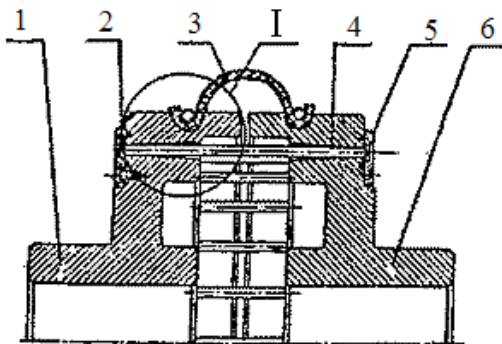
Рис. 6

На полумуфте 1 своими коническими хвостиками закреплены пальцы 2. На пальцах 2 установлены резиновые втулки 3. В полумуфт-

те 4 выполнены отверстия, в которые входят пальцы с втулками. Втулки имеет канавки для уменьшения жесткости муфты. Под действием вращающего момента во втулках возникают напряжения сжатия.

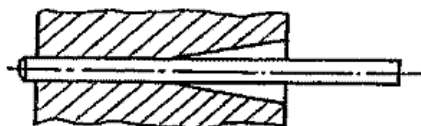
Муфта допускает незначительные радиальные и угловые смещения валов. Осевое смещение валов возможно в пределах осевого зазора между полумуфтами.

Муфта со стержнями (рис. 7) состоит из одинаковых полумуфт 1 и 6, соединенных стальными цилиндрическими стержнями 4, расположенными по окружности в отверстиях переменного сечения. Стержни могут быть установлены в отверстиях, расположенных по окружностям двух разных



I

Вариант а)



Вариант б)



диаметров (в два раза). Шайбы 2 и 5 предохраняют стержни от выпадания и совместно с кожухом 3 удерживают смазочный материал. При нагружении муфты вращающим моментом стержни работают на изгиб. В зависимости от формы продольного сечения отверстий для стержней муфты могут иметь постоянную (вариант а) на рис. 7) или переменную (вариант б) на рис. 7) жесткости).

Рис.7

Муфта допускает незначительные осевые, радиальные и угловые смещения валов.

## Экспериментальное исследование крутильной жесткости упругой муфты.

Стенд (рис. 8) статических испытаний упругих муфт на кручение имеет соосные валы 2 и 3, расположенные в неподвижных корпусах и соединенные испытываемой муфтой 1. Вал 2 соединен с корпусом направляющей шпонкой, удерживающей вал, но допускающей перемещение вала вдоль оси.

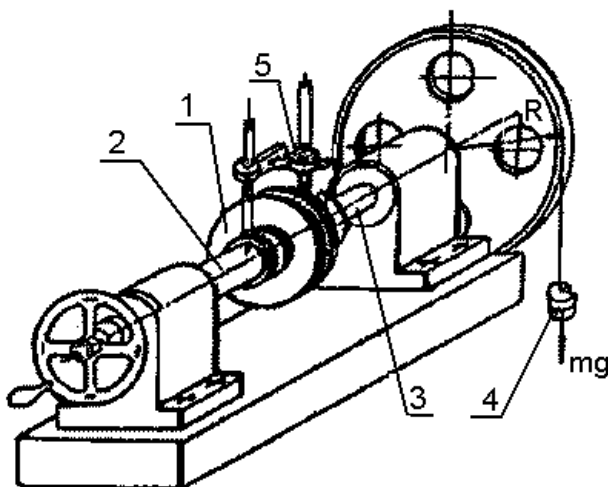


Рис. 8

Муфту нагружают вращающим моментом, создаваемым грузами 4, подвешенными на тросике, навитом на барабан:  
 $T = mgR = m9,80,25 = 2,45m$ ,

где  $T$  - вращающий момент, Н·м;  $m$  - масса грузов, кг;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> - ускорение свободного падения;  $R = 0,25$  м - радиус барабана.

Угол  $\varphi$  относительного поворота полумуфт измеряют устройством 5 (см. рис. 8), состоящим из двух стоек, закрепленных на разных полумуфтах и индикатора часового типа, которым определяют перемещение  $h$  (в мм) стойки на радиусе  $R_1 = 80$  мм (рис. 9). Угол поворота  $\varphi$  (при  $\varphi < 6^\circ$ ) можно определять по приближенной зависимости  $\varphi = 0,715h$ .

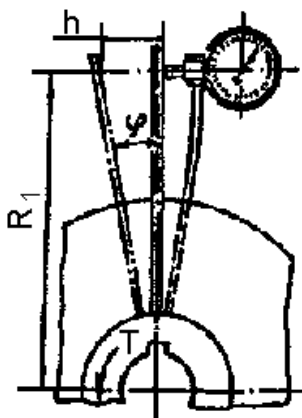


Рис. 9

Объектом испытаний в данной работе является муфта с резиновой звездочкой (рис. 5). Резине свойственны явления ползучести и релаксации напряжений, поэтому величина перемещения при заданной нагрузке зависит от продолжительности воздействия.

Равновесие между нагрузкой и перемещением (равновесное состояние) для резины практически недостижимо. В связи с этим ограничиваются отрезком времени, по истечении которого увеличение перемещения мало отражается на результатах эксперимента. В проводимой лабораторной работе перемещение  $h$  рекомендуется замерять через 30 секунд после изменения величины момента  $T$ .

### **Порядок проведения работы**

1. Изучить конструкции муфт по методическим указаниям, плакатам и образцам, проводя их неполную разборку и сборку.

При оформлении отчета в бланке лабораторной работы на рис. 1...5 следует:

а) проставить позиции на детали муфт, а на свободном поле справа от рисунка расшифровать их значение;



б) на свободном поле справа от рисунка дать краткую характеристику муфты;

в) на свободном поле справа от рисунка указать, какого вида напряжения возникают в упругом элементе при нагружении муфты вращающим моментом, и изобразить эпюры напряжений.

2. Изучить конструкцию стенда для статических испытаний муфт на кручение по руководству и плакату.

При оформлении отчета в бланке лабораторной работы проставить на рис. 6 позиции на детали и узлы стенда, а на свободном поле ниже рисунка расшифровать эти позиции.

3. Изучить методику проведения эксперимента. При оформлении отчета в бланке лабораторной работы кратко изложить методику проведения эксперимента на свободном поле ниже рис. 6.

4. На стенде получить экспериментальные зависимости угла  $\varphi$  относительного поворота полумуфт от вращающего момента  $T$  при нагружении и разгрузении. Результаты эксперимента занести в таблицу, имеющуюся в бланке лабораторной работы.

5. По результатам эксперимента построить график в бланке лабораторной работы на рис. 7.

6. В заключении следует ответить на вопросы:

а) какой характеристикой - линейной, нелинейной мягкой или нелинейной жесткой – обладает исследуемая муфта?

б) обладает ли исследованная муфта демпфирующей способностью?

в) на основании какой информации сделан вывод о наличии или отсутствии у исследованной муфты демпфирующей способности?

### **Контрольные вопросы**

1. Каково назначение муфт привода?
2. Какие муфты называют упругими?
3. Каковы основные свойства упругих муфт?
4. Какие напряжения возникают в упругих элементах изученных муфт при нагружении муфт вращающим моментом?
5. Почему при испытаниях упругих муфт с резиновыми упругими элементами не следует замерять угол закручивания сразу после изменения вращающего момента?

## №17. Экспериментальное исследование предохранительных муфт

**Цель работы** – экспериментальное измерение зависимости момента передаваемого шариковой, кулачковой или фрикционной муфтой от предварительного поджатия пружины.

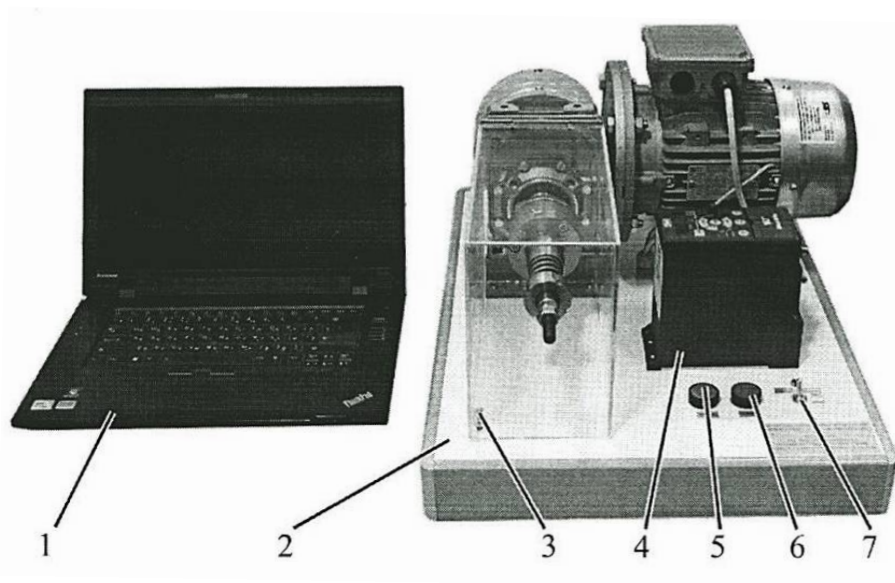


Рис.1.1 Общий вид стенда с компьютером

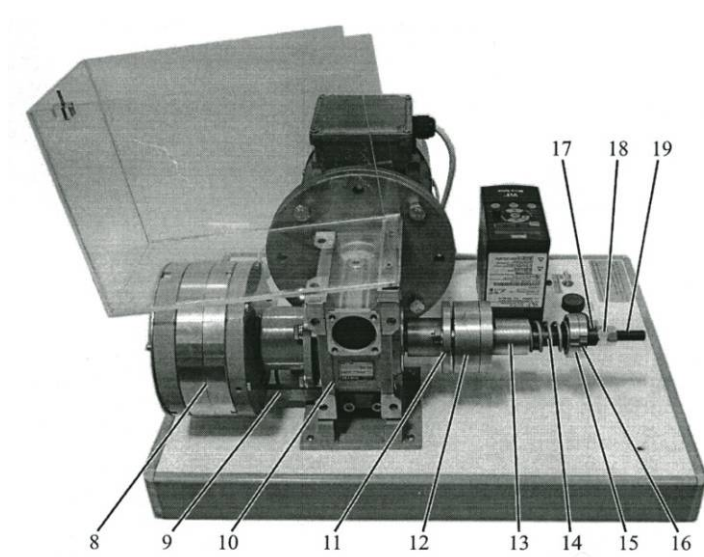


Рис.1.2. Стенд. Вид спереди

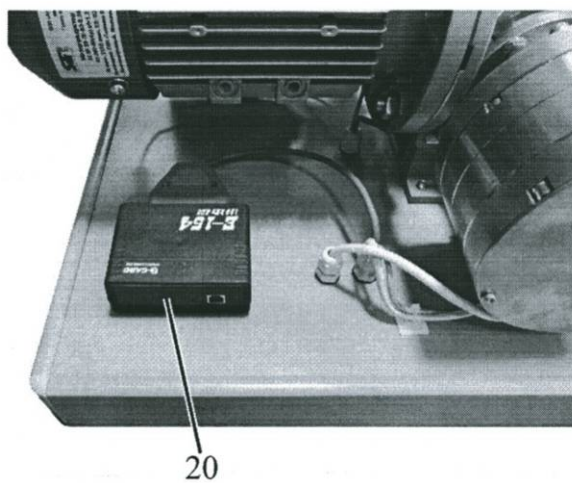


Рис.1.3.Стенд. Вид сбоку.

Автоматизированный лабораторный комплекс «Детали машин - муфты предохранительные» включает в себя:

- персональный компьютер 1, подключаемый к системе сбора данных и управления стендом по ШВ кабелю;
- основание 2 с несущим каркасом и винтовыми опорами для установки стенда на горизонтальной поверхности;
- защитный чехол 3 из прозрачного пластика;
- частотный преобразователь 4 для регулировки частоты вращения приводного мотор-редуктора;
- кнопку 5 запуска приводного мотор-редуктора;
- кнопку 6 остановки приводного мотор-редуктора;
- тумблер 7 включения питания системы управления;
- порошковый тормоз 8 с электромагнитным управлением;
- измеритель 9 крутящего момента на основе тензобалки;
- приводной мотор-редуктор 10;
- фланец 11 для передачи вращения ведущей части полумуфты;
- ведущая полумуфта 12;
- ведомая полумуфта 13;
- пружина 14, обеспечивающая поджатие полумуфт;
- гайка 15 шлицевая для поджима пружины;
- контргайка 16 шлицевая;
- полый вал 17, приводимый во вращение ведомой полумуфтой;
- гайку и контргайку 18 для крепления изучаемой муфты на валу 19;
- вал 19, передающий вращение от ведомой полумуфты на порошковый тормоз;
- плата АЦП 20 L-card E-140 с USB разъемом для подключения к ПЭВМ (разъем на боковой поверхности);
- датчики оборотов ведущей и ведомой полумуфт;
- сетевой кабель с вилкой для подключения стенда к однофазной сети переменного тока 220 В 50 Гц.

**Установить на стенд требуемую муфту, для этого:**

- открутить гайки 18;
- снять установленную муфту с вала 19;
- установить требуемую муфту на вал 19 совместив шпоночный паз в полом валу 17 со шпонками на валу 19 (рисунок 1.6)

и отверстия в ведущей полумуфте 12с пальцами на фланце 11 (рисунок 1.7);  
- навернуть гайки 18 «от руки», после чего затянуть гайку и контргайку.

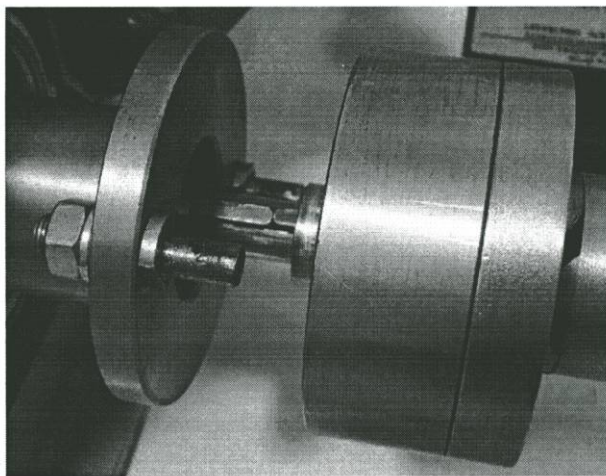


Рис.1.6. Установка муфты на вал

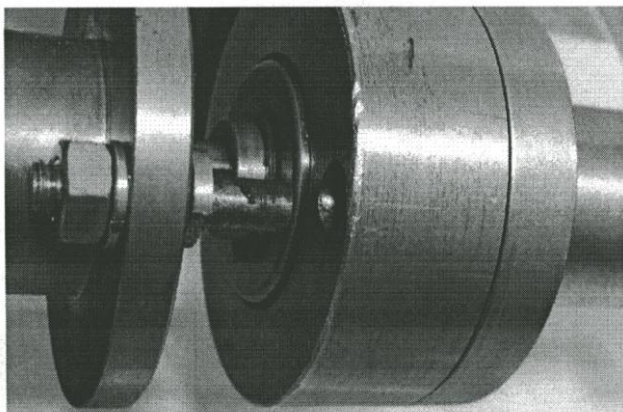


Рис.1.7.Установка муфты на фланец

1. Для кулачковой и шариковой муфты нанести на трущиеся поверхности небольшое количество консистентной смазки типа «Литол».
2. Установить минимальное поджатие пружины 14, отвернув гайки 15 и 16, после чего произвести затяжку гаек 15 и 16 во встречном направлении.
3. Закрыть защитный кожух из прозрачного пластика.
4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». При этом в графическом окне программы значок «Соединение» должен сменить цвет с красного на зеленый.
5. Проверить, что частотный преобразователь включен в режиме «Auto on» (должен светиться светодиод под кнопкой), при необходимости перевести его в этот режим нажав кнопку.
6. Включить приводной мотор-редуктор нажатием кнопки 5. Установить частоту вращения приводного мотор-редуктора 50 Гц вращая ручку потенциометра на частотном регуляторе, частота отображается на ЖК дисплее над потенциометром.
7. Произвести нагружение муфты крутящим моментом нажав кнопку «Запуск испытания» в окне программы. При этом будет произведено плавное увеличение момента до максимального значения и последующее уменьшение.
8. Выключить приводной мотор-редуктор нажатием кнопки 6.
9. Сохранить полученные программой данные.
10. Выключить питание системы управления стенда, выйти из программы.

### **Последовательность выполнения работы.**

1. Изучить конструкцию предохранительной кулачковой, шариковой и фрикционной муфт по рис.2.1, рис.2.2, рис.2.3 и реальным муфтам.
2. Включить компьютер, дождаться загрузки операционной системы.
3. Запустить программу управления стендом «ДМ МП»
4. Включить электропитание стенда тумблером «Питание системы управления». Подождать 5-10 минут для прогрева элек-

тронных компонент системы измерения. Нажать в программе кнопку «Балансировать момент».

5. Установить минимальное поджатие пружины 14, отвернув гайки 15 и 16, после чего произвести затяжку гаек 15 и 16.
6. Закрыть защитный кожух из прозрачного пластика.
7. Проверить, что частотный преобразователь включен в режиме «Auto on» (должен светиться светодиод под кнопкой), при необходимости перевести его в этот режим нажав кнопку.
8. Включить приводной мотор-редуктор нажатием кнопки 5. Установить частоту вращения двигателя приводного мотор-редуктора 50 Гц вращая ручку потенциометра на частотном регуляторе, частота отображается на ЖК дисплее над потенциометром.
9. Произвести нагружение муфты крутящим моментом нажав кнопку «Запуск испытания» в окне программы. При этом будет произведено плавное увеличение момента до максимального значения и последующее уменьшение. Выбрать для отображения на графике зависимость момента, передаваемого муфтой от времени.
10. Выключить приводной мотор-редуктор нажатием кнопки 6.
11. Сохранить полученные программой данные. Записать значение крутящего момента, при котором произошло разъединение муфты, в таблицу 2.1.
12. Открыть защитный кожух из прозрачного пластика.
13. Ослабить взаимную затяжку гаек 15 и 16. Завернуть гайки на 2 полных оборота, что соответствует увеличению поджима пружины на 52 Н, после чего произвести затяжку гаек 15 и 16.
14. Повторить действия по пунктам 6-13 пять - шесть раз.
15. Повторить действия по пунктам 5-14 для частоты вращения двигателя приводного мотор-редуктора 30 Гц.
16. Выключить питание системы управления стенда, выйти из программы.
17. По данным в таблице 2.1 построить графики зависимости максимального передаваемого муфтой крутящего момента от величины поджатия пружины для двух частот вращения. Сделать выводы.

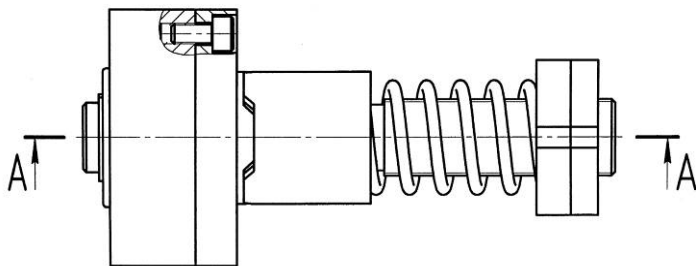


Рис.2.1.Кулачковая муфта

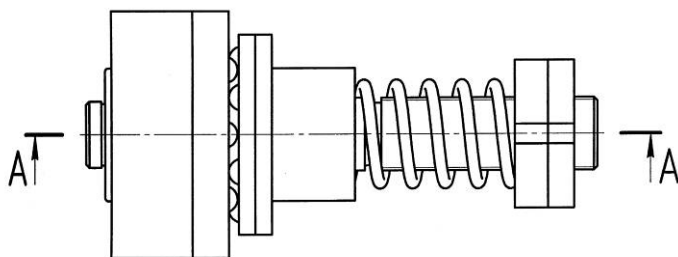


Рис.2.2. Шариковая предохранительная муфта

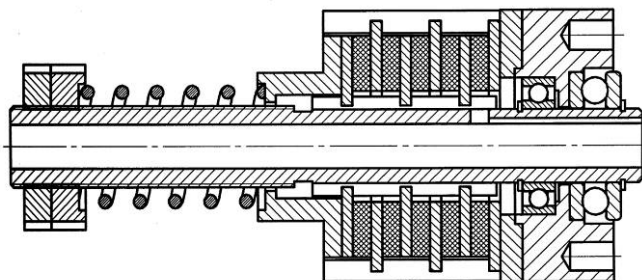


Рис.2.3.Фрикционная муфта



Частота вращения ведущей полумуфты =                      об/мин	
Усилие поджима пружины, Н	Передаваемый момент, Нхм
Частота вращения ведущей полумуфты =                      об/мин	

**Список литературы**

1. Атлас конструкций узлов и деталей машин / Под ред О.А.Ряховского. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. 384 с.
2. Расчет деталей машин на ЭВМ / Под ред. Д. Н. Решетова, С. А. Шувалова. М.: Машиностроение, 1985.
3. Детали машин: учебник для вузов /Л.А.Андриенко, Б.А.Байков, И.К.Ганулич и др. ; под. ред. О.А.Ряховского. 2-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. 520 с.
4. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990.
5. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения. Справочник, 2-е издание, - М.; Машиностроение, 1992.
6. Часовников Д.Д. Методические указания по расчету червячных передач. - М. МВТУ, 1979.
7. Подшипники качения: Справочник-каталог /Под ред. Д.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. М. :Машиностроение. 1984.
8. Буланже А.В., Палочкина Н.В., Фадеев В.З. Методические указания по расчету зубчатых передач редукторов и коробок скоростей по курсу "Детали машин". М.: Издательство МГТУ, 1992.
9. Детали машин. Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова, М.: Машиностроение, 1992. Ч. 2.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b><u>Работа №1.</u></b> Определение параметров резьбовых соединений и выбор способов стопорения (Богачев В.Н., Варламова Л.П.) .....	4
<b><u>Работа №2.</u></b> Исследование напряженного состояния болта в затянутом соединении (Байков Б.А.) .....	22
<b><u>Работа №3.</u></b> Экспериментальное исследование трения в резьбовом соединении (Байков Б.А.) .....	29
<b><u>Работа №4.</u></b> Экспериментальное исследование податливости затянутого болтового соединения (Воробьев А.Н.) .....	39
<b><u>Работа №5.</u></b> Экспериментальная проверка методики расчета соединения с натягом (Гончаров С.Ю.) .....	45
<b><u>Работа №6.</u></b> Определение коэффициента трения при запрессовке и выпрессовке в соединении с натягом (Воробьев А.Н., Зимин В.В.)...	56
<b><u>Работа №7.</u></b> Расшифровка геометрических параметров зубчатых передач и исследование влияния режимов работы привода на КПД зубчатого редуктора (Смелянская Л.И.) .....	70
<b><u>Работа №8.</u></b> Исследование конструкций волновых, планетарных редукторов и вариаторов (Андриенко Л.А., Захаров М.Н.).....	83
<b><u>Работа №9.</u></b> Экспериментальное определение КПД волнового зубчатого редуктора (Андриенко Л.А., Лычагин В.В.) .....	97
<b><u>Работа №10.</u></b> Регулировка зацепления червячного редуктора и исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора (Зворыкин В.И.) .....	102
<b><u>Работа №11.</u></b> Исследование работы ременной передачи на машине замкнутого контура (Красавин С.И., Сыромятников В.С.) .....	113
<b><u>Работа №12.</u></b> Проектирование зубчатых передач, валов и подшипниковых узлов в среде Mathcad (Андриенко Л.А., Шешулина Н.Б.).....	129
<b><u>Работа №13.</u></b> Изучение конструкций подшипников качения по образцам (Фомин М.В.) .....	137

<b><u>Работа №14.</u></b> Изучение типовых узлов с подшипниками качения (Гудков В.В.) .....	145
<b><u>Работа №15.</u></b> Экспериментальное определение момента сопротивления в подшипниках качения (Сыромятников В.С.) .....	154
<b><u>Работа №16.</u></b> Исследование демпфирующих свойств упругих муфт (Богачев В.Н.) .....	161
<b><u>Работа №17.</u></b> Экспериментальное исследование предохранительных муфт (Лычагин В.В.) .....	170