



Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

Е.В. Куликова
М.В. Андросенко

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И ДЕТАЛИ МАШИН

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

Магнитогорск
2017

УДК 621.753.1
ББК 34.41

Рецензенты:

кандидат технических наук,
директор,
ЗАО «Центр химических технологий»
В.П. Дзюба

кандидат технических наук,
доцент кафедры машин и технологий обработки давлением
и машиностроения,
ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»
А.В. Ярославцев

Куликова Е.В., Андросенко М.В.

Техническая механика и детали машин [Электронный ресурс] : учебное пособие / Екатерина Владимировна Куликова, Мария Владимировна Андросенко ; ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова». – Электрон. текстовые дан. (1,46 Мб). – Магнитогорск : ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова», 2017. – 1 электрон. опт. диск (CD-R). – Систем. требования : IBM PC, любой, более 1 GHz ; 512 Мб RAM ; 10 Мб HDD ; MS Windows XP и выше ; Adobe Reader 8.0 и выше ; CD/DVD-ROM дисковод ; мышь. – Загл. с титул. экрана.

Пособие составлено в соответствии с типовой программой дисциплин «Детали машин», «Техническая механика», «Прикладная механика», «Механика». В электронном издании содержится теоретический материал для выполнения заданий, приведены краткие теоретические сведения по расчетам соединений и передач, основные правила их конструирования, даны описания и порядок выполнения практических работ.

Пособие предназначено для направлений подготовки и специальностей всех форм обучения: 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», 15.03.01 «Машиностроение», 18.03.01 «Химическая технология», 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 15.05.01 «Проектирование технологических машин и комплексов», 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

УДК 621.753.1
ББК 34.41

© Куликова Е.В. Андросенко М.В., 2017
© ФГБОУ ВО «Магнитогорский
государственный технический
университет им. Г.И. Носова», 2017

Содержание

ВЕДЕНИЕ	4
1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА	4
1.1. Общие положения	4
1.2. Конструкция редуктора.....	4
1.3. Порядок выполнения работы	5
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА	9
2.1. Общие положения	9
2.2. Конструкция редуктора.....	10
2.3. Порядок выполнения работы	11
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА....	14
3.1. Оборудование, инструменты, приспособления, документация	14
3.2. Дополнительные измерения и построение схемы редуктора.....	20
3.3. Построение эскизов зубчатых колес.....	20
4. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	22
4.1. Общие сведения, классификация подшипников качения.....	22
4.2. Условные обозначения.....	22
5. ИЗУЧЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ И СООТНОШЕНИЯ СИЛ В ЗАТЯНУТОМ БОЛТЕ	27
5.1. Расчетные зависимости.....	27
5.2. Описание установки	28
5.3. Проведение эксперимента и обработка полученных данных	29
6. ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ЗАТЯНУТОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ	32
6.1. Экспериментальное определение сил и коэффициента основной нагрузки λ	32
6.2. Порядок выполнения эксперимента	32
6.3. Определение коэффициента основной нагрузки расчетным путем	33
6.4. Порядок выполнения расчетов.....	34
7. ИСПЫТАНИЕ СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ ДЕТАЛЕЙ ТИПА «ВАЛ-ВТУЛКА»	35
7.1. Расчетные зависимости.....	35
7.2. Схема экспериментальной установки	36
7.3. Порядок выполнения работы	37
8. ИССЛЕДОВАНИЕ КЛЕММОВОГО СОЕДИНЕНИЯ СО СТУПЕЦЕЙ, ИМЕЮЩЕЙ ПРОРЕЗЬ.....	39
8.1. Расчетные зависимости.....	39
8.2. Схема установки	40
8.3. Порядок выполнения работы	41
9. ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА СДВИГ	42
9.1. Расчетные зависимости.....	42
9.2. Схема экспериментальной установки	43
9.3. Порядок выполнения работы	43
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	45

ВЕДЕНИЕ

В электронном издании приведены краткие теоретические сведения по расчетам соединений и передач, основные правила их конструирования, даны описания и порядок выполнения практических работ, даны варианты заданий для самостоятельной работы.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

1.1. Общие положения

Редуктором называют механизм, состоящий из передач зацеплением, выполненный в виде отдельного агрегата и предназначенный для передачи мощности от двигателя к исполнительному механизму с соответствующим уменьшением частоты вращения и увеличением крутящего момента (нагрузки). В зависимости от количества зубчатых передач различают одно-, двух-, трехступенчатые редукторы и т.д. Многоступенчатые редукторы применяют при необходимости получения большей редукции (большое передаточное число).

Коническо-цилиндрический редуктор является двухступенчатым, включает две зубчатые передачи - коническую и цилиндрическую. Коническая зубчатая передача передает движение между пересекающимися осями, величина межосевого угла обычно равна 90° . Коническая передача сложнее цилиндрической в изготовлении и монтаже, имеет ниже редукцию и нагрузочную способность и поэтому является, как правило, быстроходной менее нагруженной ступенью редуктора. Пересечение валов затрудняет размещение опор конической шестерни, вал которой по этой причине часто располагают консольно, что увеличивает неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев и снижает нагрузочную способность передачи.

Тихоходная ступень редуктора имеет цилиндрическую прямозубую или косозубую передачу, передающую движение между параллельными осями.

В корпус редуктора заливается масло, уровень которого обеспечивает погружение в него зубьев колес. Подшипники качения смазываются брызгами масла, если окружная скорость колеса быстроходной передачи менее 2 м/с, в противном случае для подшипников применяют индивидуальную пластичную смазку, которую закладывают при сборке и периодически возобновляют при помощи пресс-масленок либо других устройств.

1.2. Конструкция редуктора

В данной работе рассматривается редуктор КЦ 1-200-П-1Ц (рис.1). Обозначение расшифровывается следующим образом:

КЦ-1-редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый с 1 цилиндрической передачей;

200 - межосевое расстояние цилиндрической передачи;

П - исполнение по передаточному числу;

1 - схема сборки (как показано на рис. 1);

Ц - цилиндрический конец выходного вала.

Зубчатые передачи редуктора размещены в литом чугунном корпусе и сверху закрыты крышкой. Корпус и крышка фиксируются относительно друг друга установочными коническими штифтами 6 стягиваются болтами 1. При сборке с целью обеспечения герметичности конструкции поверхности разъема корпуса и крышки покрывают щеллаком или жидким стеклом.

Поэтому для облегчения разборки редуктора в крышке предусмотрены резьбовые отверстия, в которые завинчивают отжимные болты. Вал-шестерня конической передачи с круговыми зубьями опирается на три подшипника. Два радиально-упорных шариковых подшипника 8, установленных «в распор» в специальном стакане 10, образуют одну опору вала и воспринимают как осевую, так и радиальную нагрузки. Второй, плавающей, опорой служит роликовый ра-

диальный двухрядный сферический подшипник. На валу подшипники с установленными между ними распорными втулками фиксируются гайкой, которая в свою очередь стопорится многолапчатой шайбой. Промежуточный и тихоходный валы установлены на радиальных шариковых подшипниках. Для облегчения регулировки конического зацепления во врезных крышках 4 промежуточного вала размещены винты 5, которые через нажимные шайбы фиксируют подшипники. После регулировки винты 5 стопорятся планками. Смазка зубчатых передач и подшипников осуществляется разбрызгиванием масла, залитого в корпус редуктора. На плоскости разъема корпуса в районе установки быстроходного вала имеются канавки, а на крышке редуктора скосы, по которым в канавки стекает масло и поступает к удаленным шариковым подшипникам 8 вала-шестерни конической передачи. Уровень масла в редукторе измеряют жезловым масло указателем, расположенным в приливе корпуса, слив масла производится через резьбовое отверстие, выполненное у днища корпуса и закрытое резьбовой пробкой с уплотнительной прокладкой. Входной и выходной валы редуктора имеют войлочные уплотнения, которые в настоящее время применяются ограниченно из-за низкого качества уплотнения. Для контроля состояния зубьев передач в процессе эксплуатации и для заливки смазки в крышке редуктора предусмотрено смотровое окно.

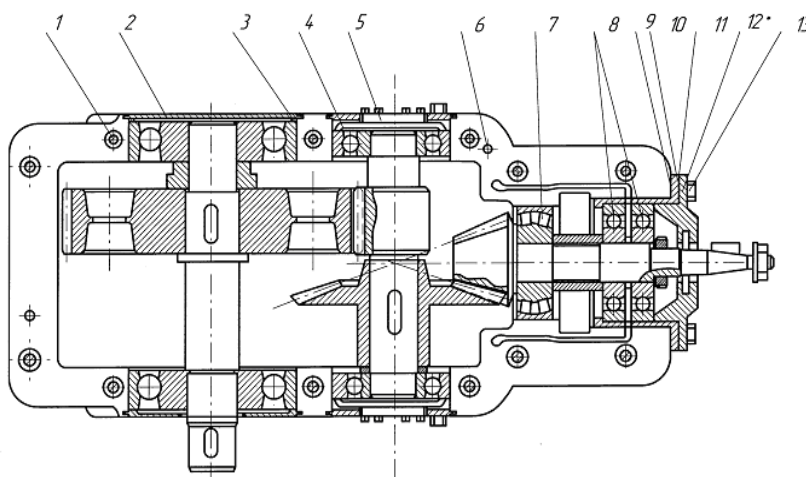


Рис. 1. Редуктор КЦ 1-200-П-1Ц

1.3. Порядок выполнения работы

1. Отвинтив болты 1 и 13, снять крышку редуктора и ознакомиться с конструкцией редуктора, пользуясь данным описанием.

2. Подсчитать число зубьев Z_1 шестерни и Z_2 колеса каждой передачи. Вычислить передаточные числа u_1 быстроходной и u_2 тихоходной передач как отношение чисел зубьев колеса и шестерни, а также редуктора в целом и как произведение передаточных чисел ступеней.

3. Штангензубомером измерить высоту зуба h , колеса цилиндрической передачи и вычислить ее нормальный модуль:

$$m = \frac{h}{2,25} \quad \text{Полученное значение округлить до ближайшего по ГОСТ 9563-60 (СЭВ}$$

310-76). Ниже приведены значения модуля в наиболее употребительном для зубчатых передач диапазоне:

1 ряд:	1,5	2	2,5	3	4	5,6
2 ряд:	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5

4. Вычислить межосевое расстояние цилиндрической передачи:

$$a_w = \frac{m}{2 \cos \beta} (Z_1 + Z_2),$$

где β - угол наклона зубьев передачи, $\beta = 8^\circ 06' 34''$.

5. Измерить ширину колеса ϑ_w цилиндрической передачи и вычислить относительную ширину:

$$\psi_{ea} = \frac{\vartheta_w}{a_w}; \quad \psi_{ed} = \frac{\vartheta_w}{d_{wl}}; \quad \psi_m = \frac{\vartheta_w}{m}.$$

6. Проверить величину зазоров в подшипниковых узлах и провести необходимую регулировку.

Сферический роликоподшипник 7 быстроходного вала является плавающей нерегулируемой опорой. Производится регулировка зазора между телами качения и кольцами радиально-упорных подшипников 8. Регулировка осуществляется соответствующим подбором числа металлических прокладок 2 между крышкой подшипника 12 и стаканом 10. Для этого установить вал в сборе с подшипниками и стаканом в корпус, удалить прокладки 2 между крышкой подшипника и стаканом и подвести крышку подшипника до упора в наружное кольцо подшипника. Удерживая рукой крышку в таком положении, измерить штангенциркулем зазор между крышкой 12 и стаканом 10. Несколько увеличив полученный размер для обеспечения зазора подшипников и компенсации упругих деформаций прокладок, подобрать по нему толщину прокладок. Поставить крышку корпуса на штифтах 6 на месте и затянуть хотя бы четырьмя болтами 1 в окрестности опор быстроходного вала для устранения возможных перекосов подшипников. Затянуть болты крепления крышки подшипника 13 вместе со стаканом и прокладками к корпусу, проверяя от руки наличие осевой «игры» вала во избежание полного устранения зазора в подшипниках и их повреждения. Проверить величину осевой «игры» в подшипниках. Для этого индикатор на стойке установить в торец вала, отжать вал рукой в осевом направлении до упора, установить стрелку индикатора на нуль. Величина осевой «игры» определяется по отклонению стрелки индикатора при отжиме вала по оси в противоположную сторону. Для данного типоразмера подшипников нормальной считается «игра» $\delta_1 = 0,015 \dots 0,030$ мм. Если «игра» вала выходит за пределы рекомендаций, следует изменить число прокладок: при повышенном зазоре толщину прокладок уменьшить и наоборот. После регулировки в обратном порядке вынуть вал в сборе из корпуса. Для осевого фиксирования промежуточного и тихоходного валов наружные кольца их подшипников должны упираться в 1 крышки подшипников, однако защемление тел качения недопустимо. Поэтому при сборке обеспечивается и контролируется минимальный зазор между торцами наружных колец и крышками подшипников для компенсации температурных удлинений валов при работе, составляющий для данного редуктора $\delta_2 = 0,6 \dots 0,08$ мм.

На промежуточном валу зазор в подшипниках регулируется с помощью винтовых упоров 5, завинчиваемых в закладные крышки 4. Так как вал не имеет выходных концов, то зазор регулируется при снятой крышке редуктора и контролируется щупом на одном из подшипников, при этом вал рукой прижимается к другой опоре.

На тихоходном валу подшипники регулируются аналогично, как и на быстроходном валу, но вместо регулировочных прокладок между наружным кольцом одного из подшипников и крышкой 2 установлено промежуточное кольцо 3, которое сошлифовывается на нужный размер.

7. Отрегулировать коническую передачу. Несовпадение вершин начальных конусов передачи (рис. 2) приводит к искажению пятна контакта и нарушению нормального зазора в зацеплении. Регулировка такта и нарушение нормального зазора в зацеплении. Регулировка осуществляется осевым перемещением шестерни и колеса соответственно на величину ΔK_1 и ΔK_2 . При передаточном числе перед и больше двух на положение пятна контакта существенное влияние оказывает осевое смещение шестерни, на зазор в зацеплении, наоборот, смещение колеса. Поэтому регулировку ведут в два этапа: вначале добиваются нормального положения пятна контакта и затем регулируют зазор в передаче. Для регулировки пятна контакта зубья конического колеса покрывают тонким слоем краски и собирают редуктор. При легком торможении от руки

тихоходного вала прокручивают на 4-5 оборотов быстроходный вал, разбирают редуктор и проверяют пятно контакта на зубья шестерни. На рис. 3 показаны 3 положения пятна контакта на зубе шестерни. На рис. 3,а контакт расположен на головке зуба. Для перемещения пятна контакта в правильное положение (рис. 3, в) шестерню необходимо отодвинуть от оси колеса. И наоборот, если контакт расположен на ножке шестерни (рис. 3, б), для исправления пятна контакта необходимо шестерню приблизить к колесу. Осевое перемещение шестерни осуществляется посредством изменения числа прокладок 9 между торцом стакана подшипников и корпусом. При смещении шестерки и повторной проверке пятна контакта следы краски на зубьях шестерни от предшествующей проверки следует удалить.

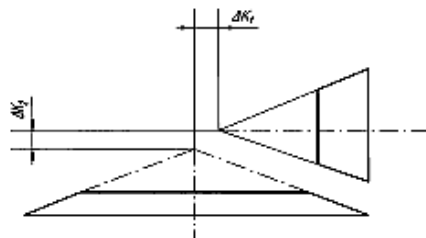


Рис. 2. Несовпадение вершин начальных конусов передачи

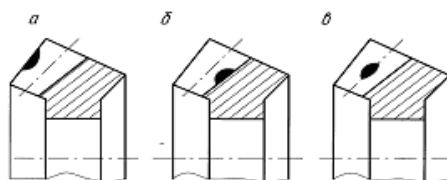


Рис. 3. Положения пятна контакта на зубе шестерни

При достижении правильного положения пятна контакта проверяют зазор в зацеплении конической передачи. Для этого между зубьями закладывают свинцовую пластинку, толщина которой должна быть несколько больше предполагаемого бокового зазора. Поворачивая вал шестерки, прокатывают пластинку между зубьями. Толщина деформированных участков свинцовой пластинки соответствует величине бокового зазора. Замер толщины производят микрометром. Величина нормального гарантированного бокового зазора в коническом зацеплении (обозначается буквой В) приведена в табл. 1.

Таблица 1

Норма гарантированного бокового зазора в коническом зацеплении, мкм

Вид сопряжения	Длина образующей делительного конуса, мм				
	До 50	Св. 50 До 80	Св. 80 До 120	Св. 120 До 200	Св. 200 До 320
В	85	100	130	170	210

Зазор регулируют осевым перемещением колеса с помощью винтовых упоров 5: при отвинчивании винта, расположенного со стороны вершины начального конуса колеса, и завинчивании противоположного винта зазор в зацеплении уменьшается, и наоборот. Чтобы при регулировке зацепления не нарушить зазор в подшипниках, следует отвинчивать один и завинчивать противоположный, винт на одинаковый угол. После регулировки окончательно собрать редуктор в последовательности, обратной описанной в п.1.

8. Проверить передаточное число редуктора. Для этого повернуть быстроходный вал на такое число оборотов, за которое тихоходный вал повернется на один оборот. При этом число оборотов быстроходного вала будет равно передаточному числу редуктора.

Таблица 2

Характеристика редуктора

Параметры	Обозначение	Коническая передача		Цилиндрическая передача	
		шест.	кол.	шест.	кол.
Межосевое расстояние, мм	a_w				
Высота зуба, мм	h				
Модуль нормальный, мм	m				
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a				
Угол наклона зубьев, град	β				
Число зубьев	Z				
Передаточное число ступени	u_z				
Передаточное число редуктора	u				
Ширина колеса	b_w				
Относительная ширина передачи	ψ_{ea}				
	ψ_{ad}				
	ψ_{ϕ}				

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

2.1. Общие положения

Редуктором называют механизм, состоящий из передач зацеплением, выполненный в виде отдельного агрегата и предназначенный для мощности от двигателя к исполнительному механизму с соответствующим уменьшением частоты вращения и увеличением крутящего момента (погрузки).

В червячном редукторе (рис.1) червячная передача состоит из цилиндрического червяка 1, представляющего собой винт с трапецеидальной или близкой к ней одно-, двух - или четырехзаходной резьбой и червячного колеса 2 с зубьями дуговой формы, охватывающими часть червяка. Червячные передачи передают мощность между скрещивающимися осями. Обычно оси червяка и червячного колеса расположены под прямым углом, что объясняется удобством компоновки редуктора и привода в целом.

Достоинства червячных передач:

1. Большая редукция в одной паре – $u = 8...63$ (в приводах кинематического назначения до 1000).
2. Компактность.
3. Плавность работы.

Основной особенностью червячных передач, отличающей их от зубчатых, является повышенная скорость скольжения сопряжении профилей вследствие взаимной перпендикулярности окружных скоростей червяка и червячного колеса. Этим определяется ряд существенных недостатков червячных передач:

1. Низкий к.п.д. Этот недостаток становится весьма ощутимым при длительной передаче больших и средних мощностей.
2. Склонность к заеданию и необходимость применения в качестве материала червячного колеса дефицитных цветных металлов.
3. Низкая износостойкость.

Передаточное отношение червячной передачи определяют из условия, что за один оборот червяка червячное колесо повернется на число зубьев, равное числу заходов червяка:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1},$$

где Z_1, Z_2 - число заходов червяка и число зубьев червячного колеса;

n_1, n_2 - частота вращения червяка и червячного колеса, об/мин.

Червяк обычно выполняют стальным, поверхность витков закаливают до высокой твердости, шлифуют и полируют для снижения склонности к заеданию и повышения её нагрузочной способности.

Червячное колесо выполняют составным с ободом (венцом) 2 из антифрикционных материалов (бронзы, латуни) и чугуном 3 (см. рис. 1), этим достигается экономия цветных металлов.

В качестве опор в редукторе обычно используют подшипники качения. Вал червячного колеса и червяк при небольшом расстоянии между опорами устанавливают на радиально - упорных: подшипниках 4 и 5 по одному в опоре (см. рис. 1). При большом расстоянии между опорами червяка или высокой температуре нагрева редуктора осевую фиксацию выполняют в одной опоре (ставят два радиально-упорных подшипника), а другую опору выполняют плавающей (один радиальный подшипник), допускающей осевое перемещение конца вала.

2.2. Конструкция редуктора

Передача размещена в литой корпусе 6, закрытом крышкой 7, плоскость разъема которых проходит через ось червячного колеса. Корпус и крышка фиксируются относительно друг друга установочными штифтами 8 и стягиваются болтами 9 (см. рис.1).

Червяк установлен в корпусе на двух радиально-упорных (конических) подшипниках 5, наружные кольца которых поджаты крышками 10 и 11. Между крышками и корпусом помещен набор металлических прокладок 12, изменением числа прокладок осуществляют регулировку подшипников. В крышке 11 помещено войлочное уплотнение 13, поджимаемое крышкой 14.

Бронзовый венец 2 червячного колеса напрессован на чугунный центр 3. Для передачи крутящего момента между ними в стыке ввернуты винты 15. Центр напрессован на вал 16. Крутящий момент между ними передается шпонкой 17. Вал червячного колеса подобно червяку опирается на два радиально – упорных (конических) подшипника 4, поджатых крышками 18

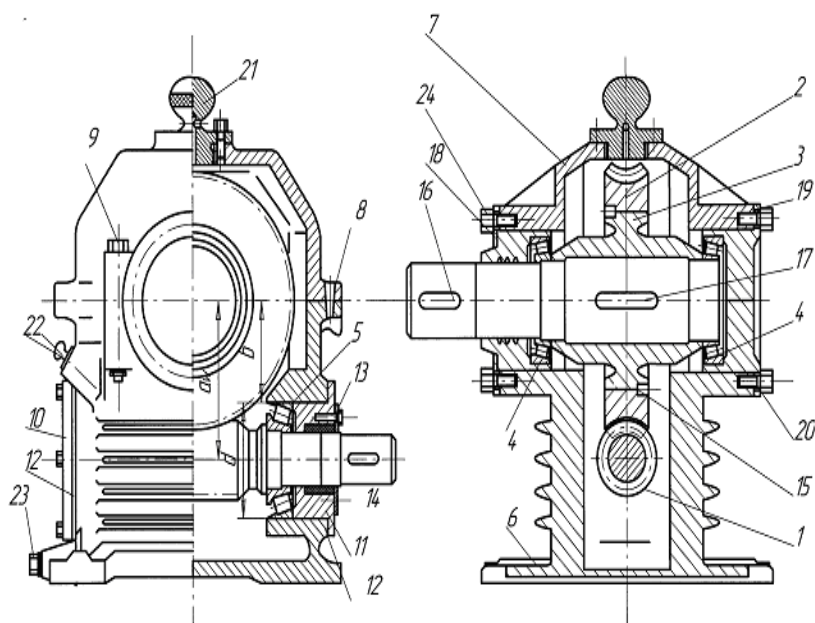


Рис.1. Червячный редуктор

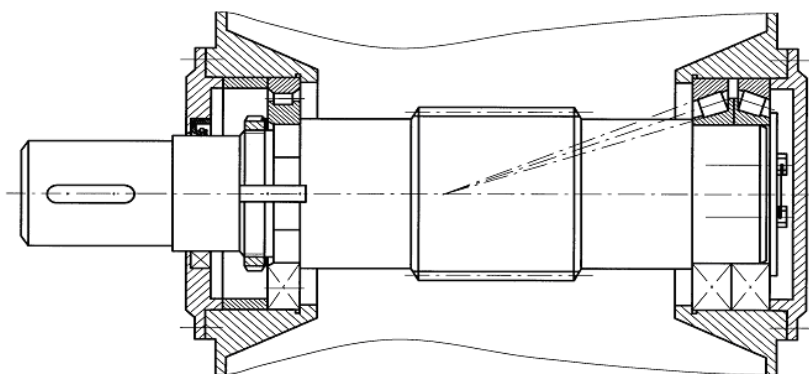


Рис. 2. Осевое перемещение конца вала

и 19. Между ними и корпусом имеется набор металлических прокладок 20 для регулировки подшипников и червячного зацепления. В крышке 18 применено щелевое уплотнение в виде кольцевых канавок. Смазка зацепления и подшипников осуществляется разбрызгиванием масла

заливаемого в редуктор через люк, закрытый крышкой-отдушиной 21. Люк используется также для контроля пятна контакта зубьев червяка и червячного колеса при регулировке зацепления.

Контроль уровня масла осуществляется жезловым маслоуказателем 22. Пробка 23 предназначена для слива масла. В крышке-отдушине 21 имеются отверстия, сообщающие

полость редуктора с внешней средой для выравнивания давления. В противном случае в процессе работы при нагревании редуктора в его полости создавалось бы избыточное давление и воздух вместе с парами масла выдавливался бы через уплотнения в местах выхода валов из редуктора, образуя подтеки масла.

2.3. Порядок выполнения работы

1. Отвинтив болты крепления крышек подшипника и болты в плоскости разъема крышки и корпуса, разобрать редуктор и ознакомиться с его конструкцией, пользуясь данным описанием.

2. Подсчитать число заходов червяка Z_1 и число зубьев колеса Z_2 . Число заходов червяка определяется в торцевом сечении (в плоскости, перпендикулярной его оси) по числу самостоятельных винтовых нарезок. Вычислить передаточное число передачи:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}$$

3. Определить модуль зацепления. Для этого измерить штангенциркулем размер t между одноименными точками профиля на диаметре вершин червяка d_{a1} , охватив 3...4 шага (рис.3) и вычислить модуль;

$$m = \frac{P}{\pi} = \frac{t}{\pi K},$$

где P - осевой шаг червяка;

K - число шагов, охваченных замером.

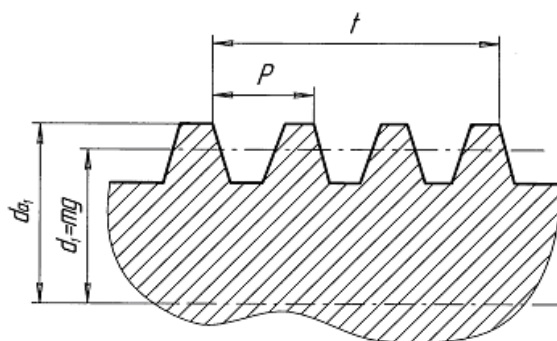


Рис. 3. Определение модуля зацепления

Полученное значение модуля округлить до ближайшего стандартного по ГОСТ 2144-76 (СТ СЭВ 267-76).

Ниже приведены значения модулей в наиболее употребительном для червячных передач диапазоне: 2,02 2,5 3,15 4,0 5,0 6,3 8,0 10,0

4. Вычислить коэффициент диаметра червяка:

$$q = \frac{d_{a1} - 2m}{m} \quad \text{где диаметр вершин червяка } d_{a1} \text{ измеряется штангенциркулем. Полученное}$$

значение q округлить до ближайшего стандартного по ГОСТ 2144-76 (СТ СЭВ 267-76).

1 ряд: 6,3 8 10 12,5 16 20 25

2 ряд: 7,1 9 11,2 14 18 22,4

5. Вычислить делительное межосевое расстояние передачи:

$$a_w = 0,5m(Z_2 + q)$$

и фактическое межосевое расстояние, расточенное в корпусе, на основании замеров штангенциркулем размеров B и d (см. рис.1)

$$a = B + \frac{d}{2}$$

6. Вычислить коэффициент смещения червяка:

$$x = \frac{a - a_w}{m}$$

7. Отрегулировать подшипниковые узлы червячного колеса и червяка. Вначале регулируют опоры червячного колеса при отсутствии в корпусе червяка. Для этого установить червячное колесо в сборе в корпус, предварительно удалив регулировочные прокладки 20 с обеих крышек 18 и 19 (см. рис.1). Закрыть корпус крышкой 7, зафиксировав их относительное положение установочными штифтами 8 и затянув болтами 9 в плоскости стыка. Закрепить одну из крышек, например крышку 19, болтами 24. Небольшим усилием ключа поджать болты другой крышки 18, устранив осевой люфт вала червячного колеса, но, не допуская перетяжки подшипников и выхода их из строя. Измерить щупом зазор δ (рис.4) между крышкой 18 и корпусом. Подобрать комплект прокладок 20, суммарная толщина которых была бы примерно на 0,1 мм больше этого зазора. Около половины прокладок комплекта поставить под крышку 19, остальные под крышку 18. Затянуть болты на обеих крышках и проверить правильность регулировки: вал должен свободно проворачиваться без защемления тел качения подшипников, осевой люфт должен находиться в пределах 0,04...0,11 мм. Для уменьшения люфта необходимо уменьшить число прокладок комплекта и наоборот.

Регулировка подшипников червяка осуществляется аналогично подбором числа прокладок 12 при снятом червячном колесе.

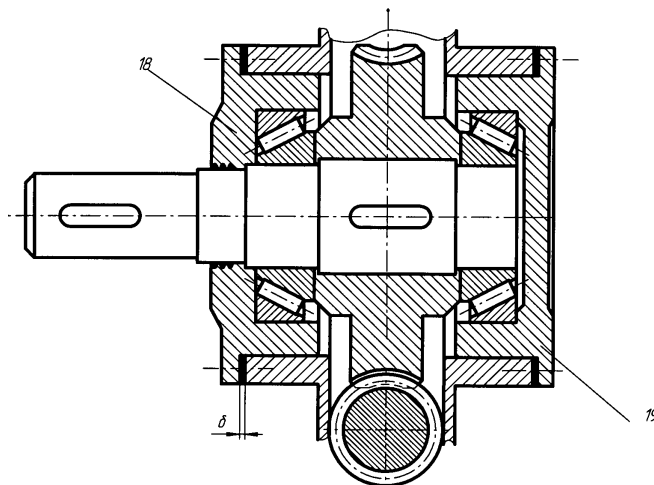


Рис.4. Измерение щупом зазора между крышкой и корпусом

8. Регулировка червячного зацепления. Правильный контакт червяка и червячного колеса по всей ширине венца может быть получен в том случае, если средняя плоскость червячного колеса проходит через ось червяка.

Это проверяют по пятну контакта. На рис. 5, *а* червячное колесо смещено относительно червяка влево, а их пятно контакта вправо, на рис. 5, *б* – и наоборот. Конструкция передачи обеспечивает смещение червячного колеса вместе с валом вправо или влево посредством перестановки нескольких прокладок из-под левой крышки 18 под правую крышку 19 или наоборот (см. рис.1). Общая толщина комплекта прокладок должна остаться той же, что и после регулировки подпятников этого вала. Иначе будет нарушен нормальный зазор в подшипниках.

Для проверки пятна контакта одну сторону витков червяка намазать тонким слоем краски или масла с добавлением сажи. Собрать передачу и, создавая рукой некоторое сопротивление вращению червячного колеса для прижатия его зубьев к виткам червяка, повернуть на несколько оборотов червяка. При этом на зубьях червячного колеса в зоне контакта появятся следы краски, что можно наблюдать через люк при снятой крышке 21. В правильно собранной передаче пятно контакта на зубьях располагается симметрично относительно средней плоскости червячного колеса.

9. Проверка передаточного числа редуктора. После сборки редуктора повернуть вал червяка на такое число оборотов, за которое вал червячного колеса повернется на один оборот. При этом число оборотов вала червяка равно передаточному числу редуктора.

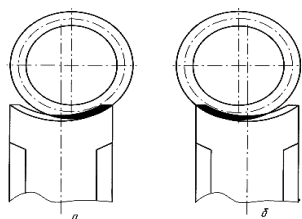


Рис. 5. Червячное колесо

Таблица 1

Характеристика редуктора

Параметры	Обозначение	Величина
Межосевое расстояние делительное, мм	a_w	
Межосевое расстояние фактическое, мм	a	
Модуль, мм	m	
Осевой шаг червяка, мм	P	
Коэффициент диаметра червяка	Q	
Число заходов червяка	Z_1	
Число зубьев червячного колеса	Z_2	
Коэффициент смещения червяка	x	
Передаточное число редуктора	u	

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

3.1. Оборудование, инструменты, приспособления, документация

1. Редуктор зубчатый цилиндрический со стандартными параметрами зацепления. Сборочный чертеж редуктора. Инструкция по разборке-сборке редуктора.

2. Инструменты, приспособления для разборки и сборки редуктора: ключи гаечные, отвертки, молотки, съемник, клинья, выколотки, рычаги (набор для каждого стенда соответственно выполняемым операциям).

3. Инструменты измерительные: штангенциркуль, кронциркуль, линейки измерительные или скоба регулируемая, зубомеры и др.

4. Документация:

ГОСТ 9563-60

/СТ СЭВ 310-76/ Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули.

ГОСТ 2185-66

/СТ СЭВ 229-75/ Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры.

ГОСТ 2.701-84 ЕСКД Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению.

/СТ СЭВ 651-77/

ГОСТ 2.703-68 ЕСКД Правила выполнения кинематических схем.

ГОСТ 2.770-68 ЕСКД Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики.

/СТ СЭВ 2519-80/

ГОСТ 2.403-75 ЕСКД Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.

/СТ СЭВ 859-78/

Каждый студент выполняет программу по данному разделу для одной пары колес (ступени редуктора). Числа зубьев (посчитать), передаточное число (вычислить).

Число зубьев ведущего колеса (шестерни) $Z_1 =$

Число зубьев ведомого колеса $Z_2 =$

Передаточное число передачи $u_{1,2} =$

Для многоступенчатых редукторов нумерацию звеньев передачи принять соответственно их расположению.

Межосевое расстояние передачи a_w вычислить по результатам косвенных измерений d_{01} , d_{02} , L_0 , или d_{01} , d_{02} , L_0' , или d_{61} , d_{62} , L_6 , (см. рис.1) d_{01} , d_{02} - диаметры подшипников или отверстий для подшипников;

d_{61} , d_{62} - диаметры валов.

Номинальная величина межосевого расстояния по ГОСТ 2165-66 (СТ СЭВ 229-75)

$a_w =$

Начальные диаметры колес d_{w1} , d_{w2} (вычислить по имеющимся параметрам; точность вычислений -0,01 мм).

Ширина венцов колес b_1 , b_2 измеряется согласно рис. 2, 3.

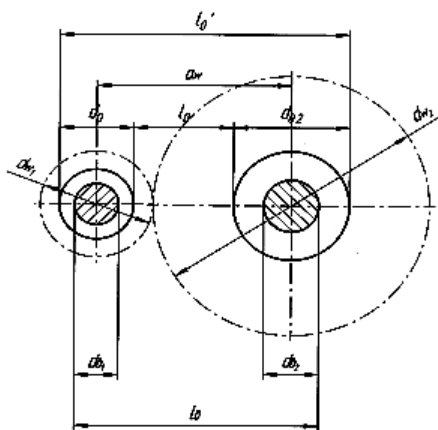


Рис. 1. Межосевое расстояние передачи

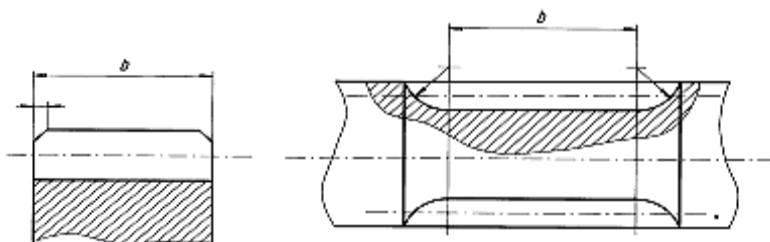


Рис. 2. Ширина венцов колес

Рис. 3. Ширина венцов колес

Схема передачи:

Схему передачи выполнить в соответствии с ГОСТ 2.770-С8 в двух проекциях, в масштабе, по размерам a_w , d_{w1} , d_{w2} , b_1 , b_2 размеры указать на схеме; прочие известные параметры передачи (номера звеньев, числа зубьев) обозначить по принципам ГОСТ 2.703-68. На рис. 4 показан один вид (проекция) передачи, другой вид совмещен с рис. 1.

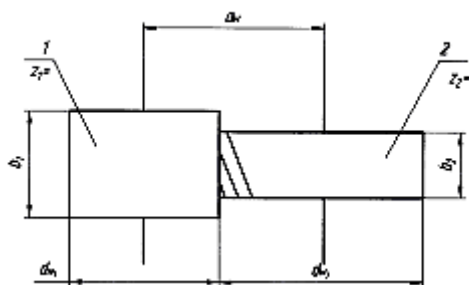


Рис.4. Вид (проекция) передачи

Диаметры вершин зубьев колес d_{a1} , d_{a2} (измерить); глубина захода зубьев h_a (вычислить).

Зависимость между параметрами d_{a1} , d_{a2} , a_w , h_a иллюстрируется на рис.5.

Для колеса с нечетным числом зубьев размер d_a вычисляется по одной из зависимостей, соответствующих схемам рис. 6, 7; параметры C , C' , S_a поддаются измерению число зубьев Z известно.

$$C' = d_a \cdot \cos \gamma; \quad \gamma = \frac{1}{2} \left(\frac{180^\circ}{2} - \frac{S_a}{\pi \cdot d_a} \cdot 360^\circ \right); \quad C = \frac{d_a}{2} + \frac{d_a}{2} \cos \frac{1}{2} \left(\frac{360^\circ}{2} - \frac{S_a}{\pi \cdot d_a} \cdot 360^\circ \right).$$

Для упрощения вычислений можно подставлять C/C' .

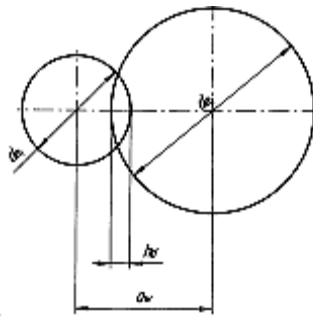


Рис.5. Зависимость между параметрами d_{a1} , d_{a2} , a_w , h_a

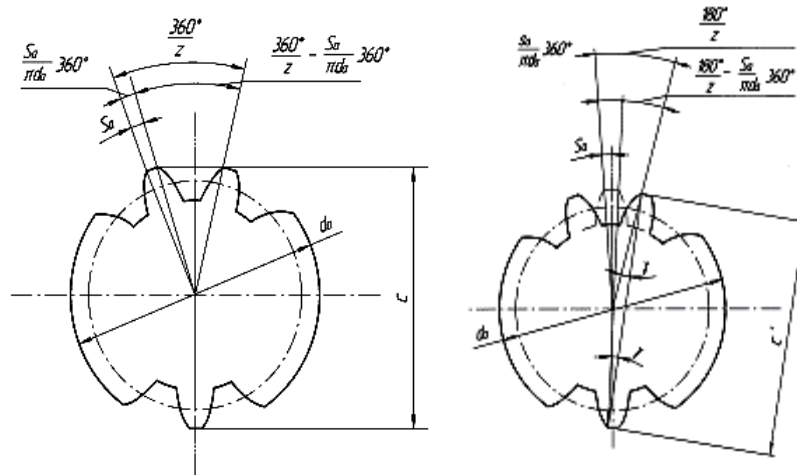


Рис. 6,7. Размер d_a для колеса с нечетным числом зубьев

Шаг зацепления $P_a = P_{en}$, где P_{en} - основной нормальный шаг

а) $P_a = W_{zn} - W_{zn-1}$

где W_{zn} - длина общей нормали с охватом Z_n зубьев;

W_{zn-1} - длина общей нормали с охватом Z_{n-1} зубьев.

W_{zn} , W_{zn-1} -измерить согласно рис. 8.

Измерения производить в нормальной плоскости на большем колесе; Z_n и Z_{n-1} - выявить при помощи измерительного инструмента (штангенциркуля) по характеру контактирования измерительных поверхностей с поверхностями зубьев.

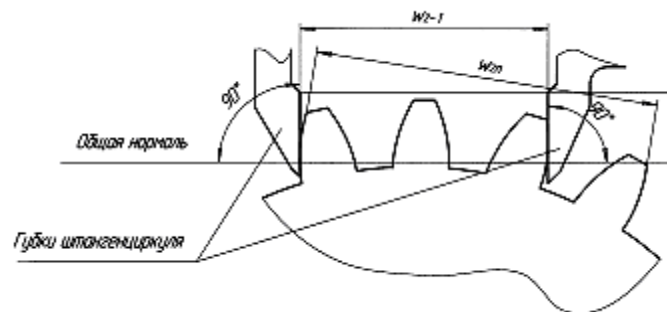


Рис. 8. Длина общей нормали

б) шаг зацепления измеряется специально приспособленным штангенциркулем (рис. 9).

$P_a = l + \delta$

где l - размер по шкале инструмента;

δ - ширина переделанной губки инструмента.

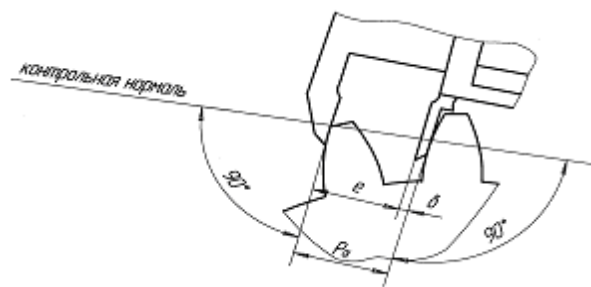


Рис. 9. Шаг зацепления

Модуль m

Вычислить

$$m_{1,2} = \frac{h \cdot d_{1,2}}{2}$$

В результате погрешностей изготовления и измерений передачи полученные значения модуля, вероятно, не совпадет, но существенное их различие - признак грубых ошибок измерения.

Номинальная величина модуля по ГОСТ 9563-60 $m =$

Осевой шаг зубьев P_x (измерить).

а) измерение P_x по отпечатку на бумаге вершин зубьев - рис.10,11;

б) измерение P_x по шарикам, заложенным во впадины колеса - рис. 12. При измерении необходимо удерживать шарик в контакте с зубьями и линейкой.

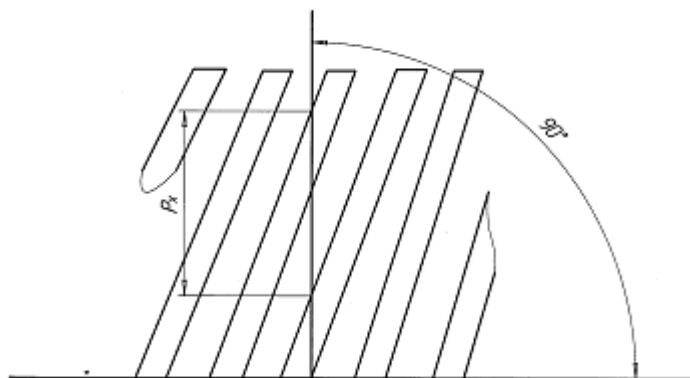


Рис. 10. Измерение осевого шага зубьев по отпечатку на бумаге

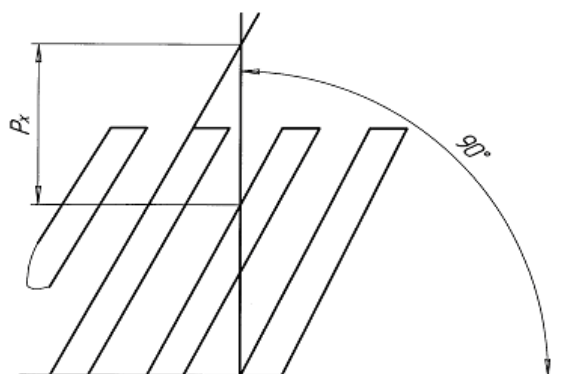


Рис. 11. Измерение осевого шага зубьев по отпечатку на бумаге

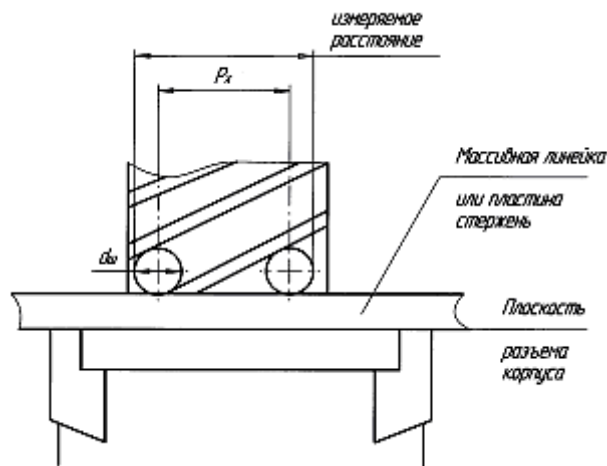


Рис. 12. Измерение осевого шага зубьев по шарикам, заложенным во впадины колеса
Угол наклона линии зуба (делительный)

Согласно рисунку 13 $\beta = \arcsin \frac{P_n}{P_x}$

Делительный нормальный шаг $P_n = \pi \cdot m$; делительный осевой шаг зубьев P_x равен измеренному (п. 1.9).

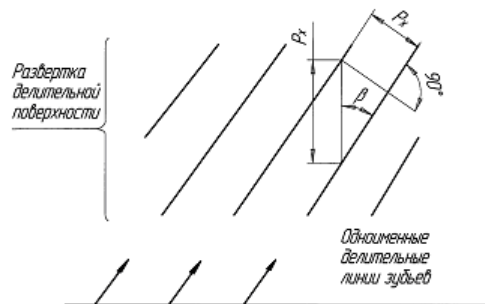


Рис. 13. Угол наклона линии зубьев

Делительные параметры колес d_1, d_2 .

$$d_1 = \frac{m_{1,2} \cdot Z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m_{1,2} \cdot Z_2}{\cos \beta};$$

. Коэффициенты смещений, уточненные значения делительных диаметров и угла наклона линии зуба.

При $d_1 \approx d_{w1}$ и $d_2 \approx d_{w2}$ есть основания считать, что диаметры не совпали вследствие ошибки измерения P_x . В таком случае следует принять $d_1 = d_{w1}$, $a_{1,2} = \frac{d_1 + d_2}{2}$; $d_2 = d_{w2}$, $a_{1,2} = a_{w1,2}$ и вычислить величину угла наклона линии зуба (с точностью до 1")

$$\beta = \arccos \frac{m_{1,2}(Z_1 + Z_2)}{a_{1,2} \cdot 2},$$

где $a_{1,2}$ - делительное межосевое расстояние передачи.

Совпадение делительных и начальных окружностей имеет место у передач, выполненных без смещений (рис. 14), и у передач с равными противоположными смещениями исходного контура при нарезании зубьев шестерни и колеса (рис. 15).

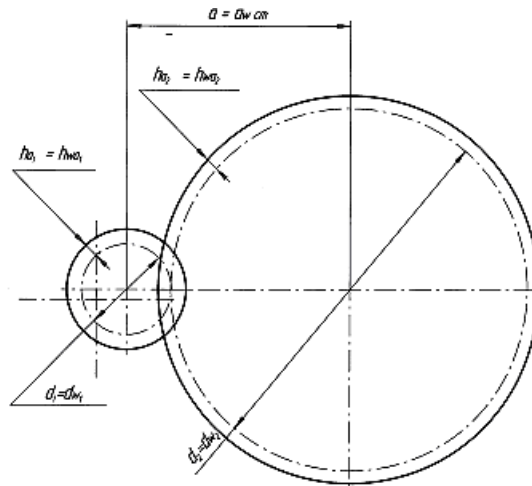


Рис. 14. Совпадение делительных и начальных окружностей

В первом случае $h_{a1} = h_{wa1} = h_{a2} = h_{wa2} = m_{1,2}$; $x_1 = x_2 = 0$; во втором случае $h_{a1} = h_{wa1} \neq h_{a2} = h_{wa2}$,

где h_{a1} - высота делительной головки зуба;

h_{wa} - высота начальной головки зуба;

x_1, x_2 - коэффициенты смещений исходного контура у шестерни и колеса.

Несовпадение начальных и делительных диаметров - признак передачи с угловой коррекцией зацепления. Схема такой передачи показана на рис. 16.

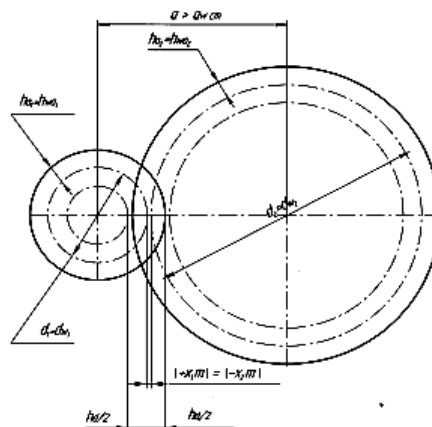


Рис. 15. Совпадение делительных и начальных окружностей

передач, выполненных с равными противоположными смещениями.

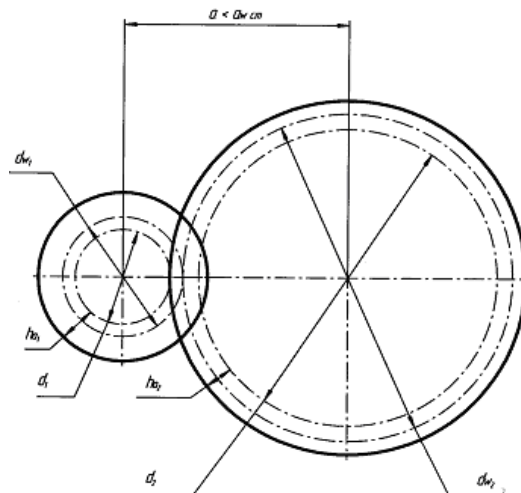


Рис. 16. Несовпадение начальных и делительных диаметров

Смещения исходного контура: у шестерни $x_1m \approx h_{a1} - m$, у колеса $x_2m \approx h_{a2} - m$; возможно $x_2m = 0$.

Для согласования и уточнения полученных результатов необходимо выполнить проверочный расчет геометрии передачи по ГОСТ 16532-70.

3.2. Дополнительные измерения и построение схемы редуктора

Необходимо выполнить схему редуктора, отражающую параметры и взаиморасположение важнейших элементов - зубчатых колес, валов, опор. Это - схема кинематическая расположения (определение по ГОСТ 2.701-84; шифр схемы - К7).

Рис. 17 иллюстрирует принцип установления размеров, определяющих расположение важнейших составных частей - элементов схемы редуктора.

Схему выполнить на листе А1 с рамкой и основной надписью по ГОСТ 2.104-68; в графе 1 основной надписи указать наименование изображенного изделия (редуктора) и документа.

Редуктор.....

Схема кинематическая расположения.

В правой части графы 2 указать шифр схемы - К7.

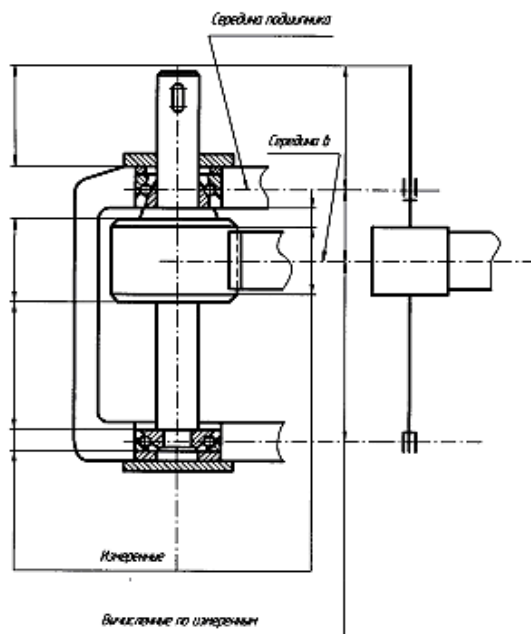


Рис. 17. Схема установления размеров, определяющих расположение важнейших составных частей редуктора

3.3. Построение эскизов зубчатых колес

Эскизы ведущего и ведомого колес передачи (по заданию на лаб. работу) выполнить в соответствии с требованиями ГОСТ 2.403-75 ("Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес") на листах формата А1 с рамкой и основной надписью по ГОСТ 2.104-68.

На изображениях колес и в таблицах параметров указать данные только для венцов колес; по инициативе студента эскизы колес могут быть дополнены изображениями и размерами остальных конструктивных элементов.

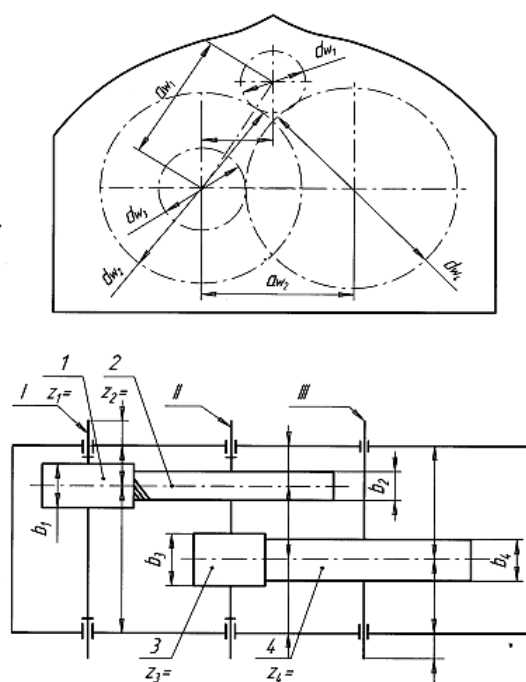


Рис. 18. Эскиз зубчатых колёс

4. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

4.1. Общие сведения, классификация подшипников качения

1. По направлению действия воспринимаемой нагрузки:

- а) радиальные - воспринимают преимущественно радиальную нагрузку, некоторые типы подшипников частично воспринимают осевую нагрузку;
- б) упорные - воспринимают осевую нагрузку;
- в) радиально-упорные - воспринимают комбинированную нагрузку, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка;
- г) упорно-радиальные - воспринимают, в основном, осевую нагрузку и частично радиальную.

2. По форме тел качения:

- а) шариковые; б) роликовые (ролики могут быть цилиндрическим короткими и длинными, витыми, коническими, сферическими, сфероконическими и выполненными в виде игл).

3. По числу тел качения делятся на одно-, двух-, четырех- и многорядные.

4. По основным конструктивным признакам: а) самоустанавливающиеся и не самоустанавливающиеся; б) с цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца; в) одинарные или двойные;

5. По габаритным размерам: а) сверхлегкие (2 серии); б) особо легкие (2 серии);

в) легкие; г) средние; д) тяжелые.

6. По ширине: а) узкие; в) широкие; г) особо широкие.

4.2. Условные обозначения

Условные обозначения подшипников составляют из цифр и букв. Две первые цифры, считая справа, указывает посадочный диаметр подшипника на вал, т.е. внутренний диаметр подшипника. Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на 5. Для подшипников с внутренним диаметром от 10 до 17 мм из цифры, обозначающие диаметр, соответствует:

00 - диаметр посадки на вал 10 мм

01 - диаметр посадки на вал 12 мм

02 - диаметр посадки на вал 15 мм

03 - диаметр посадки на вал 17 мм

Третья цифра справа совместно с седьмой обозначают серию подшипников всех диаметров кроме малых (до 9 мм) - см. табл. 1.

Четвертая цифра справа указывает тип подшипника;

0 - радиальный шариковый однорядный;

1 - радиальный шариковый сферический двухрядный j

2 - радиальный с короткими цилиндрическими роликами;

3 - радиальный роликовый сферический двухрядный;

4 - радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами и иглами;

5 - радиальный роликовый витыми роликами;

6 - радиально-упорный шариковый;

7 - радиально-упорный роликовый (конический);

8 - упорный шариковый;

9 - упорный роликовый.

Пятая и шестая цифры справа указывают конструктивные особенности подшипника, такие, как угол контакта тел качения с обоймой, наличие встроенных уплотнений, стопорные канавки на наружном кольце и т.д.

Цифры 6; 5; 4 и 2, стоящие через тире перед условным обозначением подшипника, обозначают его класс точности. Нормальный класс точности обозначается цифрой "0", которая не указывается. Буквенные обозначения могут стоять перед и после цифрового обозначения. Они характеризуют материалы сепаратора, материалы деталей подшипников, специальные требования по шуму и т.п.

4.3. Порядок выполнения работы

1. Провести расшифровку натуральных подшипников и изобразить с указанием назначения и направления воспринимаемых сил.

2. Составить условные обозначения подшипника (табл.2) по данным своего варианта, совпадающего с порядковым номером студента в журнале, согласно общим сведениям п.1 настоящей лабораторной работы.

3. Из табл.3 по данным своего варианта указать тип, назначение подшипника и направление воспринимаемых им сил.

Образец выполнения отчета по практической работе:

1. Натурный подшипник № 2007113

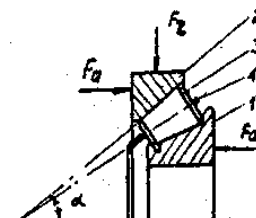
а) подшипник в сборе:

1 - внутреннее кольцо;

2 - наружное кольцо;

3 - тело качения;

4 - сепаратор.



б) расшифровка подшипника:

20 0 7 1

радиально-упорный ←

роликоподшипник

1 13 1
↓
 $d = 13 \times 5 = 65 \text{ мм}$

Особо легкая широкая серия

в) краткая характеристика подшипника.

Роликоподшипник радиально-упорный конический однорядный особо легкой серии с посадочным диаметром на вал $d = 65 \text{ мм}$. Предназначен для восприятия одновременно действующих радиальной и односторонней осевой нагрузок. Допускает отдельный монтаж колец, а также регулирование осевой "игры" и радиального зазора, как при установке, так и в процессе эксплуатации.

2. По табл. 2 краткая характеристика подшипника: шарикоподшипник радиально-упорный, тип 46000, серия средняя узкая, $d = 40 \text{ мм}$.

Угол контакта Радиально упорный шарикоподшипник $\alpha = 26^\circ$

1 0 0 4 6 3 1 0 8 1

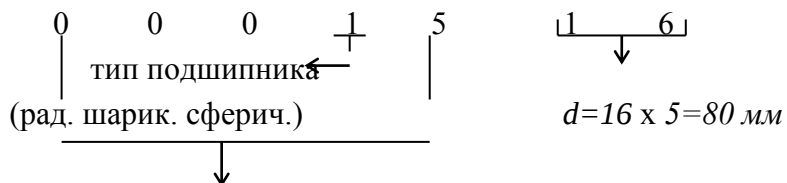
Серия средняя узкая

$d = 8 \times 5 = 40 \text{ мм}$

см. табл. 1

Следовательно, указанный подшипник будет иметь обозначение 46308.

3. По табл. 3 подшипник с номером 1516.



Легкая широкая серия, см. табл. 1. Таким образом, подшипник 1516 - шарикоподшипник радиальный, двухрядный, сферический, легкой широкой серии, с посадочным диаметром на вал $d = 80 \text{ мм}$.

Примечание к таблице 1:

Для упорных подшипников цифра 5 на третьем месте. При цифре 0 на седьмом месте обозначает особо тяжелую серию. Цифры 5 и 6, отмеченные звездочкой, характеризуют серию по диаметру и ширине.

Таблица 1

Обозначение серий

Серия		Сверхлегкие		Особо легкие				Легкие				Средние					Тяжелые	Неопределенные	Ненормальные	Диаметры	Мелкогабаритные	
Характеристика по диаметру		8	9	1	7				2 или 5*				3 или 6*					4	7	8	9	0
Характеристика по ширине		Узкая Нормальная Широкая Особо широкая	Узкая Нормальная Широкая Особо широкая	Узкая Нормальная Широкая Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Широкая	Неопределенные			Разные
Обозначение серий	3-я цифра справа	8 8 8 88	9 9 9 9999	1 1 1 1111	7	7	7	7	2	2	5	2	3	3	6	3	4	4	7	8	9	
	7-я цифра справа	7 1 2 34	7 1 2 3456	7 0 2 3 456	7	1	2	3	0	1	0	3	0	1	0	3	0	2	0	0	0	0
Примеры обозначения серий		7000800 1000800	7000900 1000900 4032900	7000100 100 2007100 3003100 4854100 7002700 1007700 3003700	200		3500	3056200	300		3600	3056300	400	2086400	700	800	900	1000				

Таблица 2

Варианты заданий для самостоятельной работы

Вариант	Краткая характеристика подшипника
1	Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, однорядный, тип 12000, серия легкая, d = 40 мм
2	Шарикоподшипник радиальный, двухрядный, сферический, тип 1000, серия средняя, d = 75 мм
3	Шарикоподшипник радиальный, однорядный, тип 0000, серия сверхлегкая 8, нормальная ширина, d = 30 мм
4	Роликоподшипник радиальный, сферический, двухрядный, тип 3000, серия средняя широкая, d = 90 мм
5	Шарикоподшипник радиально-упорный, однорядный, тип 46000, серия особо легкая, нормальная ширина, d = 30 мм
6	Роликоподшипник радиально-упорный, конический, однорядный, тип 7000, серия сверхлегкая широкая 9, d = 65 мм
7	Шарикоподшипник радиальный двухрядный, сферический, тип 1100, серия легкая, d = 60 мм
8	Роликоподшипник радиально-упорный, конический, тип 27000, однорядный, серия средняя 3, широкая, d = 120 мм
9	Шарикоподшипник упорный, однорядный, тип 8000, серия особо легкая, нормальная ширина, d = 130 мм
10	Роликоподшипник радиально-упорный, конический, однорядный, тип 7000, серия средняя широкая, d = 50 мм
11	Роликоподшипник радиальный, сферический, двухрядный, тип 1300, серия легкая широкая, d = 20 мм
12	Шарикоподшипник радиально-упорный, однорядный, тип 36000, серия легкая широкая, d = 20 мм
13	Шарикоподшипник радиально-упорный, конический, однорядный, тип 7000, серия легкая широкая, d = 100 мм
14	Шарикоподшипник радиально-упорный, однорядный, тип 66000, серия тяжелая узкая, d = 60 мм
15	Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, однорядный, тип 42000, серия средняя широкая, d = 80 мм
16	Шарикоподшипник радиальный, однорядный, тип 0000, серия тяжелая узкая, d = 35 мм

Таблица 3

Варианты заданий для самостоятельной работы

Вариант	Номера подшипников			
	Шарикоподшипники		Роликоподшипники	
1	308	46109	12207	3508
2	1209	405	92206	3608
3	46217	310	12406	3512
4	1510	105	12310	3612
5	66403	212	92308	7210
6	120	1607	4074108	7610
7	8110	316	12410	7310
8	208	1510	12310	7608
9	46217	211	12210	3609
10	8109	315	3511	12215
11	1510	408	3611	92215
12	110	46116	7211	12315
13	315	1610	7311	92315
14	46210	106	7611	4074109
15	8115	407	27310	12316
16	309	1615	3612	12216

5. ИЗУЧЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ И СООТНОШЕНИЯ СИЛ В ЗАТЯНУТОМ БОЛТЕ

5.1. Расчетные зависимости

Затянутый болт работает на растяжение и кручение. Под действием силы затяжки $F_{зам}$ в болте, возникают нормальные напряжения

$$\sigma = \frac{F_{зам}}{A_p}$$

где $A_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$ - расчетная площадь сечения болта; $d_p = \frac{d_2 + d_3}{2}$

d_p - расчетный диаметр;

d_2 - средний диаметр резьбы;

d_3 - внутренний диаметр резьбы болта.

Момент завинчивания, прикладываемый к гайке, является суммой моментов

$$T_{зав} = T_p + T_T$$

где T_p - момент в резьбе;

T_T - момент трения в торце гайки.

В большинстве случаев болт скручивается лишь моментом в резьбе, T_p момент в торце гайки T_T воспринимается опорной деталью, а на болт не передается (рис. 1).

Напряжение кручения в болте

$$\tau_{кр} = \frac{T_p}{W_p};$$

где $T_p = F_{зам} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi - \varphi')$,

ψ - угол подъема винтовой линии;

$\varphi' = \frac{\varphi}{\cos d/2}$ - приведенный угол трения в резьбе;

φ - угол трения;

α - угол профиля резьбы; для метрических резьб $\alpha = 60^\circ$;

$W_p = 0,2d_p^3$ - расчетный момент сопротивления кручению.

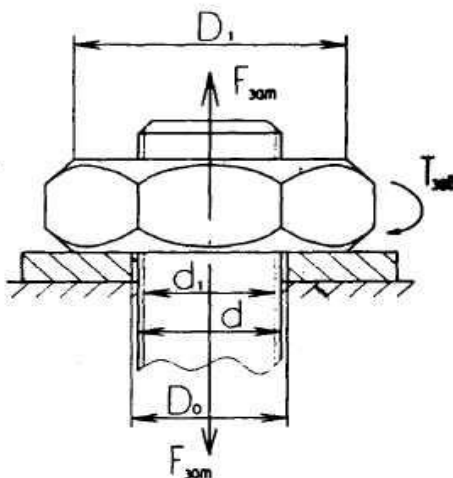


Рис. 1. Болтовое соединение

Таким образом, болт находится в сложно-сопряженном состоянии и должен рассчитываться по одной из гипотез прочности.

По энергетической теории прочности эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}.$$

Учитывая геометрическое подобие метрических резьб различных диаметров, можно в среднем принять: $d_2/d_p \approx 1,12$,

угол подъема винтовой линии $\psi = 2^{\circ}30''$;

среднее значение коэффициента трения в резьбе $f = 0,15$.

Подставляя приведенные значения в формулы, для определения σ_p и τ и делая некоторые математические преобразования, получаем $\sigma_{\text{экв}} = (1,2 \dots 1,5)\sigma_p$. Для расчетов обычно принимают

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3\sigma_p, \text{ т.е. } \frac{\sigma_{\text{экв}}}{\sigma_p} = 1,3$$

Последнее выражение позволяет заменить расчет болта на сложное сопротивление более простым расчетом на растяжение при пониженном в 1,3 раза допускаемом напряжении.

5.2. Описание установки

Для экспериментальной проверки отношения $\sigma_{\text{экв}}/\sigma_p$ в затянутом болте применяют установку (рис. 2), в которой усилие затяжки $F_{\text{зат}}$ определяют по деформации кольцевой пружины 5, измеряемой индикатором 6, а прикладываемый момент - с помощью динамометрического ключа (рис.3). Для того, чтобы разделить момент завинчивания на его составляющие части (T_p и T_T), установку собирают по двум схемам а и б (рис. 2).

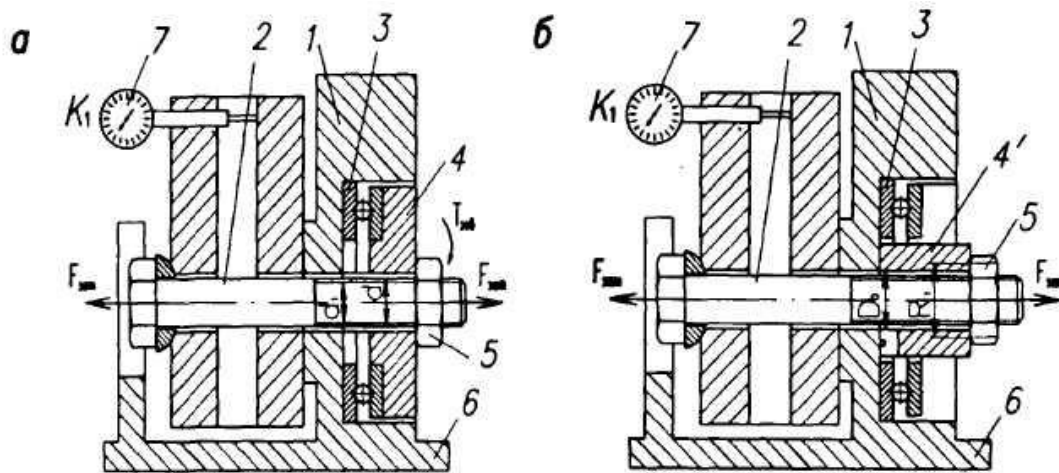


Рис.2. Установка для экспериментальной проверки

$\sigma_{\text{экв}}/\sigma_p$ затянутом болте.

Схема А позволяет определить полный момент завинчивания $T_{\text{зав}}$. По схеме Б, в которой проставочное кольцо 9 (рис. 4) заменено упорным подшипником 10, почти полностью исключая трение на торце гайки, определяют момент по резьбе T_p .

Таким образом, задаваясь усилием затяжки, мы можем установить значения $T_{\text{зав}}$ и T_p как функций от силы затяжки.

Величину силы затяжки болта принимают такой, чтобы она была близка к допускаемой

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

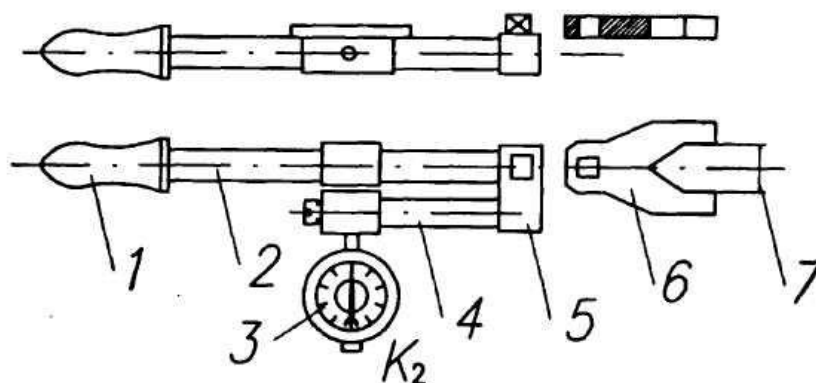


Рис. 3. Динамометрический ключ

1 – рукоятка; 2 – упругий стержень; 3 – индикатор; 4 – державка; 5 – колодка; 6 – сменная головка; 7 – зев ключа. $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала болта; $[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{S}$, σ_m – предел текучести; S – коэффициент запаса. Считая, что болты изготовлены из стали класса прочности 4.6 (сталь 20), для которой $\sigma_m = 4 \times 6 \times 10 = 240$ МПа, и принимая $S = 2$.

По тарировочному графику пружины №1 определяют необходимую деформацию кольцевой пружины для создания заданной силы затяжки.

Крутящий момент, прикладываемый к динамометрическому ключу, определяют по тарировочному графику №2, регистрируя деформацию стержня ключа, соответствующую прикладываемому моменту. Замер на индикаторе ключа надо производить в процессе завинчивания (т.е. при приложении усилия на ключ).

5.3. Проведение эксперимента и обработка полученных данных

Таблица 1

$F_{зат}$ Н	Сборка по схеме А				Сборка по схеме Б			
	Показания индикатора			$T_{зав},$ Н·м	Показания индикатора			$T_p,$ Н·м
	Пружины К1	Ключа К2	Среднее ключа		Пружины	Ключа	Среднее ключа	

Для упрощения подсчета отношения $\sigma_{экв} / \sigma_p$ результаты сводят в таблицу 2.

Таблица 2

$F_{зат.}$ Н	$T_{зав}, Н \cdot м$	$T_p, Н \cdot м$	$\sigma_p = \frac{F_{зат.}}{A_p},$ МПа	$\tau_{кр} = \frac{10^3 \cdot T_p}{0,2 \cdot d_p^3},$ МПа	$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2},$ МПа	$\frac{\sigma_{экв}}{\sigma_p}$

Определение соотношения, между силой затяжки болта $F_{зат}$ силой на ключе ($F_{кл}$).

Крутящий момент, прикладываемый к гайке при ее затяжке, создается силой на рукоятке ключа $F_{кл}$. При известном крутящем моменте завинчивания $T_{зав}$ величину силы на ключе $F_{кл}$ определяют по зависимости

$$F_{кл} = \frac{T_{зав} \cdot 10^3}{l}, \text{ где } l - \text{ плечо приложения силы на ключе } l \approx 14d_p; d_p - \text{ диаметр резьбы бол-}$$

та, мм.

Используя результаты экспериментов при данной величине $T_{зав}$, находят силу $F_{зат}$ и подсчитывают силу на ключе $F_{кл}$.

Определяют отношение $F_{зат}/F_{кл}$. Обычно величина этого отношения лежит в пределах 60...100.

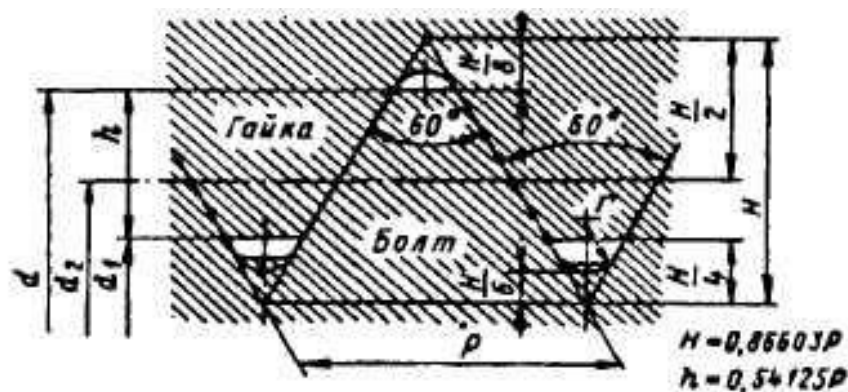


Рис.1. Резьба метрическая СТ СЭВ 100-75 и СТ СЭВ 182-75

.Таблица 1

Наружный диаметр резьбы, мм		M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22
С крупным шагом	Шаг резьбы P, мм	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5
	Средний диаметр d ₂ , мм	9,026	10,863	12,701	14,701	16,376	18,376	20,376
	Внутренний диаметр d ₁ , мм	8,376	10,106	11,835	13,835	15,294	17,294	19,294
	Угол подъема резьбы ψ	3°02'	2°55'	2°52'	2°28'	2°41'	2°29'	2°14'
	Площадь, см ²	0,523	0,762	1,047	1,442	1,751	2,252	2,815
С мелким шагом P, мм	0,5	Средний диаметр d ₂ , мм	9,675	11,675	13,675	15,675	17,675	19,675
		Наружный диаметр резьбы, мм	M10	M12	M14	M16	M18	M20
		Внутренний диаметр d ₁ , мм	9,459	11,459	13,439	15,459	17,459	19,459
		Угол подъема резьбы ψ	0°57'	0°47'	0°40'	0°35'	0°34'	0°32'
		Площадь, см ²	0,692	1,017	1,407	1,858	2,376	2,952
	0,75	Средний диаметр d ₂ , мм	9,513	11,513	13,513	15,513	17,513	19,513
		Внутренний диаметр d ₁ , мм	9,188	11,188	13,188	15,188	17,188	19,188
		Угол подъема резьбы ψ	1°26'	1°11'	1°01'	0°53'	0°47'	0°43'
		Площадь, см ²	0,692	1,014	1,407	1,858	2,376	2,952

Наружный диаметр резьбы, мм			M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22
С мелким шагом P, мм	1,0	Средний диаметр d ₂ , мм	9,350	11,350	13,350	15,350	17,350	19,350	21,350
		Внутренний диаметр d ₁ , мм	8,918	10,918	12,918	14,918	16,918	18,918	20,918
		Угол подъема резьбы ψ	1°57'	1°36'	1°22'	1°11'	1°03'	0°57'	0°51'
		Наружный диаметр резьбы, мм	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22
		Площадь, см ²	0,604	0,911	1,281	1,714	2,209	2,765	3,39
	1,5	Наружный диаметр резьбы, мм	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22
		Средний диаметр d ₂ , мм		11,062	13,062	15,062	17,062	19,062	21,062
		Внутренний диаметр d ₁ , мм		10,376	12,376	14,376	16,376	18,376	20,376
		Угол подъема резьбы ψ		2°28'	2°06'	1°49'	1°36'	1°26'	1°18'
		Площадь, см ²		0,811	1,162	1,574	2,051	2,59	3,19

6. ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ЗАТЯНУТОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

6.1. Экспериментальное определение сил и коэффициента основной нагрузки λ

Детали 9 и 10 (рис. 1) растягиваются при затяжке болта 7 гайкой 8, при этом вкладыш 12 с фиксатором 13 препятствует повороту болта

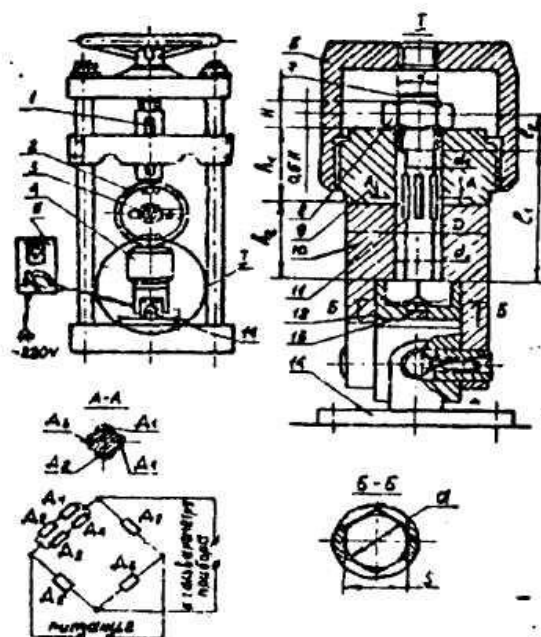


Рис. 1. Экспериментальное определение сил и коэффициента основной нагрузки λ

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

Внешняя сила ползуна 1 через динамометрическое кольцо 2 передается на испытуемое соединение 4. Деформация кольца 2 измеряется индикатором 3 и пропорциональна внешней силе. Кольцо 2 предварительно протарировано. Сила, действующая на болт 7, определяется путем измерения деформации растяжения болта с помощью наклеенных на него четырех проволочных тензорезисторов 11 ($D1 + D4$). Тензорезисторы $D1 + D4$ соединены таким образом, что образуют одно активное плечо измерительного моста. Три других плеча образованы пассивными тензорезисторами $D5 + D7$, которые являются компенсационными и установлены в измерительном приборе 5. Прибор предназначен для измерения деформации болта и питания моста. Величина λ определяет долю внешней отрывающей силы, дополнительно нагружающей затянутый болт. Учет λ имеет особую актуальность в расчетах болтовых соединений, работающих при переменных нагрузках. Электрическая схема активного плеча измерительного моста и специальное расположение тензорезисторов $D1 + D4$ на стержне болта позволяет практически исключить возможное влияние изгиба стержня болта при измерении деформации растяжения. Болт с тензорезисторами $D1 + D4$ предварительно протарирован. Результаты тарирования нанесены на шкалу прибора 5.

6.2. 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 силы затяжки $F_{зам}$ (величина $F_{зам}$ определяется по

условию прочности болта или задается преподавателем и контролируется студентами при затяжке по прибору 5.

4. Нагрузить соединение внешней силой F ($F \leq 1,2F_{зам}$), величину которой контролировать по индикатору 3 динамометрического кольца 2 с использованием прилагаемого тарированного графика.

5. Определить по прибору 5 суммарную силу F_z , действующую на болт.

6. Результаты измерений записать в бланк и разгрузить соединение.

7. Измерения по п.п. 3, 4, 5 повторить не менее трех раз.

8. Используя осредненные значения результатов эксперимента, определить величину коэффициента основной нагрузки для испытуемого соединения по формуле

$$\lambda = \frac{F_z - F_{зам}}{F};$$

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

6.3. Определение коэффициента основной нагрузки расчетным путем

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

Решение уравнения совместности упругих перемещений дает

$$\lambda = \frac{\lambda_{\partial}}{\lambda_{\partial} - \lambda_{\partial}}; \quad (1) \text{ где } \lambda_{\partial} - \text{податливость деталей}; \lambda_{\partial} - \text{податливость болта.}$$

Податливость болта с дискретно изменяемым поперечным сечением, стержня определяется по зависимости

$$\lambda_{\partial} = \frac{1}{E_{\partial}} \sum_1^i \frac{l_i}{A_i}, \quad (2) \text{ где } E_{\partial} - \text{модуль упругости материала болта}; l_i - \text{длина деформирующейся части стержня болта с площадью поперечного сечения, равной}$$

Расчетная схема определения λ_{∂} в рассматриваемом соединении представлена на рис.2.

Примечание. При определении податливости резьбовой части стержня болта к длине нарезанного участка болта, подвергающегося растяжению величину, равную половине высоты гайки, чем учитывают удлинение болта на участке завинчивания, а также податливость резьбы в гайке.

Таким образом, для болта исследуемого соединения

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

Податливость деталей соединения определяется по зависимости

$$\lambda_{\partial} = \frac{1}{E_{\partial}} \sum_1^i \frac{l_i}{A_{\partial i}}; \quad (4)$$

или для исследуемого соединения

$$\lambda_{\partial} = \frac{1}{E_{\partial}} \left(\frac{h_1}{A_{\partial 1}} + \frac{h_2}{A_{\partial 2}} \right); \quad (4a)$$

Учитывая, что размеры соединяемых деталей одинаковы, будем иметь

$\lambda_0 = \frac{h}{E_0 A_0}$, где $h = h_1 + h_2$ - суммарная толщина соединяемых деталей; E_0 - модуль упругости материала деталей; A_0 - площадь поперечного сечения деталей.

При определении величины A полагают, что деформация деталей при действии силы вдоль оси болта имеет место только внутри конуса, начинающегося от опорных поверхностей гайки и головки болта (рис.2).

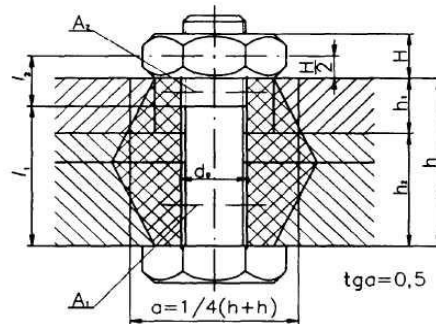


Рис. 2. Болтовое соединение

Так как площадь поперечного сечения конуса переменная, то с целью упрощения расчетов конусы заменяют полными цилиндрами, площадь которых в осевом сечении равна площади конусов в том же сечении (сечение плоскостью чертежа на рис. 2).

На основании изложенного выше записываю: $A_0 = \frac{\pi}{4} \left[\left(a + \frac{h_1 + h_2}{4} \right)^2 - d_0^2 \right]$,

где d_0 - диаметр отверстия в деталях под болт. 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 величины X . В этом случае для раскрытия стыка при $F_{зам} = const$ необходимо приложить к соединению большую внешнюю силу F .

6.4. Порядок выполнения расчетов

1. Ознакомиться с размерами соединения по рис. 1.
2. Начертить расчетную схему и определить по формуле (3) податливость болта λ_b .
3. Начертить расчетную схему и определить по формуле (4) с учетом зависимости (5) податливость деталей λ_0 .
4. По формуле (1) определить теоретическое значение коэффициента нагрузки λ для исследуемого соединения.

7. ИСПЫТАНИЕ СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ ДЕТАЛЕЙ ТИПА «ВАЛ-ВТУЛКА»

В соединениях с гарантированным натягом сопрягаемый размер вала всегда больше размера отверстия. Эти соединения получили широкое применение на практике благодаря своей простоте и компактности, возможности передачи больших усилий и хорошему восприятию динамических нагрузок. На железнодорожном транспорте они применяются, например при сопряжении бандажей, центров и осей колесных пар, а также при посадке шестерен и фланцев на валы редукторов и др.

7.1. Расчетные зависимости

Усилия, передаваемые соединениям с гарантированным натягом, определяются величиной натяга, возникающего в сопряжении вала, имеющего действительный диаметр d_1 и отверстия, имеющего действительный диаметр D_1 . При этом измеренный натяг, мкм: $N = (d_1 - D_1)10^3$. Расчетный натяг N_p отличается от измеренного на величину u , осуществляющую поправку на шероховатость сопрягаемых поверхностей.

$$N_p = N - u$$

$$\text{где } u = 1,2(R_{z1} + R_{z2}) \approx 5(R_{a1} + R_{a2});$$

R_{z1} и R_{z2} - высота микронеровностей поверхностей вала и отверстия по пяти выступам и пяти впадинам, мкм;

R_{a1} и R_{a2} - средние арифметические отклонения профиля микронеровностей вала и отверстия, мкм.

Удельное контактное давление P , возникающее на сопряженных поверхностях с гарантированным натягом, определяют по формуле Лямэ:

$$P = N_p 10^3 / (C_1 / E_1 + C_2 / E_2) d_1,$$

$$\text{где } c_1 = (d_1^2 + d_0^2) / (d_1^2 - d_0^2) - \mu_1;$$

$$c_2 = (d_2^2 + d_1^2) / (d_2^2 - d_1^2) - \mu_2;$$

d_1 - номинальный диаметр соединения, мм;

d_0 - диаметр внутреннего отверстия полого вала, мм;

(для сплошного вала $d_0 = 0$);

d_2 - наружный диаметр втулки, мм;

μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона для материалов вала и втулки (см.табл.1);

E_1, E_2 - модули упругости материала вала и втулки, МПа (см. табл.1).

Таблица 1

Характеристики упругих свойств некоторых материалов

Материал	μ	E , МПа
Сталь	0,3	$2,1 \cdot 10^5$
Чугун	0,25	10^5
Бронза	0,35	$0,9 \cdot 10^5$

При запрессовке вала во втулку и выпрессовке его из нее необходимо приложить усилия, Н;

$$F_B = f_B p \pi d_1 l \quad F_n = f_n p \pi d_1 l$$

где l - длина сопрягаемой поверхности, мм.

Из последних выражений при известных из эксперимента значениях усилий F_B и F_n определяем величины коэффициентов трения при запрессовке и выпрессовке

$$f_B = F_B / p \pi d_1 l \quad f_n = F_n / p \pi d_1 l.$$

При отсутствии опытных данных можно принимать следующие значения этих величин;

$f_n = f_B = 0,08 \div 0,12$ (при отсутствии смазки);

$f_n = f_B = 0,05 \div 0,1$ (со смазкой).

7.2. Схема экспериментальной установки

Экспериментальная часть работы выполняется на ручном винтовом прессе ДМ - 30 (рис.1). Винтовой пресс состоит из основания 1 и траверсы 5, соединенных цилиндрическими стойками 2. На траверсе установлен винтовой механизм, обеспечивающий осевое перемещение ползуна 7 при помощи маховика 6. На основании 1 смонтирован подвижной стол 10. Вертикальное перемещение стола 10 осуществлял путем вращения маховичка 11. Редуктор, установленный внутри основания 1, преобразует вращение маховичка 11 в поступательное движение стола 10 и обеспечивает перемещение стола на 1 мм при вращении маховичка на 100 оборотов. Такое передаточное отношение позволяет осуществить весьма плавное нагружение. Маховик 6, вызывающий перемещение ползуна 7, применяется, для осуществления быстрых перемещений и предварительного сравнительно грубого нагружения

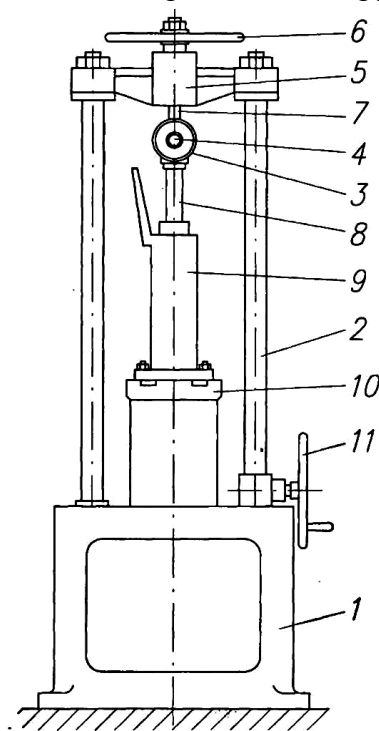


Рис. 1. Пресс ДМ-30

На ползуне 7 закреплено динамометрическое кольцо 3 с индикатором 4. Усилие, создаваемое между ползуном 7 и плунжером 8, измеряют индикатором 4. Исследуемое соединение с натягом устанавливают в приспособление 9. Это приспособление (рис.2) состоит из вала 1, втулки 2, смешного кольца 3, втулки-подставки 4 и линейки 6.

Динамометрическое кольцо предварительно протарировано. Тарировочный график динамометрического кольца приведен в приложении "Журнала лабораторных работ"

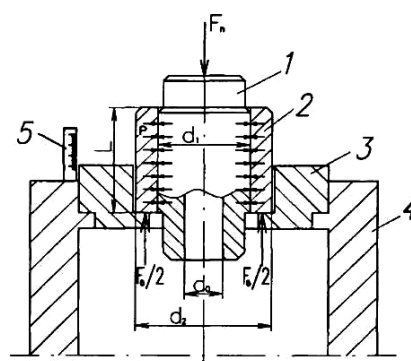
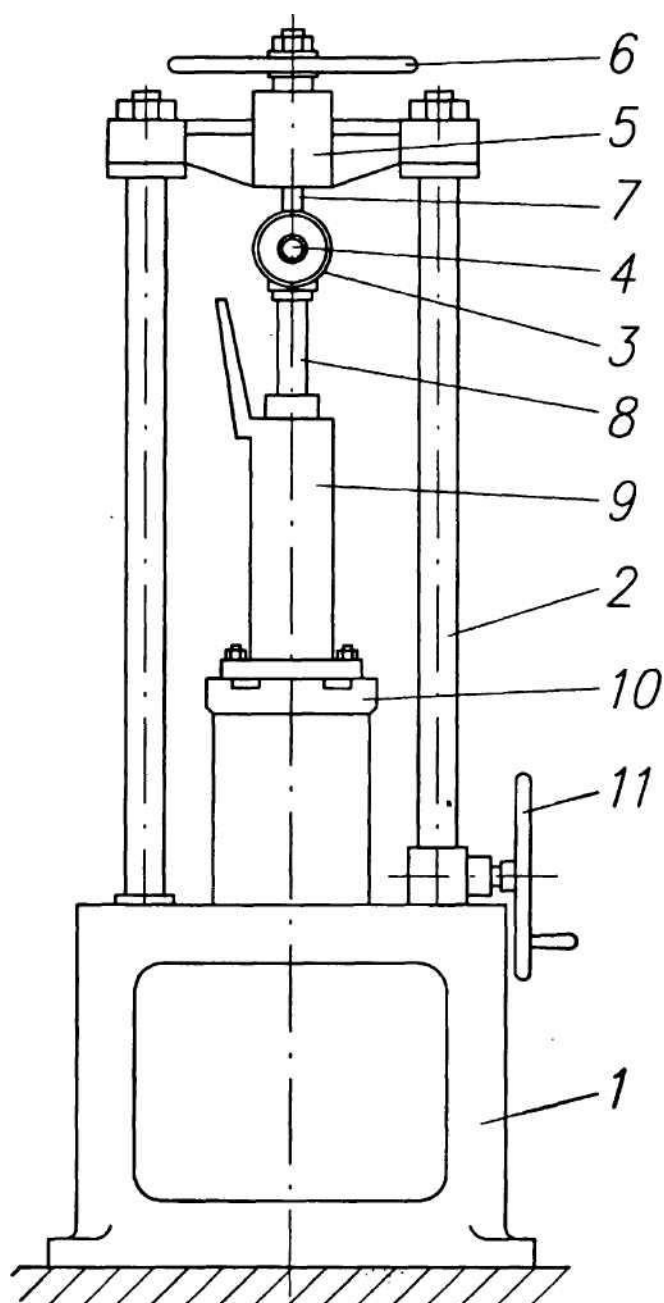


Рис.2 Приспособление для нагружения соединения с гарантируемым натягом

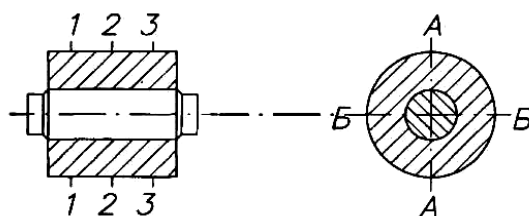


Рис.3 Схема обмера соединения

7.3. Порядок выполнения работы

1. В журнале практических работ вычерчивают схему установки для проведения испытания согласно рис.2.

2. Вычерчивают схему обмера соединения и проводят обмер сопрягаемых поверхностей валика и втулки согласно схеме (рис.3) в трех сечениях (1-1, 2-2, 3-3) и двух взаимно перпендикулярных направлениях для каждого сечения (А-А, Б-Б). Полученные шесть значений раз-

меров валика складывают и вычисляют среднеарифметическое значение размера d_h которое заносят в табл. 1 журнала лабораторных работ. Аналогично вычисляют среднее значение внутреннего диаметра втулки D_v . Измерения производят с миниметром, индикаторной скобкой или индикаторным нутромером.

Штангенциркулем измеряют другие геометрические размеры d_0, d_1, l .

3. Устанавливают параметры шероховатости путем сравнения с образцом шероховатости визуальным методом. Определенные значения R_z или R_a заносят в табл. 1 журнала лабораторных работ.

4. Подсчитывают измеренный натяг в соединении N и расчетный натяг N_p .

5. Определяют коэффициенты C_1, C_2 и удельное давление p .

6. Для определения экспериментальных значений усилий запрессовки F_n и выпрессовки F_B втулку 3 (см. рис.2) с заложенной в нее хвостовой частью вала 2 устанавливают на подставку 4 и вращением верхнего маховика пресса производят запрессовку вала во втулку на 4 мм. Глубину запрессовки отмечают визуально по линейке 5. Затем, вращая нижний маховичок, замеряют по индикатору усилие запрессовки на длине запрессовки 4 мм. Для этого следят за перемещением стрелки индикатора и фиксируют ее максимальное показание в момент, когда стрелка остановится и начнет перемещаться в обратном направлении. Обратное перемещение стрелки происходит вследствие относительного сдвига валика и втулки, т.к. при движении коэффициент трения меньше, чем в покое. Далее при помощи верхнего маховика вал запрессовывают еще на 4 мм. Аналогично замер усилия запрессовки производят через каждые 4 мм на всей длине сопряжения. Результаты измерений заносятся в табл. 1 журнала.

7. При экспериментальном определении усилий выпрессовки соединение устанавливают в перевернутом виде, и процесс выпрессовки осуществляют аналогично процессу запрессовки. Результаты измерений заносят в табл. 1 журнала. По полученным данным строят графики экспериментальных зависимостей усилий запрессовки F_n и выпрессовки F_B от длины соединения l .

8. По данным табл. 1 журнала практических работ подсчитывают экспериментальные значения коэффициентов трения f_n и f_B и определяют их средние величины. Сравнивают экспериментальные значения коэффициентов со справочными.

8. ИССЛЕДОВАНИЕ КЛЕММОВОГО СОЕДИНЕНИЯ СО СТУПЕЦЕЙ, ИМЕЮЩЕЙ ПРОРЕЗЬ

Разновидности клеммовых соединений представлены на рис.1. Нагрузка от вала ко втулке клеммы передается за счет сил трения, возникающих на поверхности контакта между ними. С целью обеспечения такого контакта втулка клеммы должна быть в достаточной степени прижата к валу за счет затяжки клеммовых болтов. Силы трения позволяют нагружать соединение, как моментами, так и осевой сдвигающей силой. Соединения выполняют с разъемной ступицей (рис. 1, а) и ступицей, имеющей прорезь (рис. 1, б).

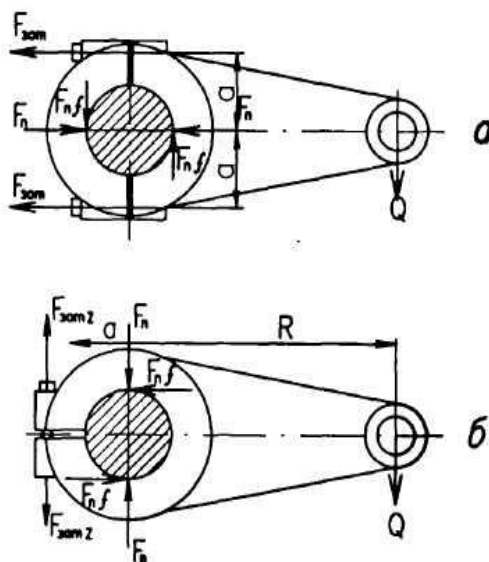


Рис.1 Виды клеммовых соединений

8.1. Расчетные зависимости

В зависимости от относительной жесткости клеммовой втулки и вала, а также в зависимости от первоначального зазора при монтаже различают три типа распределения удельных давлений на поверхности контакта, представленных на рис. 2. На рис. 2 а, показана эпюра распределения давления при большом первоначальном зазоре. Эпюра, приведенная на рис. 2 б, отражающая косинусоидальный закон распределения давления по окружности валика, получается при зазорах, близких к нулю, а эпюра, изображенная на рис 2 в, с равномерным распределением давления по окружности валика характерна для случая, когда клемма ставится на валик с первоначальным натягом.

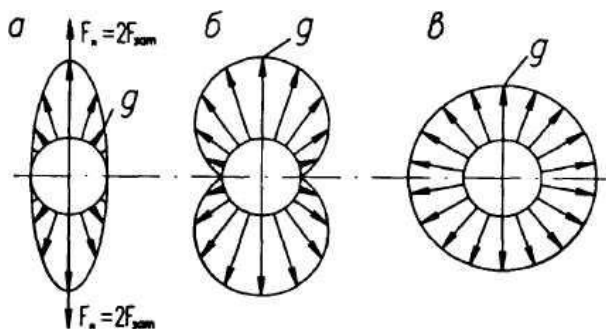


Рис. 2. Эпюры распределения давлений по окружности валика клеммового соединения

Давление на валик, показанное на рис. 2 а, условно (полагаем, что поворот половинок клеммы, изображенной на рис.1 б, осуществляется относительно точки 0) можно заменить равнодействующей силой $F_a = 2F_{зам}$ т.к. оно распределяется на сравнительно узком участке. При таком допущении осевая сила, воспринимаемая соединением равна

$$F'_a = 4 f F_{зам} Z_1$$

где F'_a - осевая (сдвигающая) сила, передаваемая соединением, Н; $F_{зат}$ - сила затяжки болта, Н; f - коэффициент трения; Z - число болтов.

Если давление на валик распределяется по косинусоидальному закону (см. рис. 2, б), то получаем следующее выражение для предельной осевой силы:

$$F_a'' = 16F_{\zeta\alpha\delta} Z / \pi.$$

Осевая сила для такого закона равномерного распределения давления (см. рис. 2, в)

$$F_a''' = 2\pi f F_{\zeta\alpha\delta} Z.$$

Из сравнения вышеприведенных формул видно, что наибольшую, осевую силу при одной и той же затяжке болта передает клеммовое соединение с равномерным распределением давления по окружности вала. Поэтому при конструировании клеммового соединения желательно выбирать посадку клеммы на вал без первоначального зазора или с первоначальным натягом. Максимальную силу затяжки клеммового соединения, которую можно допустить из условия прочности тела болта, определяют по формуле

$F_{\zeta\alpha\delta \max}' = (\pi d_1^2 / [\sigma]_p) / K_{\zeta\alpha\delta}$ где d_1 - внутренний диаметр резьбы, мм; $[\sigma]_p$ - допускаемое напряжение при растяжении $[\sigma]_p = \sigma_T / [S]$; σ_T - предел текучести материала болта (для Ст. 4 $\sigma_T = 240$ МПа); $[S]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности (численные значения приведены ниже).

Таблица 1

Материал болта	Постоянная нагрузка			Переменная нагрузка	
	Диаметр балок, мм				
	6...16	16...30	30...60	6...16	16...30
Углеродистая сталь	4...3	3...2	2...1,3	10...6,5	6,5
Легированная сталь	5...4	4...2,5	2,5	7,5...5	5

$K_{зат}$ - коэффициент запаса предварительной затяжки:

при постоянной нагрузке $K_{зат} = 1.25...1$;

при переменной нагрузке $K_{зат} = 2...4$.

Максимальную силу затяжки по допустимым удельным давлениям на поверхности стыка определяют по формуле $F_{\zeta\alpha\delta \max} = [q] D l / 2 Z$, где D - номинальный диаметр сопряжения клеммы с валиком, мм; l - длина сопряжения, мм; Z - число болтов; $[q]$ - допустимое удельное давление на поверхности сопряжения,

$([q] = 0,3 \sigma_T)$, $\ddot{H}\dot{a}$. Среднее, удельное давление на поверхности сопряжения определяется по формуле $q = 2F_{зат} Z / D l$.

8.2. Схема установки

Схема приспособления для исследования клеммового соединения приведена на рис. 3. Приспособление состоит из валика 1, клеммы 2, стяжного винта 3, динамометрической пружины 4, индикатора 5 и подставки 6.

Приспособление устанавливают на ручной винтовой пресс ДМ-30 с динамометрическим кольцом и индикатором, имеющим цену деления 0,001 мм. График тарировки динамометрического кольца приведен в приложении "Журнала лабораторных работ".

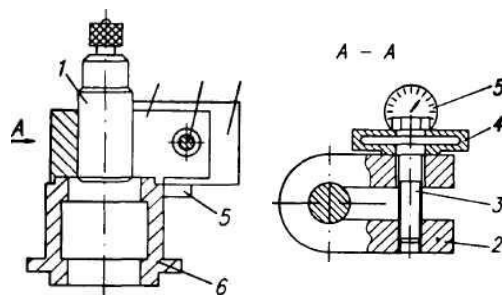


Рис.3. Приспособление для исследования клеммового соединения

8.3. Порядок выполнения работы

1. В журнале практических работ вычерчивают схему установки согласно рис. 3 и схемы распределения давления на вал по окружности, изображенные на рис. 2.

2. Записывают в журнал расчетные зависимости.

3. Проводят обмер выданного преподавателем клеммового соединения и заполняют табл. 1 журнала.

Максимальная сила затяжки болта в процессе эксперимента не должна превышать предельно допустимой величины для силоизмерительного устройства 13200 Н.

4. Диапазон изменения силы затяжки $F_{зам}$ от нуля до максимальной равномерно разбивают на 4-5 значений, для которых теоретически и экспериментально определяют предельную осевую силу. Назначенные величины F_{jam} заносят в табл. 2 и 3 журнала лабораторных работ, и для них по тарифовочно-му графику находят соответствующие показания индикатора K , динамометрической пружины стягивающего болта (см. прил. "Журнала лабораторных работ").

5. Находят значение среднего удельного давления q на цилиндрической поверхности сопряжения, соответствующее каждой из назначенных величин $F_{зам}$. Затем по графику (см. прил. "Журнала лабораторных работ") для каждого значения q получают соответствующее ему значение коэффициента трения f на поверхности сопряжения, (при этом используется кривая 1, если поверхности обработаны разворачиванием, и кривая 2, если поверхности обработаны шлифованием). Далее производят расчет осевых сил соответствующих трем случаям распределения удельного давления по поверхности валика. Расчетные данные заносят в табл. 2 журнала и строят графики зависимости F'_a , F''_a и F'''_a от $F_{зам}$.

6. Для экспериментального определения осевой силы на стол пресса ДМ-30, устанавливают приспособление, схематически изображенное на рис. 3. Затягивают болт клеммового соединения по индикатору на величину K , микрон, соответствующую принятому значению $F_{зам}$, и вращая верхний маховик, создают предварительное напряжение на клеммовое соединение с целью выборки всех зазоров. Затем, вращая нижний маховичок, поднимают стол пресса, плавно увеличивая осевое усилие. Стрелка индикатора динамометра пресса при этом плавно перемещается, отмечая возрастание осевой силы. Как только стрелка индикатора динамометра пресса остановится и поедет в обратном направлении следует зафиксировать ее максимальное показание K_2 , записать в журнал и прекратить дальнейшее нагружение. Остановка стрелки и перемещение ее в обратном направлении означает переход трения покоя в трение движения с меньшим коэффициентом трения, т.е. начало относительного перемещения клеммы и валика. Максимальное отклонение стрелки индикатора K_2 соответствует предельному значению осевой силы.

7. Не уменьшая затяжки болта, затянуть болт на следующее, большее значение $F_{зам}$ и повторить эксперимент по определению предельного значения F_a . Такие операции провести для всех назначенных значений $F_{зам}$. Результаты эксперимента записывают в табл. 2 журнала лабораторных работ и наносят на график зависимости F_a от $F_{зам}$.

9. ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА СДВИГ

9.1. Расчетные зависимости

Болтовое соединение, нагруженное силами, сдвигающим детали в плоскости стыка, может быть выполнено в двух вариантах: болт поставлен с зазором и без зазора.

В данной работе исследуют соединение, когда болт поставлен с зазором (рис. 1). В этом случае неподвижность соединения обеспечивается силами трения в стыках, пропорциональными силам затяжки болтов. Для предельных сдвигающих сил соблюдается равенство:

$$F_Q = \frac{F_{\text{зат}} f z i}{K}$$

где F_Q - предельная сдвигающая сила, при которой еще отсутствует относительное перемещение стягиваемых деталей 1, 2, 3 (см. рис. 1);

f - коэффициент трения;

z - число болтов;

i - количество стыков;

$K = 1, 4 \dots 2$ - коэффициент запаса по сдвигу деталей.

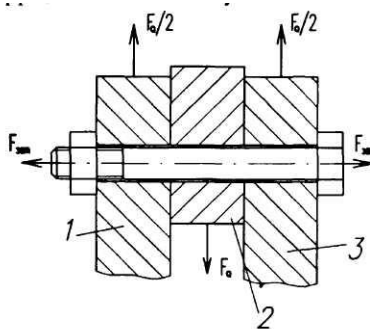


Рис.1 Схема соединения болтом, поставленным с зазором

Последнее равенство является основной расчетной зависимостью сдвигающей силы от усилия затяжки болтового соединения. Но поскольку в настоящей работе нельзя непосредственно измерить усилия $F_{\text{зат}}$, а можно измерить момент закручивания $T_{\text{зав}}$ динамометрическим ключом, то используют зависимости между $T_{\text{зав}}$ и $F_{\text{зат}}$. Они позволяют получить окончательное расчетное уравнение, связывающее предельную сдвигающую силу F_Q и момент закручивания $T_{\text{зав}}$ на ключе

$$F_Q = \frac{T_{\text{зав}} f z i}{K(0,5d_2 \operatorname{tg}(\psi - \varphi') + 0,25(D_1 + D_0) f_T)}$$

Последние уравнения позволяют построить расчетную зависимость F_Q от $T_{\text{зав}}$ задаваясь коэффициентами трения f_p и f_T . Эту расчетную зависимость сравнивают с экспериментальной в заключение работы.

При выполнении данной работы можно ориентировочно принимать следующие значения коэффициентов трения:

чисто обработанные поверхности при наличии смазки 0,15;

то же без смазки 0,2;

грубо обработанные поверхности без смазки 0,3.

Для определения параметров стандартных резьб используют табл. 3 (см. лаб. раб. №5). Максимально допустимое усилие затяжки болта определяется из условия прочности по напряжениям растяжения

$$[F_{\text{зат}}] = \frac{[\sigma_p] \cdot \pi d_1^2 / 4}{K_{\text{зат}}}$$

9.2. Схема экспериментальной установки

Приспособление (рис. 2) для испытания болтового соединения на сдвиг устанавливают на столе пресса ДМ-30.

Пластины 3 и 4 приспособления стягиваются болтом 5. К средней пластине 4 крепят динамометрическое кольцо 6 пресса. Пластина 4 воспринимает усилие от пресса и при достижении предельной величины происходит сдвиг ее относительно крайних пластин 3.

На пластины нанесены контрольные риски 2, указывающие расположение зазора между болтом 5 и отверстием в пластине 4. Совпадение сродных рисок является свидетельством равномерности этого зазора по всем направлениям. Болтовое соединение затягивают динамометрическим ключом. Тарировочная кривая динамометрического ключа и тарировочная зависимость кольца пресса приведена в приложении "Журнала лабораторных работ".

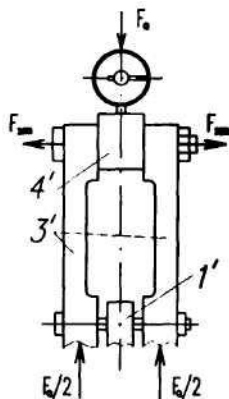


Рис.2 Схема приспособления для испытания болтового соединения на сдвиг

9.3. Порядок выполнения работы

1. В журнале практических работ вычерчивают схему экспериментальной установки (см. рис. 2), в табл. 1 журнала заносят основные параметры исследуемого соединения, измеренные штангенциркулем или рассчитанные.

2. Исходя из рассчитанной величины $[F_{\text{сдв}}]$, задаются несколькими усилиями затяжки болта, например, по следующим соотношениям:

$$F_{\text{сдв}1} \leq [F_{\text{сдв}}]; F_{\text{сдв}2} \leq 0,75[F_{\text{сдв}}]; F_{\text{сдв}3} \leq 0,5[F_{\text{сдв}}]; F_{\text{сдв}4} \leq 0,25[F_{\text{сдв}}]$$

Принятые значения усилия заносят в таблицу.

3. Для всех принятых значений усилий болтового соединения рассчитывают моменты закручивания по формуле

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T = 0,5F_{\text{сдв}} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + 0,25F_{\text{сдв}} f_T (D_1 + D_0)$$

и записывают в таблицу.

4. По тарировочному графику динамометрического ключа находят значения деформаций ключа K_l , соответствующие принятым моментам закручивания, и записывают в таблицу.

5. Для принятых значений момента $T_{\text{зав}}$ получают расчетные значения предельной движущей силы F_Q и записывают их в таблицу.

6. Перед проведением эксперимента, вращая маховик 6 пресса, необходимо добиться совпадения средних контрольных рисок пластин 3 и 4 (см. рис.2), а индикатор 4 динамометрического кольца 3 установить с максимальным натягом, совместив стрелку с началом отсчета на шкале.

7. Эксперимент начинают с затяжки болта с усилием $F_{\text{зав}4}$ (момент на ключе $T_{\text{зав}4}$), контролируя это значение по индикатору на динамометрическом ключе.

8. Создают предельную сдвигающую нагрузку F_{Q4} . Для этого медленно вращают маховик

вик 6 пресса до тех пор, пока стрелка индикатора 4 не начнет перемещаться. Начало перемещения стрелки свидетельствует о выборке всех зазоров в соединениях 1'-4'-5' (см. рис. 2). Далее сдвигающую нагрузку создают подъемом стола 10 пресса, вращая маховик 11.

В момент начала относительного сдвига пластин 3' и 4' достигается предельное значение сдвигаемой силы. Поэтому стрелка индикатора останавливается, а при дальнейшем подъеме стола начинает перемещаться в обратном направлении. Показание стрелки индикатора пресса K_2 в момент ее остановки фиксируют как предельное значение сдвигающей силы F_{Q4} и записывают в таблицу.

9. Производят поочередно затяжку болта усилиями $F_{зам3}$, $F_{зам2}$ и $F_{зам1}$ и определяют соответствующие предельные сдвигающие силы, по методике, изложенной в п.8. Пересчет показаний индикатора в усилия производят по тарировочному графику.

10. По расчетным и экспериментальным данным строят зависимости F_Q от $T_{зав}$ и сравнивают между собой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин» / О.П. Леликов - М.: Машиностроение, 2007. – 464 с.- Режим доступа: <http://e.lanbook.com/view/book/745/> - Загл. с экрана. – ISBN 978-5-217-03390-4
2. Иванов, М.Н. Детали машин [Текст]: учебник для машиностроительных специальностей вузов / Иванов М.Н., Финогенов В.А. – 9-е изд., испр. – М.: Высшая. школа, 2005. 408 с.
3. Леликов, О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет [Текст]: / О.П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2006. – 640 с.
4. Чернилевский, Д. В. Детали машин и основы конструирования [Электронный ресурс]: учебник для вузов / Д. В. Чернилевский. - М.: Машиностроение, 2006. - 656 с. – Режим доступа:<http://znanium.com/bookread.php?book=374916> - ISBN 5-217-03169-7.
5. Ряховский О.А. Детали машин: Учеб. для ссузов / О.А.Ряховский, А.В. Клыпин. – М.: Дрофа, 2002. – 288 с. ил.
6. Белевский, Л.С. Детали машин и основы конструирования [Текст]: учеб.пособие. /Л.С. Белевский, В.И. Кадошников - Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009.-395с.

Учебное текстовое электронное издание

Куликова Екатерина Владимировна
Андросенко Мария Владимировна

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И ДЕТАЛИ МАШИН

Учебное пособие

1,46 Мб

1 электрон. опт. диск

г. Магнитогорск, 2017 год
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»
Адрес: 455000, Россия, Челябинская область, г. Магнитогорск,
пр. Ленина 38

ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»
Кафедра механики
Центр электронных образовательных ресурсов и
дистанционных образовательных технологий
e-mail: ceor_dot@mail.ru