

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

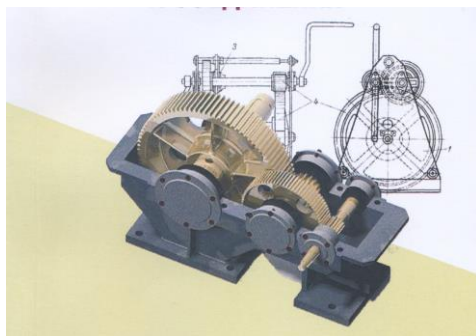
ФГБОУ ВПО «БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

В.В. Варывдин

Н.Ю. Кожухова

Н.А. Романеев

В.В. Никитин



**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН
(в двух частях)**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением вузов
Российской Федерации по агроинженерному образованию
в качестве учебного пособия для студентов, осваивающих
образовательные программы бакалавриата
по направлению подготовки «Агроинженерия»*

БРЯНСК 2014

УДК 621.81 (075)
ББК 34.42я7
В 18

Варывдин В.В. Лабораторный практикум по деталям машин / Варывдин В.В., Кожухова Н.Ю., Романеев Н.А., Никитин В.В. Учебное пособие. – Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2014. – 133 с.

ISBN 978-5-88517-256-1

Рецензенты: Заикин А.Н., д.т.н., профессор, декан механико-технологического факультета Брянской ГИТА;

Чугунов В.А., к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Основы конструирования механизмов и машин» (Пензенская ГСХА).

Учебное пособие предназначено для аудиторной работы студентов по дисциплине Детали машин и основы конструирования для студентов, осваивающих образовательные программы бакалавриата по направлению подготовки «Агроинженерия».

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического факультета, протокол № 12 от 16 июня 2014 г.

ISBN 978-5-88517-256-1

© Брянская ГСХА, 2014
© В.В. Варывдин, 2014
© Н.Ю. Кожухова, 2014
© Н.А. Романеев, 2014
© В.В. Никитин, 2014

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторные занятия – важная и ответственная составляющая учебного процесса. Она становится особенно значимой при освоении программы бакалавриата. Объем лекционных часов учебного плана в сравнении с программой специалитета уменьшился. Вместе с тем необходимо было обеспечить усиление практической направленности обучения, умение снять размеры деталей в реальных узлах (как мы это делаем при исследовании деталей муфт, колодочных тормозов, крюковой подвески), производить проверочный расчет по реальным нагрузкам. Именно здесь эти задачи при изучении дисциплины «Детали машин и основы конструирования» выходят на первый план.

Лабораторные занятия посвящены изучению основных деталей практически по всем разделам курса деталей машин: зубчатые и червячные передачи, детали передач, соединения (первая часть: Детали машин), а также основные детали и механизмы грузоподъемных машин (вторая часть: Подъемно-транспортные машины).

Изучение и проверочный расчет деталей на лабораторных занятиях параллельно с исполнением курсовых проектов (работ) служат надежному освоению учебной программы. Поставленные лабораторные работы будут полезны при подготовке студентов по направлению «Агроинженерия».

Контрольные вопросы по каждому разделу учебной программы, защита отчетов по этим работам концентрируют внимание студентов на изучаемой дисциплине. Вопросы составлены строго в рамках рассматриваемых работ, их содержание находит отражение в материалах, востребуемых при выполнении каждой лабораторной работы.

Материальная база лаборатории кафедры представляет широкий набор деталей различного назначения: зубчатые и червячные редукторы и их узлы, лабораторная установка ДМ-40 для испытания муфт, валы, подшипники различных типоразмеров, комплект муфт, серия плакатов. Этот перечень можно продолжить и в приложении к грузоподъемным машинам: барабаны, блоки, образцы канатов, крюковая подвеска ($Q=5\text{ т}$), ряд колодочных тормозов с магнитами переменного и постоянного тока, электротали разных типов и их узлы и агрегаты.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: Ознакомление с конструкцией редуктора и назначением его деталей; составление кинематической схемы конкретного зубчатого редуктора; определение основных параметров зубчатых пар редуктора путем их замера и расчетов; ознакомление с регулировочными операциями.

Оборудование и принадлежности: для работы используют цилиндрический двухступенчатый редуктор с прямо- или косозубыми колесами; используют набор гаечных ключей, отвертки, молоток, масштабную линейку, штангенциркуль, свинцовую проволоку или пластину, транспортир.

Порядок выполнения работы:

1. Произвести внешний осмотр редуктора, изучить конструкцию корпуса, назначение деталей.
2. Ознакомиться с описанием конструкций цилиндрических редукторов.

Общие сведения

Цилиндрические зубчатые редукторы – механизмы с зубчатыми передачами, выполняемые в виде отдельных агрегатов в жестком корпусе, служащие для передачи мощности от двигателя к рабочей машине с соответствующим понижением угловых скоростей и повышением вращающего момента от входного к выходному валу.

Входной вал редуктора (меньшего диаметра), имеющий большую частоту вращения, соединяют при помощи муфты с валом двигателя. Первая ступень называется быстроходной, также как и входной вал – быстроходным валом.

Угловые скорости, как и частоты вращения колес второй ступени редуктора меньше, поэтому она называется тихоходной.

Меньшее (ведущее) колесо каждой ступени редуктора принято называть «шестерней», а парное – «колесом».

Цилиндрические зубчатые колеса могут быть прямозубыми, косозубыми, шевронными. Передачи косозубыми колесами обеспечивают большую плавность работы.

Направление зуба прямозубых колес совпадает с направлением образующей делительного цилиндра. У косозубых колес зубья располагаются под углом к образующей делительного цилиндра, среднее значение угла составляет $\beta = 8...18^\circ$.

При исследовании геометрических параметров следует руководствоваться рекомендациями соответствующего стандарта.

2.1 Найденные значения нормального модуля округлить до ближайшего стандартного. В нашей стране модули стандартизованы в зоне 0,05 до 100 мм. Значения модуля по ГОСТ 9563-60 [4, стр. 62]:

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
2-й ряд			1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7

2.2 Полученные значения a_w сравнить с ГОСТ 20758-75.

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	140	180	225	280	355	450	560	710	900			

2.3 Отклонение общего передаточного числа редуктора от стандартного [5, стр. 45, табл. 2.3] может достигать 5%, остальные величины должны принимать точные значения в соответствии с ГОСТ.

На рисунке 1 показаны кинематические схемы наиболее распространенных зубчатых редукторов. На схемах быстроходные валы обозначены Б, промежуточные – П, тихоходные – Т.

В зависимости от числа ступеней, в которых происходит понижение угловых скоростей, различают редукторы одноступенчатые (рис. 1, а), двухступенчатые (рис. 1, б, в, г, д), двухступенчатые двухпоточные (рис. 1, к) и трехступенчатые (рис. 1, е, и).

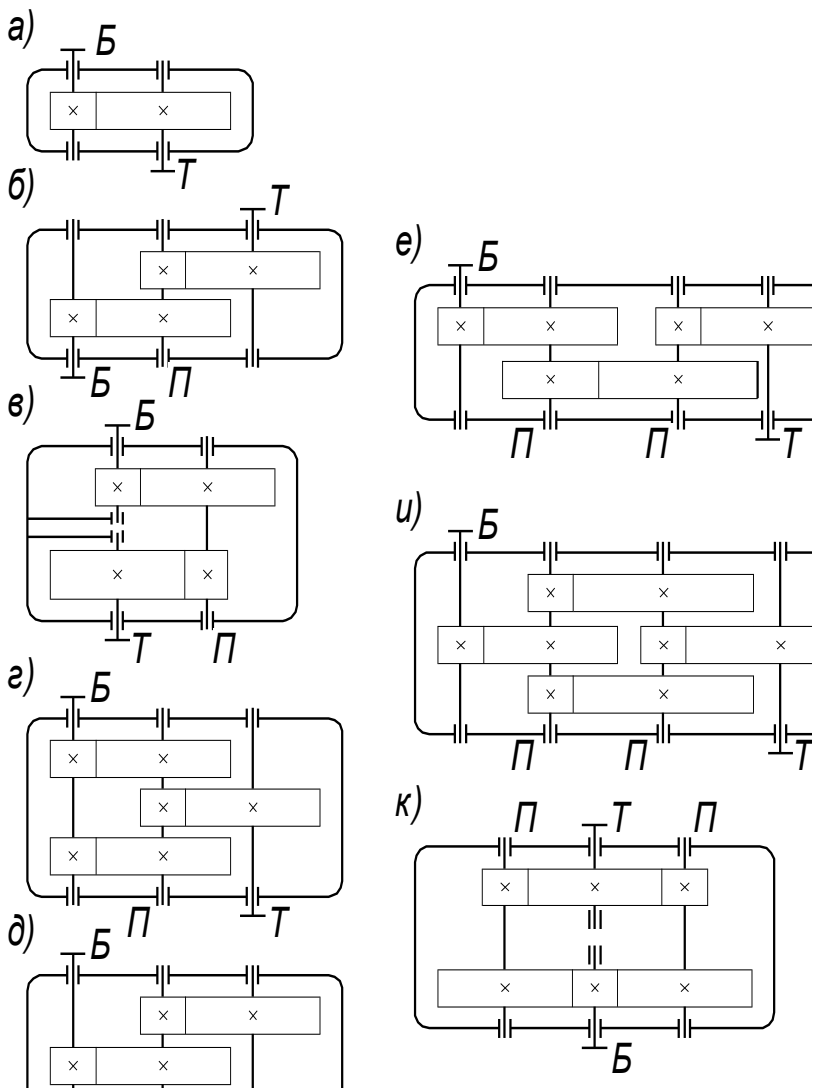


Рис. 1. Кинематические схемы цилиндрических редукторов

Конструкция редуктора приведена на рисунках 2 и 3.

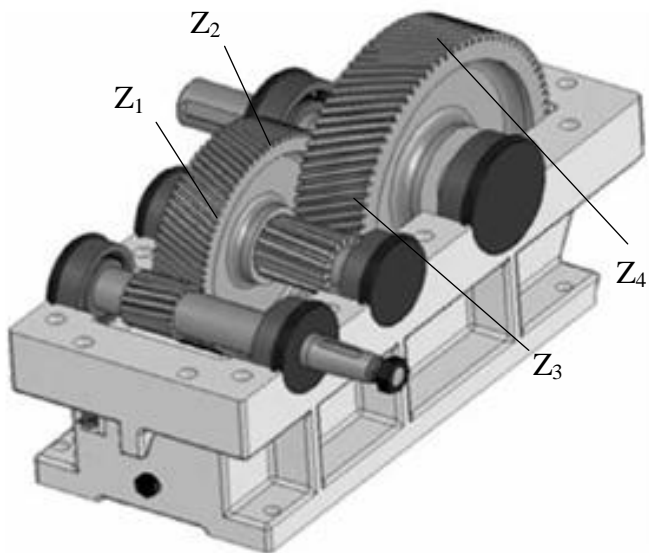


Рис. 2. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

Разборку редуктора производить в следующем порядке: отвинтить соединительные болты 3, снять крышку корпуса редуктора 2 и крышки подшипниковых узлов 11. Ознакомиться с внутренним устройством редуктора, обратить внимание на способ смазки зацепления и подшипников. Снять входной 4, промежуточный 8 и выходной 5 валы редуктора с деталями и подшипниками, установленными на них. Путем замеров и расчетов определить основные размеры и параметры зубчатого зацепления и занести в таблицу 1. Схему редуктора [3, стр. 129] и зубчатых колес с обозначениями см. в учебнике [1, стр. 156, 174, 183]; [2, стр. 172, 182].

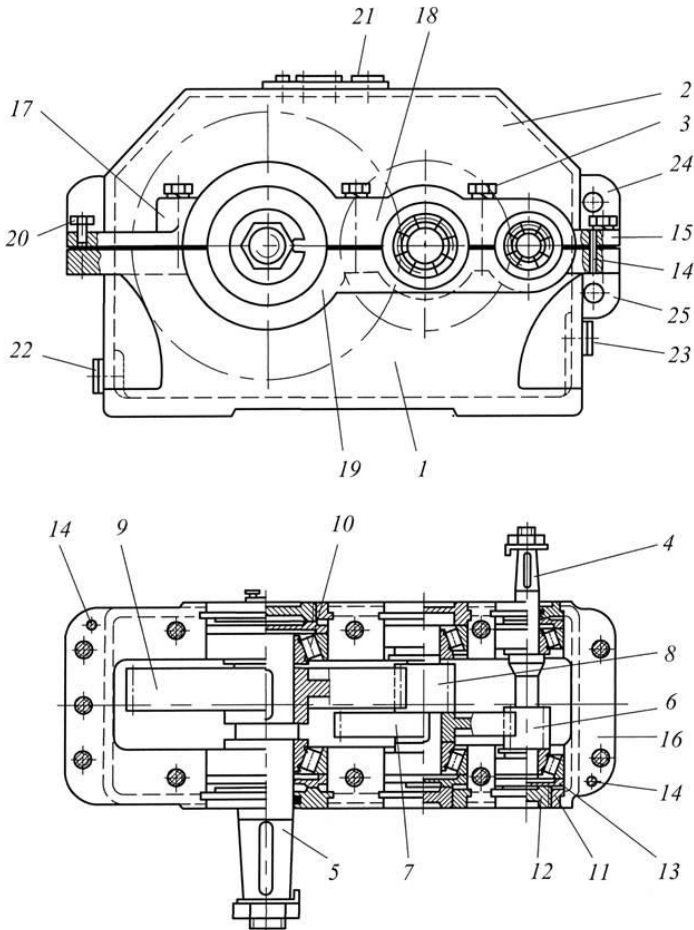


Рис. 3. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

Указания:

1. Угол наклона зуба по вершинам β_α измеряется приблизительно транспортиром.
2. Уточнить значение можно после вычисления величины нормального модуля m_n и округления его до стандартного

$$m_n = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_\alpha}{Z_1 + Z_2}.$$

Тогда подставляя стандартную величину модуля при стандартном межосевом расстоянии, получим:

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w};$$

$$\beta = \arccos \left(\frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w} \right).$$

Это значение угла заносится в отчет по лабораторной работе.

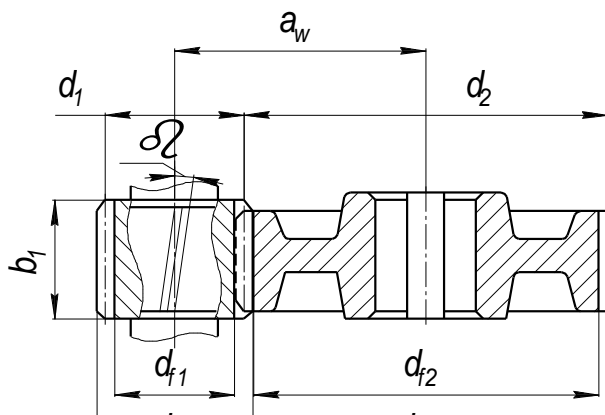


Рис. 4. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Таблица 1

Наименование величины и размерность	Обо- зна- чение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений	
			Быст- роход.	Тихоход.
1	2	3	4	5
Число зубьев ше- стерни	Z_1, Z_3	сосчитать	Z_1	Z_3
Число зубьев колеса	Z_2, Z_4	сосчитать	Z_2	Z_4
Передаточное число ступени *	u_1	$u_1 = Z_2/Z_1$	u_1	
	u_2	$u_2 = Z_4/Z_3$		u_2
Общее передаточное число редуктора *	$u_{общ}$	$u_{общ} = u_1 \cdot u_2$		
Межосевое расстоя- ние, мм *	a_w	измерить	a_{w1}	a_{w2}
Угол наклона зуба по вершинам, град	β_α	измерить		
Модуль нормальный, мм *	m_n	$m_n = \frac{2 \cdot a_w}{(Z_1 + Z_2)} \cdot \cos \beta_\alpha$	m_{n1}	m_{n2}
Угол наклона зуба к образующей дели- тельного цилиндра, град	$\cos \beta_\alpha$	$\cos \beta_\alpha = \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w}$		
Модуль торцовый, мм	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	m_{t1}	m_{t2}
Диаметры делитель- ных окружностей, мм	d_1	$d_1 = m_t \cdot Z_1$	d_1	d_3
	d_2	$d_2 = m_t \cdot Z_2$	d_2	d_4
Диаметры окружностей вершин зубьев, мм	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_t \cdot h_a^*$	d_{a1}	d_{a3}
	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_t \cdot h_a^*$	d_{a2}	d_{a4}
Диаметры окружно- стей впадин, мм	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_t \cdot (h_a^* + c^*)$	d_{f1}	d_{f3}
	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_t \cdot (h_a^* + c^*)$	d_{f2}	d_{f4}
Ширина венцов ко- лес, мм	b_1	измерить	b_1	b_3
	b_2	измерить	b_2	b_4

Примечание: Величины, отмеченные знаком *, округляются до стандартных значений.

При вычислении параметров зацепления принять:

$$h_a^* = 1,0; c^* = 0,2$$

где h_a^* – коэффициент высоты зуба;

c^* – коэффициент радиального зазора.

3. Определить характеристику подшипников. По марке подшипника (номер выбит на торце одного из колец) определяют тип, серию, внутренний диаметр и другие конструктивные особенности.

4. Сборка и регулировка редуктора.

4.1 Установить в корпус редуктора валы в сборе, установить врезные крышки и регулировочные кольца подшипников.

4.2 Качество зацепления собранной зубчатой передачи проверяют на краску. Зубья меньшего колеса покрывают слоем краски и проворачивают вал на один оборот. После этого по отпечаткам на сопряженном зубчатом колесе делают вывод о качестве сборки. Обычно для передач средней точности отпечатки краски на сопряженном зубчатом колесе располагаются в средней части боковой поверхности зуба и занимают площадь, составляющую до 50-60% высоты и до 70% длины зуба (рис. 5, а):

а) расположение пятна при качественной сборке;

б) пятно контакта расположено с одной стороны зуба (рис. 5, б). Это свидетельствует о перекосе при нарезании зубьев или перекосе отверстий под подшипники (расточек бобышек) в корпусе. Если положение пятна контакта не изменяется при повороте зубчатого колеса на 180° , то перекошена ось отверстий в корпусе;

в) пятно контакта расположено в верхней части зуба (рис. 5, в). Причиной этого может быть слишком большой радиальный зазор, а также несоответствие межосевого расстояния, установленного чертежом;

г) пятно контакта расположено у ножки зуба (рис. 5, г). Это свидетельствует о недостаточном радиальном зазоре в результате несоответствия межосевого расстояния или толщины зуба техническим требованиям.

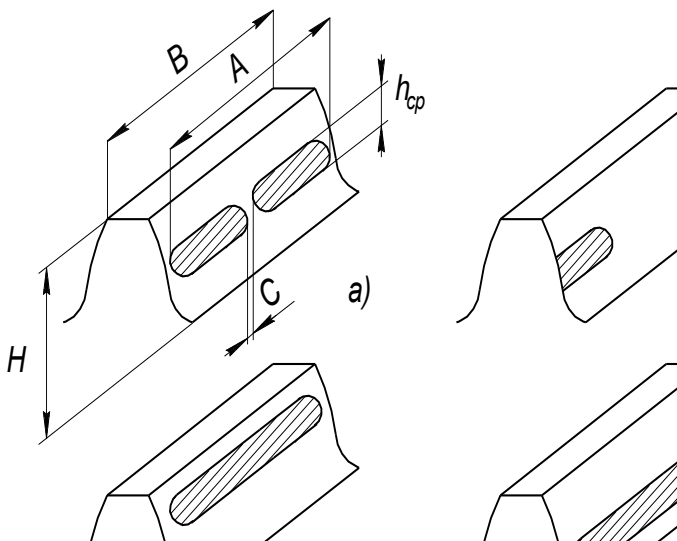


Рис. 5. Расположение пятен контакта при качественной (а) и некачественной (б, в, г) сборке цилиндрических зубьев передач

Если пятно контакта неправильно расположено на поверхности зуба или его площадь не соответствует изложенным выше требованиям, это свидетельствует о неправильной сборке передачи. В зависимости от расположения пятна контакта можно установить соответствующие дефекты сборки цилиндрической зубчатой передачи.

Между крышкой подшипника и корпусом редуктора для регулирования осевого зазора подшипников качения и для компенсации ошибок линейных размеров сопряженных деталей, получающихся при их изготовлении, устанавливают набор регулировочных прокладок.

Содержание отчета:

1. Цель исследования.
 2. Основные геометрические и кинематические параметры цилиндрического редуктора.
 3. Характеристики подшипников.
 4. Выводы о проделанной работе.
- Отчет защищать у преподавателя.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: Ознакомление с конструкцией конического редуктора и назначением его деталей; составление кинематической схемы; определение основных параметров зубчатой пары редуктора путем их замера и расчета; ознакомление с регулировочными операциями.

Оборудование и принадлежности: конический редуктор; набор гаечных ключей; отвертки; молоток; масштабная линейка; штангенциркуль; зубомер; угломер универсальный; микрометр; краска; свинцовая проволока или пластина.

Методика выполнения работы:

1. Произвести внешний осмотр редуктора, изучить конструкцию корпуса, назначение деталей.
2. Ознакомиться с описанием конструкции конических редукторов и их конструктивных схем [3, стр. 129, стр. 146...148].

Общие сведения

Конические передачи применяют, когда это необходимо по условиям компоновки машины. Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Из-за пересечения осей валов, одно из колес (шестерня) располагается консольно, при этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор.

Конические колеса могут быть с прямыми, с круговыми и с тангенциальными (косыми) зубьями [6, стр. 331, рис. 126]. В данной работе мы не касаемся криволинейных зубьев.

При передаточном числе u до 6,3 применяют одноступенчатые конические редукторы, из которых наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости (рис. 6, а).

При необходимости получения больших передаточных чисел применяют коническо-цилиндрические редукторы (рис. 6, б).

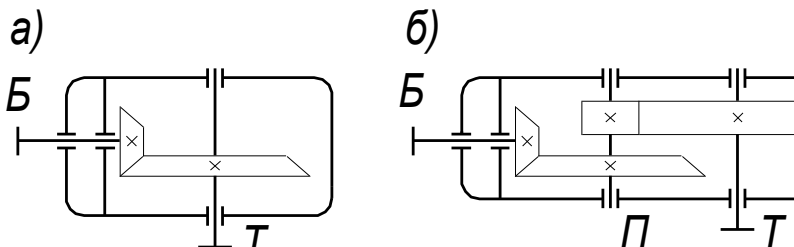


Рис. 6. Кинематические схемы конических редукторов

Конструкция одноступенчатого конического редуктора приведена на рисунке 7.

Корпус редуктора выполнен с горизонтальным разъемом, состоит из корпуса 1 и крышки 2, соединенных между собой стяжными болтами 3 и 4. Вращательное движение от быстроходного вала 5 к тихоходному валу 6 осуществляется парой конических колес: шестерней 7 и колесом 8. Шестерня 7 изготовлена заодно с валом (вал-шестерня). Колесо 8 установлено на валу на шпонке 10. Валы опираются на подшипники качения 11. Подшипники закрываются крышками 12. Для регулировки зазоров между крышками и подшипниками предусматриваются стальные кольца 13 (либо набор стальных или латунных пластин).

В крышках подшипников, через которые выходят валы, установлены манжетные уплотнения 14. Для осмотра передач и заливки масла в крышке корпуса имеется смотровое отверстие, закрываемое крышкой 15, в которой для редукторов с большим тепловыделением закрепляется отдушина 16. Для контроля уровня масла в редукторе предусмотрен маслоуказатель 17. Для подъема редуктора в крышке корпуса закреплены рым-болты 18 (крюки, или проушины, отлитые вместе с корпусом редуктора). В основании корпуса находится маслоспускное отверстие, закрываемое пробкой 19.

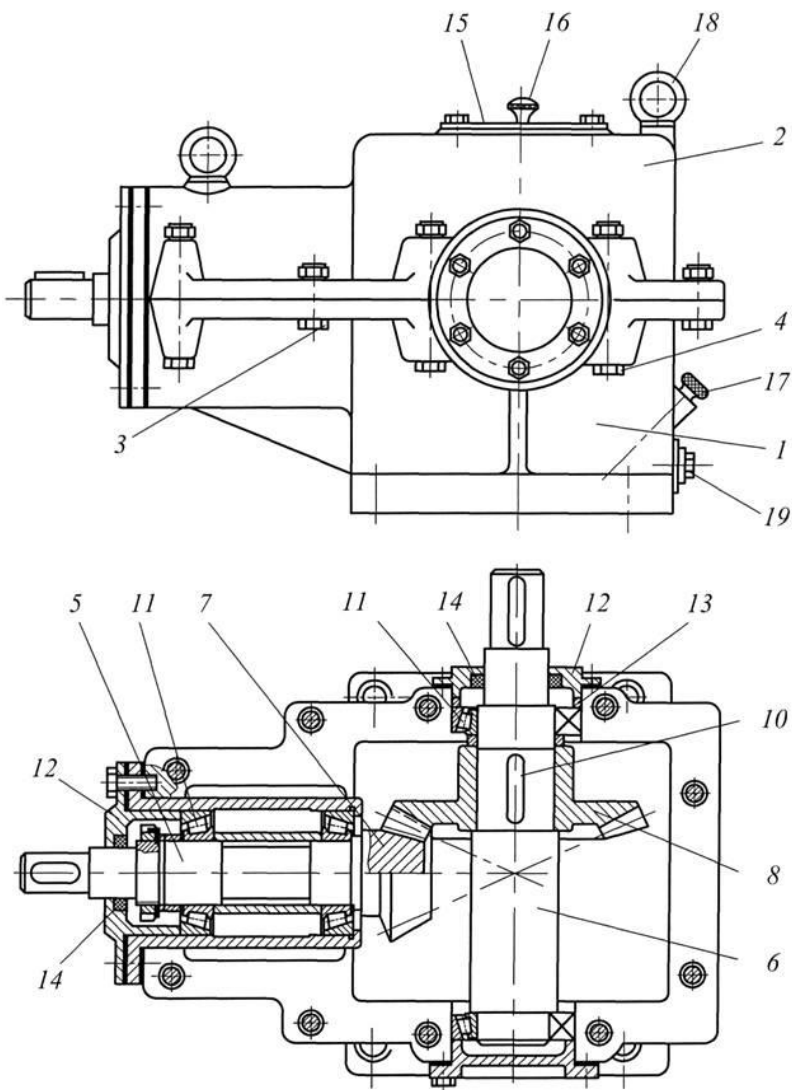


Рис.7. Одноступенчатый конический редуктор

Для выполнения задания по лабораторной работе необходимо разобрать редуктор, ознакомиться с внутренним устрой-

ством; обратить внимание на способ смазки зацепления и подшипников; снять входной и выходной валы редуктора вместе с подшипниками.

Путем замеров и расчетов (рис. 8) определить основные размеры и параметры зацепления, занести их в таблицу 2. Имеет место осевая форма конической пары исследуемого редуктора с нормально понижающимися зубьями и совпадением вершин делительного и внутреннего конусов; стандартные параметры см. [4, стр. 83, табл. 5.17].

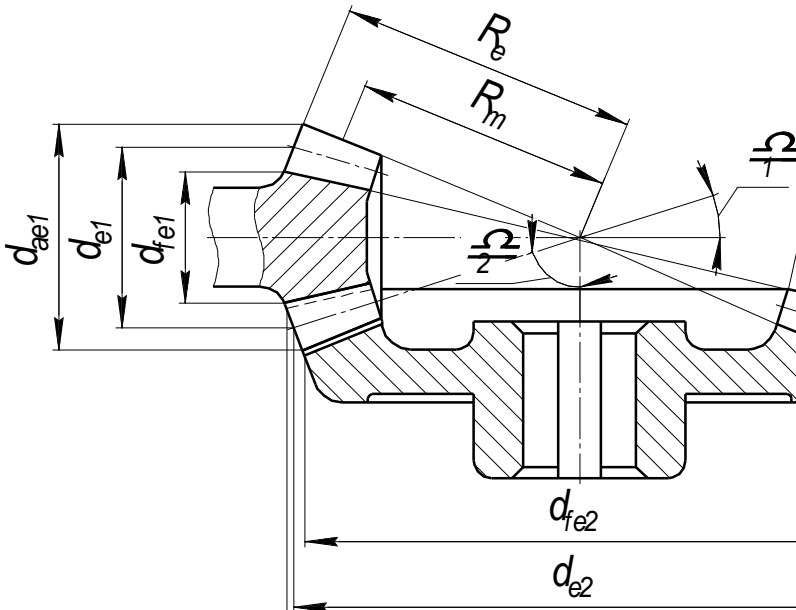


Рис. 8. Геометрические параметры конической передачи (см. ГОСТ 27142-86) [4, стр. 83, табл. 5.17]

Таблица 2

Наименование величины и размерность	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений
1	2	3	4
Число зубьев шестерни	Z_1	Сосчитать	
Число зубьев колеса	Z_2	Сосчитать	
Внешний окружной шаг, мм	P_e	Измерить	
Ширина венца колеса, мм	b	Измерить	
Число зубьев плоского колеса	Z_C	$Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$	
Внешний окружной модуль, мм	m_e	$m_e = \frac{P_e}{\pi}$	
Внешний делительный диаметр, мм d_{e2} округлить по ГОСТ [4, стр. 83, табл. 5.17]	d_{e1}	$d_{e1} = m_e \cdot Z_1$	
	d_{e2}	$d_{e2} = m_e \cdot Z_2$	
Внешнее конусное расстояние, мм	R_e	$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot Z_C$	
Среднее конусное расстояние, мм	R	$R = R_e - 0,5 \cdot b$	
Средний окружной модуль, мм	m	$m = m_e \cdot \frac{R}{R_e}$	
Средний делительный диаметр, мм	d_{m1}	$d_{m1} = m \cdot Z_1$	
	d_{m2}	$d_{m2} = m \cdot Z_2$	
Угол делительного конуса, град	δ_1	$\delta_1 = \arctg(Z_1/Z_2)$	
	δ_2	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	
Внешняя высота головки зуба, мм	h_{ae1}	$h_{ae1} = (h_a^* + x_1) \cdot m$	
	h_{ae2}	$h_{ae2} = (h_a^* + x_2) \cdot m$	
Внешняя высота ножки зуба, мм	h_{fe1}	$h_{fe1} = h_{ae1} + c^* \cdot m_e$	
	h_{fe2}	$h_{fe2} = h_{ae2} + c^* \cdot m_e$	
Внешняя высота зуба, мм	h_1	$h_1 = h_{ae1} + h_{fe1}$	
	h_2	$h_2 = h_{ae2} + h_{fe2}$	
Внешний диаметр вершин зубьев, мм	d_{ae1}	$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1$	
	d_{ae2}	$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$	

Примечание:

1. Значение внешнего окружного модуля можно не округлять по ГОСТ [4, стр. 77], [5, стр. 69, п. 5].

2. По марке подшипников определить тип, серию, внутренний диаметр и конструктивные особенности подшипника.

3. Составить кинематическую схему редуктора.

4. Сборка и регулировка редуктора (сборка производится в порядке, обратном разборке).

4.1 Для того, чтобы обеспечить нормальную работу зубчатых колес конической зубчатой передачи, необходимо отрегулировать боковой зазор между зубьями колес до заданного значения. Для передач средней точности боковой зазор колеблется от 0,08 до 0,2 мм.

Боковой зазор в зацеплении конических колес измеряют индикатором, покачивая шестерню. При отсутствии индикатора боковой зазор можно определить, прокатывая между колесами свинцовую пластину толщиной 0,7-1 мм, шириной 10-12 мм и длиной 50-60 мм.

4.2 Качество регулировки зацепления зубьев проверяют краской по пятну контакта на ведомом колесе. Для этого боковую поверхность зубьев шестерни покрывают тонким слоем краски. После нанесения краски зубчатые колеса поворачивают в направлении работы передачи и по отпечаткам краски (пятнам контакта) судят о качестве сборки передачи.

В конической зубчатой передаче колеса входят в контакт не по всей длине зуба, а только по той ее части, которая составляет от 1/3 до 2/3 длины зуба и расположена ближе к толстому либо к тонкому его концу. Для нормальной работы передачи положение колес целесообразно регулировать таким образом, чтобы зона контакта находилась ближе к тонким концам зубьев, так как эта сторона легче поддается деформирующим нагрузкам, и зубья быстрее прирабатываются. Таким образом, пятно контакта должно располагаться на боковой поверхности зуба, ближе к его тонкому концу, но не доходить до него (рис. 9, а).

При правильной сборке пятно контакта должно занимать не менее 70% площади зуба (по высоте и длине).

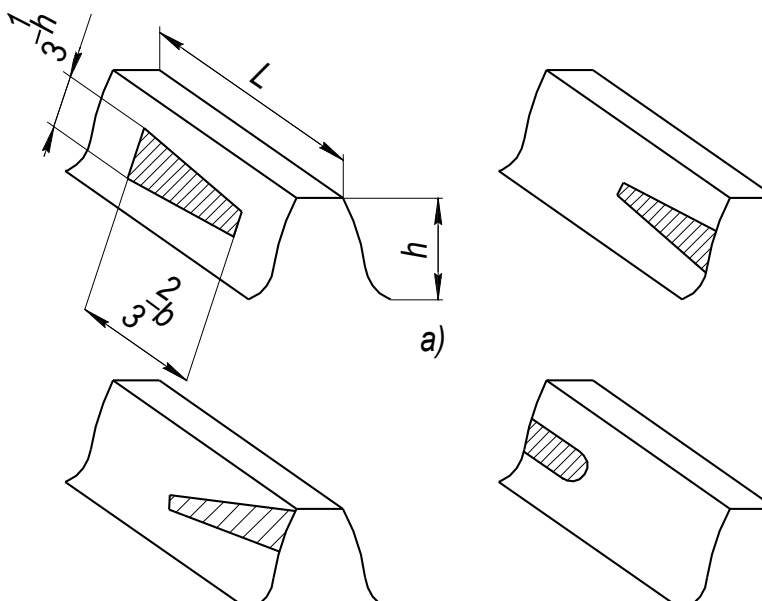


Рис. 9. Расположение пятен контакта при контроле на краску конической зубчатой передачи: а) при правильном зацеплении; б) при недостаточном зазоре в передаче; в), г) при несовпадении вершин начальных конусов

4.3 При сборке конических зубчатых колес передачи боковой зазор можно регулировать, смещая зубчатое колесо вдоль оси: при смещении колеса к вершине условного конуса зазор будет уменьшаться, а при его смещении в другую сторону – увеличиваться.

Регулирование колес в осевом направлении можно осуществлять с помощью стальных или латунных прокладок, которые помещают между ступицей зубчатого колеса и заплечиками вала. Вместо прокладок можно применять регулировочные кольца. Если вал установлен в регулируемых радиально-упорных подшипниках, положение вала регулируют, перемещая его вместе с подшипником. Для того чтобы не нарушить регулировку подшипников, вынутые из-под одного подшипника прокладки устанавливают под другой. Таким же образом поступают при регулировании зазоров в подшипниках с помощью винтов (если один винт отпущен на $\frac{1}{2}$ оборо-

та, то второй должен быть затянут на $\frac{1}{2}$ оборота, чтобы зазор в подшипниках оставался без изменения).

Содержание отчета:

1. Цель исследований.
 2. Основные геометрические и кинематические параметры конического редуктора.
 3. Характеристика подшипников.
 4. Боковой зазор и данные о качестве зацепления.
 5. Выводы о проделанной работе.
- Отчет защищать у преподавателя.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: Ознакомление с конструкцией редуктора и назначением его деталей; определение параметров червячного зацепления путем замера и расчета; изучение способов регулирования зацепления червячной пары.

Оборудование и принадлежности: Для выполнения данной работы выдаются: червячный редуктор, набор гаечных ключей, набор отверток, штангенциркуль, масштабная линейка, набор регулировочных прокладок.

Порядок выполнения работы:

1. Провести внешний осмотр редуктора и наметить план его разборки.
2. Ознакомиться с особенностями работы червячной пары и устройством редуктора.

Общие сведения

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами, оси которых скрещиваются обычно под углом 90° .

Существенное отличие червячной передачи от зубчатой заключается в том, что окружные скорости червяка и колеса не совпадают ни по величине, ни по направлению. Они расположены в разных плоскостях. Поэтому червячные передачи имеют следующие особенности:

- передаточное число не может быть выражено отношением диаметров;
- начальные окружности не перекатываются, а скользят;
- скорость скольжения в каждой фазе зацепления весьма значительная.

Большое скольжение в червячных передачах вызывает повышенный износ и склонность к заеданию (основные недостатки червячной передачи), поэтому материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, обладать хорошей износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Для этого в

червячной паре сочетают разнородные материалы при малой шероховатости соприкасающихся поверхностей. Для предупреждения заедания применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк изготавливают из стали с высокой твердостью, венцы колес – из бронзы или чугуна.

Кроме этого, долговечность и КПД червячных передач зависят от величины и равномерности контактной площадки зацепления, которая наряду с деформацией червяка и точностью изготовления зубьев колеса и витков червяка зависит от правильного взаимного расположения элементов зацепления, обеспечиваемого при монтаже.

Показателями точности монтажа силовых червячных передач являются: величина и характер пятна контакта между зубьями колеса и витками червяка; величина смещения средних плоскостей колеса и червяка, величина отклонения от номинального межосевого расстояния, определяющего величину радиального зазора в зацеплении.

Таким образом, правильность зацепления червячной пары является одним из существенных факторов, характеризующих надежность передачи.

Основные кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов представлены на рисунке 10. На схемах быстходный вал обозначен Б, тихоходный – Т [3, стр. 129, рис. 33...36].

Для реализации больших передаточных чисел промышленность выпускает двухступенчатые червячные и зубчато-червячные редукторы [3, стр. 129, рис. 37 и 39]. На рисунке 11 для примера показаны две подобные схемы.

Накладные крышки 8 и 9 крепятся к корпусу с помощью болтов 25 и 26. В крышках установлены манжеты 36 и 37. Гайка круглая шлицевая и шайба стопорная многолапчатая 41, 42 фиксируют червяк 6 от осевого смещения. Смазка редуктора картерная. Уровень масла контролируется маслоуказателем 2 с отдушиной. Для заливки масла используется смотровое отверстие 3. Слив масла производится через сливное отверстие, закрываемое пробкой 16. Набор прокладок 18 и 20.

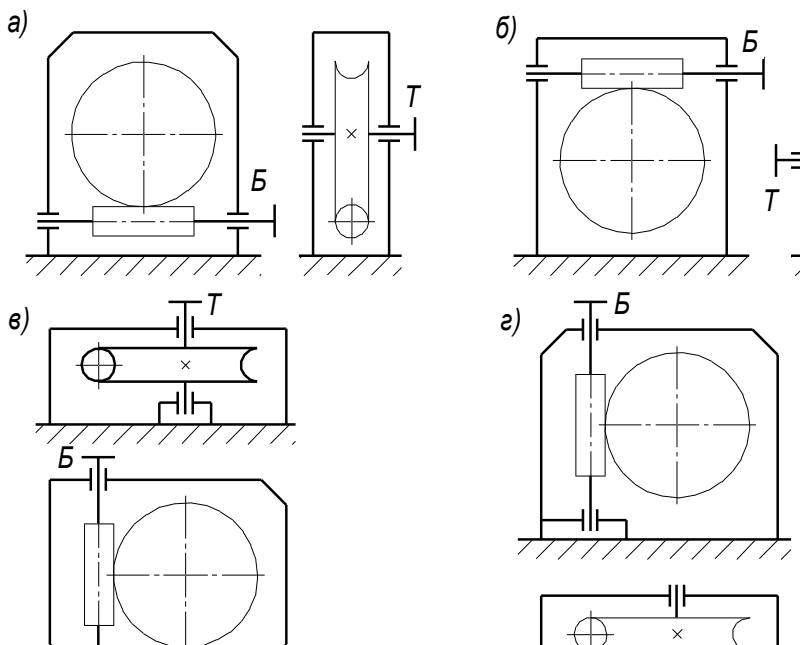


Рис. 10. Кинематические схемы червячных редукторов

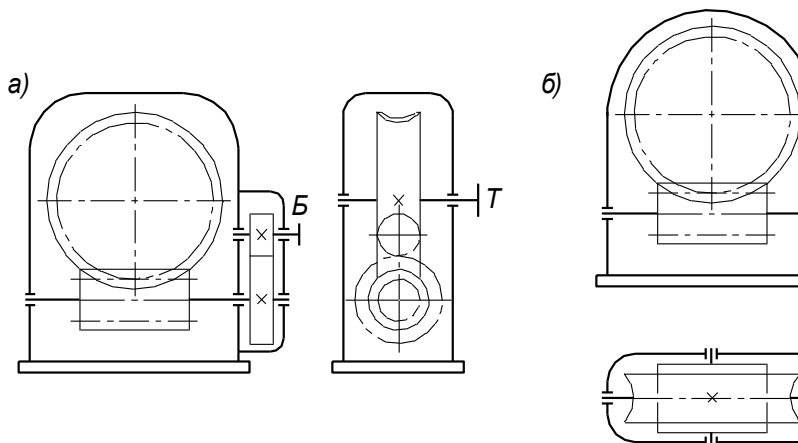
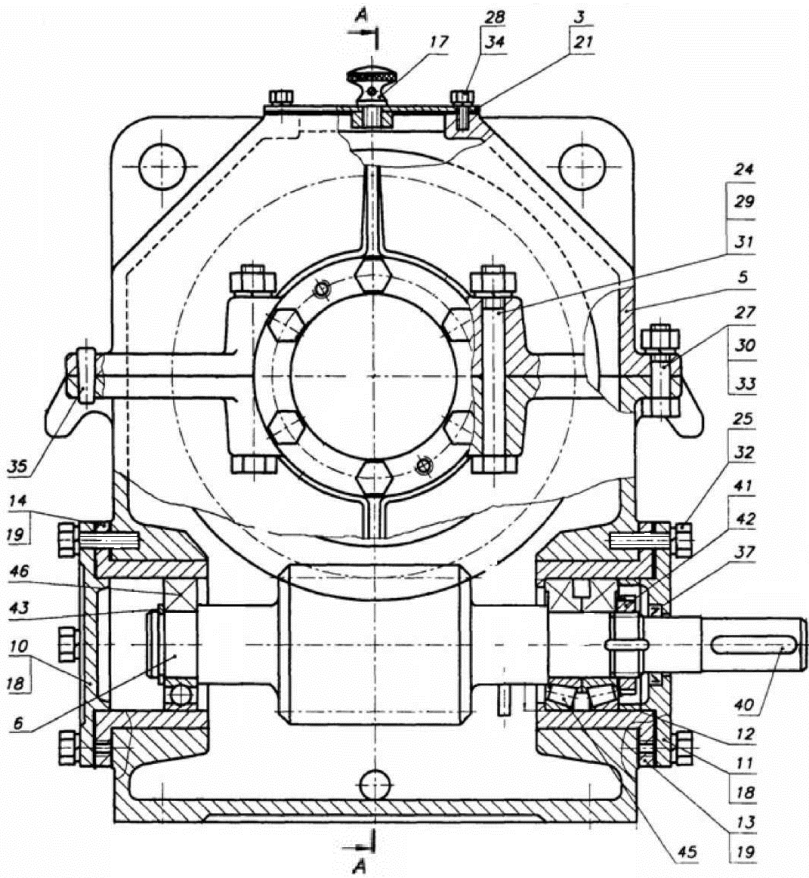


Рис. 11. Кинематические схемы двухступенчатых редукторов (а – двухступенчатый зубчато-червячный редуктор; б – двухступенчатый червячный редуктор)



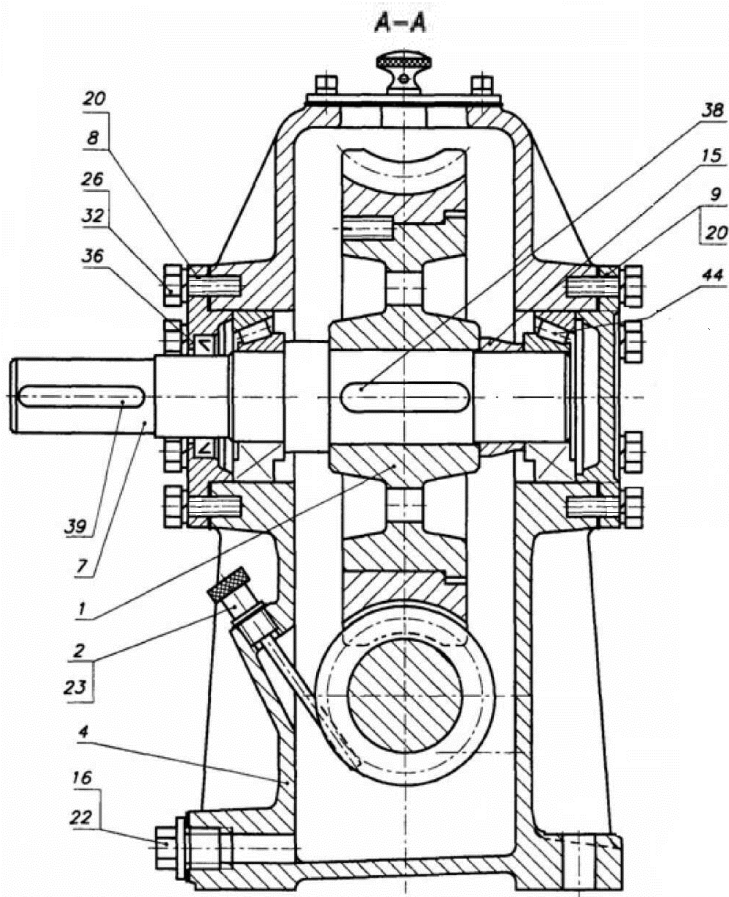


Рис. 12. Червячный редуктор

Для охлаждения редуктора может использоваться крыльчатка, а для улучшения теплоотвода – ребра, отлитые заодно с корпусом.

В начале работы измерить 2-3 раза расстояние между осями валов и округлить его до ближайшего стандартного по ГОСТу, если оно лежит в пределах последнего. Величину a_w занести в таблицу отчета. Отвинтить крепежные элементы крышки корпуса и крышек подшипниковых узлов, снять крышки и ознакомиться с внутренним устройством редуктора.

Особое внимание следует обратить на способ регулировки

подшипников и правильность зацепления червячной пары.

Вынуть червячное колесо редуктора вместе с валом, а также червяк с деталями на них (детали и подшипники с вала не снимать).

Ознакомиться с конструкцией колеса и червяка путем замера и расчета, определить их основные размеры и параметры зацепления. Результаты занести в таблицу 3 отчета. Схему редуктора [3, стр. 129], а также зацепления с обозначениями см. в литературных источниках [1, стр. 225; 2, стр. 224]. Параметры червячной пары, регламентируемые стандартом, сравнить с ГОСТом.

Определение параметров червячного зацепления начнем с вычисления торцевого модуля

$$m = \frac{d_{a2}}{Z_2 + 2},$$

где d_{a2} – диаметр окружности головок червячного колеса, измеренный в среднем сечении (рис. 13).

m сравнить с величиной модуля по ГОСТ 2144 – 60 [2, стр. 222], [4, стр. 102], [5, стр. 75].

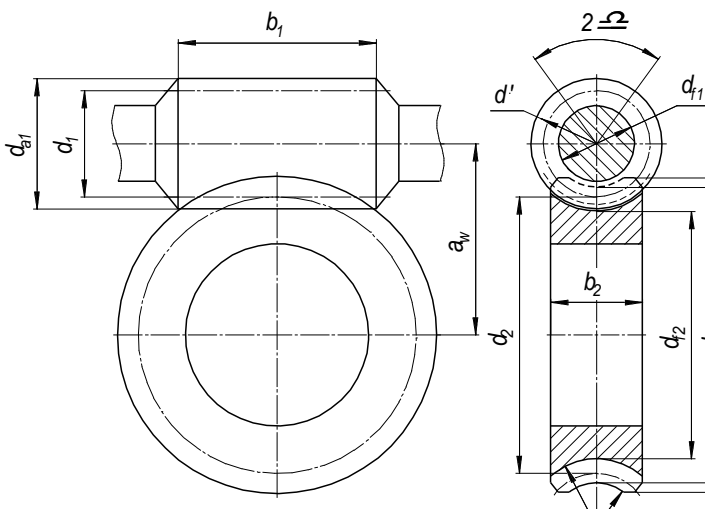


Рис. 13. Геометрические параметры червячной передачи

В связи с возможными ошибками в определении диаметра окружности головок используем еще один прием:

$$m = \frac{P}{\pi}$$

где P – осевой шаг червяка (расстояние между одноименными точками двух соседних витков вдоль оси червяка).

В свою очередь измерение одного шага с необходимой точностью произвести тоже сложно. Поэтому осевой шаг следует измерить для всех витков на длине нарезной части червяка, разделив его на число шагов: $P=L_{\Sigma} / n$ (рис. 14). Ошибка в определении шага снижается в n раз.

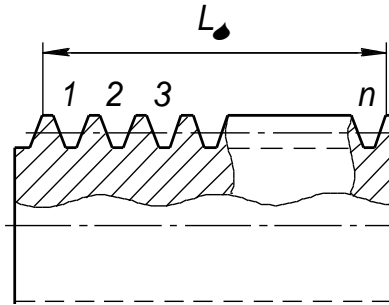


Рис. 14. Схема к определению осевого шага червяка

Студентам для исследования предлагаются червячные передачи, выполненные без смещения и со смещением режущего инструмента. После выбора стандартных величин m , q , Z [2, стр. 222, табл. 10.1] при подсчете фактического межосевого расстояния может оказаться несовпадение со стандартной величиной a_w . Это указывает на то, что передача выполнена со смещением. Тогда возникает необходимость вычисления коэффициента смещения [5, стр. 75]:

$$x = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5 \cdot (q + z_2)$$

и определения межосевого расстояния «по факту»

$$a_w = 0,5(q + z_2 + 2x)$$

Таблица 3

Наименование величины и размерность	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений
1	2	3	4
Межцентровое расстояние, мм	a_w	Замерить	
Число зубьев колеса	Z_2	Сосчитать	
Число заходов червяка	Z_1	Сосчитать	
Передаточное число	u	$u=Z_2/Z_1$	
Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a1}	Замерить	
	d_{a2}	Замерить	
Осевой шаг червяка, мм	P	Замерить	
Осевой модуль, мм	m	$m=P/\pi$	
Диаметр делительного цилиндра и делительной окружности, мм	d_1	$d_1=d_{a1}-2\cdot m$	
	d_2	$d_2=m\cdot Z_2$	
Коэффициент диаметра червяка	q	$q = \frac{d_1}{m}$	
Угол подъема винтовой линии, град	γ	$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right)$	
Диаметр впадин зубьев, мм	d_{f1}	$d_{f1}=d_1-2,4\cdot m$	
	d_{f2}	$d_{f2}=d_2-2,4\cdot m$	
Длина нарезной части червяка, мм	b_1	Замерить	
Ширина венца колеса, мм	b_2	Замерить	

Примечание:

1.1 Межосевое расстояние сравнить с ГОСТ 2144-76

1-й ряд 40 50 63 80 100 125 160 200 250 315

2-й ряд 140 180 225 280 355 450 560 710 900

1.2 Сочетание модулей m , коэффициента диаметра червяка q и числа витков Z_1 смотри по ГОСТ 2144-76 [2, стр. 222], [4, стр. 102].

2. Выполнить кинематическую схему редуктора и эскизы элементов зацепления.

3. Произвести сборку редуктора в последовательности обратной разборке.

3.1 Контроль сборки. Для того чтобы собранную передачу проверить на совмещение средней плоскости червячного колеса с осью червяка, проводят контроль на краску. На поверхность зубьев червяка наносят краску и, после его поворота, по отпечаткам на зубьях червячного колеса судят о взаимном расположении червяка и колеса. При правильно собранной передаче краска должна покрыть не менее 50-60% поверхности каждого зуба колеса (рис. 15, а). Если средняя плоскость колеса смещена относительно оси червяка, пятно контакта расположится так, как показано на рисунке 15 б, в.

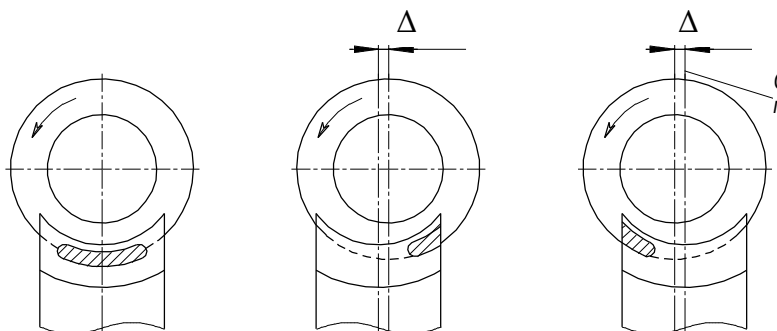


Рис. 15. Расположение пятен контакта при контроле на краску червячной передачи: а) при правильном зацеплении; б) при смещении оси червяка право; в) при смещении оси червяка влево

Боковой зазор в зацеплении червяка и червячного колеса определяется с помощью индикаторов, поворачивая червяк, при неподвижном колесе.

3.2.1 Если пятно контакта смещено вправо или влево, то соответствующим подбором регулировочных прокладок добиться, чтобы пятно контакта расположилось симметрично, то есть, чтобы средняя плоскость червячного колеса проходила через центр червяка. Этим обеспечивается нормальное зацепление червячной пары.

Содержание отчета:

1. Цель исследования.
2. Основные параметры исследуемого редуктора (таблица).

3. Характеристики подшипников.
 4. Выводы о проделанной работе.
- Отчет защищать у преподавателя.

Контрольные вопросы к определению основных параметров редукторов

1. Какие геометрические параметры редукторов относятся к главным?
2. Какие параметры редукторов регламентированы стандартами?
3. Как определить передаточные числа отдельных ступеней редуктора, полное передаточное число редуктора? Какое отклонение от стандартного передаточного числа допускается?
4. Как определить модуль зубчатого колеса?
5. Из уравнения $a_w = \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta_\alpha}$ определить для данной передачи угол наклона зубьев к образующей делительного цилиндра?
6. Какой индекс (1 или 2?) применяется для обозначения параметров быстроходного вала?
7. Чему равен диаметр делительной окружности колеса?
8. Как вычислить диаметры окружностей головок и ножек зубчатого колеса?
9. Чему равен окружной шаг цилиндрического зубчатого колеса?
10. Как определить по величине передаточного числа конической передачи половину угла начального конуса шестерни и колеса?
11. Как определить заходность червяка Z_1 ?
12. Передаточное число червячной передачи?
13. Диаметр делительного цилиндра червяка?
14. Осевой шаг и ход винтовой линии червяка?
15. Как определить угол подъема винтовой линии червяка?
16. Как определить средний модуль в зацеплении конических колес?
17. Как определить средний делительный диаметр конической шестерни?
18. Как определить внешнее конусное расстояние конического колеса?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕЙ И ВАЛОВ

Цель работы: Ознакомиться с конструкцией осей и валов, освоить основные термины для описания их конструкции, методики прочностного расчета, расчета величин прогиба вала одноступенчатого редуктора.

Материальное обеспечение:

Оси и валы различных видов;

Мерительный инструмент (штанген-циркуль, линейка);

Стандарт (ГОСТ 6636-69. Нормальные линейные размеры [5, стр.326]);

Литература (учебники, учебные пособия, справочники).

Порядок выполнения работы:

1. По плакатам и учебным пособиям [1, стр. 261]; [5, стр. 299-305, рис. 13.7, 13.9, 13.11, 13.13]; [6, стр. 510, рис. 198]; [7, стр. 140, рис. 10.6, стр. 142, рис. 13.9, стр. 143, рис. 10.10 и 10.11] ознакомиться с конструкциями осей и валов и исполнением их основных элементов.

Общие сведения о валах и осях.

Назначение, конструкция и материалы [1, стр. 261-262].

Оси служат для поддержания вращающихся деталей, они не передают вращающих моментов, воспринимают нагрузку от расположенных на них деталей и передают ее через опоры на корпусные детали. Оси работают на изгиб. Оси могут быть вращающиеся и неподвижные (рис. 16). Примером вращающихся осей могут служить оси железнодорожного подвижного состава (рис. 16, б), примером невращающихся – оси блоков грузоподъемных машин (рис. 16, а), оси передних колес автомобиля.

Валы передают вращающие моменты, а потому работают на кручение. Валы, несущие на себе детали, также воспринимают от этих деталей нагрузки и, следовательно, работают одновременно на изгиб, а при наличии осевых составляющих (от червячных или зубчатых конических колес и т.д.) валы дополнительно работают на растяжение или сжатие. Эти последние деформации в расчетах прочности валов часто опускают. Расчет,

как правило, ведут на изгиб и кручение. Карданные валы не несут на себе никаких деталей, а потому работают только на кручение.

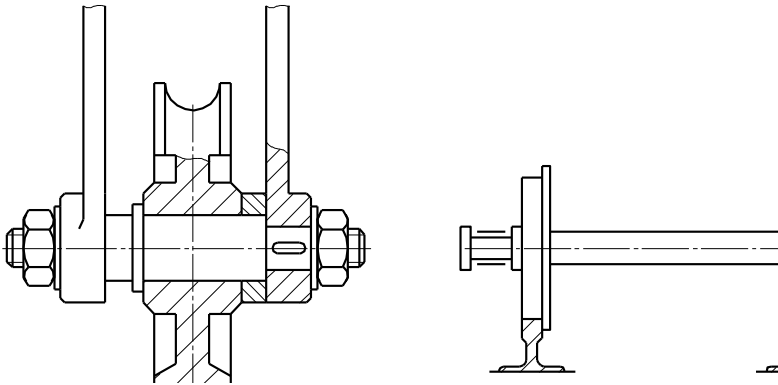


Рис. 16. Оси

Оси и валы обычно имеют сплошное круглое или кольцевое сечение, а иногда – профильное (некруглое). Стоимость осей и валов кольцевого сечения выше, чем валов сплошного сечения; их применяют в случаях, когда надо получить облегченную конструкцию, например, в авиации.

Профильное сечение сообщают валу, когда необходимо передать вращающий момент с вала на сопряженную деталь с любого сечения вала.

Оси небольшой длины изготавливают одного диаметра (гладкими) по всей длине, а длинные и сильно нагруженные – фасонными, ступенчатыми (рис. 17).

Ступенчатые валы являются наиболее распространенными. Ступенчатая форма вала не только обеспечивает возможность приблизить тело вращения к форме бруса равного сопротивления изгибу, но одновременно позволяет при сборке узла свободно перемещать сопряженные с валом детали вдоль его геометрической оси каждую непосредственно до своего посадочного места.

Участки осей и валов, которыми они опираются на подшипники, при восприятии радиальных нагрузок называют цапфами, при восприятии осевых – пятами. Концевые цапфы называются шипами, а на удалении от конца вала – шейками. Шейки могут располагаться сразу за хвостовиком вала (при консольном расположении на валу какой-либо детали), а для длинных валов – даже на средних участках вала при установке промежуточной опоры с целью повышения жесткости конструкции. Коленчатые валы имеют несколько шеек.

По форме поверхности цапфы могут быть цилиндрическими, коническими (последние обеспечивают возможность регулирования радиальных зазоров в подшипниках скольжения) сферическими (при угловых смещениях оси или вала, например, ось переднего колеса автомобиля).

Цилиндрические цапфы для фиксации вала (оси) от осевых перемещений снабжаются заплечиками или буртиками. Заплечик образуется разностью диаметров цапфы и соседнего участка вала [4, стр. 514, рис. 202], буртик – локальное увеличение диаметра (см. конструкцию тихоходного вала на участке пограничном шипу [1, стр. 352, 366, 376, рис. А1, А8, А13]).

Сопряжение посадочного места подшипника (шипа или шейки) с соседним участком вала часто выполняется плавной кривой для снижения концентрации напряжений в рассматриваемом сечении, с целью повышения выносливости и надежности детали. Виды такой кривой весьма многообразны [4, стр. 514, рис. 202].

В качестве материала осей и валов используют, как правило, стали: углеродистые конструкционные без термообработки стали 25, 30, Ст 4, Ст 5. В более ответственных случаях используются термообработываемые стали 45, 40Х и др. Высоко нагруженные ответственные валы изготавливаются из легированных сталей 40ХН, 40ХНМА, 30ГТС. Для обеспечения высокой твердости цапф, шлицевых участков, вала-шестерни – цементируемые стали 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ или азотируемые типа 38ХМЮА.

В литературе можно найти конструкцию быстроходного вала, изготовленного заодно с ведущим элементом передачи (шестерней или червяком):

- вала-шестерни цилиндрической [1, стр. 183, рис. 10.10];
- вала-шестерни конической [1, стр. 184, рис. 10.11];

- червячного вала [1, стр. 185, рис. 10.12].

Этот вариант наиболее экономичный в сравнении с использованием насадных деталей, поскольку не требует тщательного изготовления отверстия с высокой степенью точности и чистой поверхности.

Примеры конструкции тихоходного вала см. [5, стр. 114, рис. 7.1, з]; [7, стр. 25, рис. 3.1, в], а также варианты гладкого и ступенчатого валов [7, стр. 143, рис.10.10 и 10.11].

2. Начертить эскиз заданного вала с проставлением размеров, выверенных по ГОСТ 6636-69 [5, стр. 326, табл. 13.15].

Измерить размеры заданной детали (длины и диаметры различных участков вала).

Сравнить данные измерений с ГОСТ 6636-69 и вписать стандартные значения величин против принятых Вами буквенных обозначений l, l_1, l_2, l_3 и т.д., d, d_1, d_2, d_3 и т.д.

Сделать заключение по конструкции выданного Вам вала (по форме геометрической оси, форме наружной поверхности – гладкий или ступенчатый, по форме сечения, а также о назначении отдельных участков вала: хвостовик, цапфа, посадочное место для сопряженной детали или участок, не несущий на себе никаких деталей и т.д.). На исполненном эскизе сделать соответствующие надписи, дать заключение, для каких подшипников (скольжения или качения) вал предназначен. По диаметру и виду цапф высказать возможность использования подшипников качения – тип и размер.

3. Произвести расчет прочности вала и определение прогиба от радиальных нагрузок при передаче валом вращающего и изгибающего моментов в соответствии с данными таблицы 4 (по величине диаметра вала).

Таблица 4

$d,$ $мм$	16	19	22	25	27	30	37	42	46	50	53	56
$T,$ $Нм$	8	16	22	30	40	50	100	150	200	250	300	350
$M_u,$ $Нм$	12	16	20	32	50	52	120	200	300	500	500	600

3.1 Расчет осей и валов на статическую прочность [1, стр. 265]

Оси нагружены только изгибающими нагрузками и соответственно рассчитывают их только на изгиб. После составления

расчетной схемы и определения всех сил, действующих на ось, строят эпюру изгибающих моментов, по максимальному моменту производят расчет

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u,$$

где $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3$ – осевой момент сопротивления опасного сечения, $мм^3$;

$[\sigma]_u$ – допускаемые напряжения изгиба, $МПа$.

Для вращающихся осей $[\sigma]_u$ можно принять [1, стр. 266, табл. 16.1]. для невращающихся осей значение $[\sigma]_u$ следует повысить на 75%.

3.2 Расчет валов, работающих только на кручение,

$$\tau_\kappa = \frac{T}{0,2 \cdot d^3} \leq [\tau]_\kappa \text{ МПа} - \text{проверочный расчет;}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]_\kappa}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T}{[\tau]_\kappa}} \text{ мм} - \text{проектировочный,}$$

где τ_κ – расчетное напряжение кручения в опасном сечении вала, $МПа$;

T – вращающий момент, передаваемый валом, $Нмм$;

d – диаметр вала, $мм$;

$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3$ – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала, $мм^3$;

$[\tau]_\kappa$ – допускаемые напряжения кручения для вала, $МПа$.

Для стальных валов можно принять $[\tau]_\kappa = 20 \text{ МПа}$ [1, стр. 266].

3.3 Расчет валов на совместное действие изгиба и кручения

В самом компактном виде названный расчет представлен в учебном пособии А.Е. Шейнблита [1, стр. 135-138, рис. 8.1-8.4] в следующей последовательности: расчет тихоходного вала одноступенчатого редуктора, затем расчет быстроходного вала

цилиндрического, конического и червячного редукторов. Эти расчеты необходимо повторить при расчете своих заданий в курсовом проекте по деталям машин. Здесь же надо лишь усвоить, что методика названных расчетов включает определение всех сил, действующих на вал, и составляющих этих сил в горизонтальной и вертикальной плоскостях; на основании уравнений равновесия всех сил в каждой из выбранных плоскостей находим опорные реакции; строим эпюры изгибающих моментов опять в горизонтальной и вертикальной плоскостях M_x и M_y ; вычисляем суммарный момент

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Вычислению подлежат только экстремальные значения момента. Следом вычисляют и приведенный (эквивалентный) момент

$$M_{\text{экр}} = \sqrt{M_u^2 + T^2}$$

как для быстроходного (величина вращающего момента в расчетах участвует T_1), как и тихоходного (величина вращающего момента T_2). В лабораторной работе каждый студент рассчитывает только один вал и значения моментов M_u и T принимает по табл. 1. Гузенков П.Г. рекомендует производить проверочный и проектный расчет [1, стр. 267, (16.9) и (16.10)]:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{M_{\text{экр}}}{0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma]_u,$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}}}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где $\sigma_{\text{экр}}$ – приведенное (эквивалентное) напряжение для расчетного сечения вала, МПа;

d – диаметр вала, мм;

$0,1 \cdot d^3$ – осевой момент сопротивления сечения, мм³;

$[\sigma]_u$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа [1, стр. 267, табл. 16.1].

В сравнении с расчетом вала только на кручение этот, последний, расчет является более строгим, он полнее учитывает

фактическую нагрузку вала и дает более объективную оценку его работоспособности.

3.4 Расчет валов на жесткость. Определение величины прогиба вала

Действительные значения прогибов осей и валов определяет по соответствующим формулам сопротивления материалов в предположении, что ось или вал имеют постоянное сечение приведенного диаметра по всей длине, т.е. ступенчатая форма детали не учитывается. Для двухопорных валов формулы приведены в таблице [1, стр. 273, табл. 16.4].

Расчет осей и валов на жесткость производят только после расчета их на прочность, когда форма и все их размеры известны.

Нормы допускаемых прогибов осей и валов в месте установки зубчатого (червячного) колеса составляет:

$$[y] \leq (0,01 \dots 0,03) \cdot m, \text{ где } m - \text{модуль зацепления [1, стр. 272].}$$

Формулы для определения прогибов двухопорных валов одноступенчатых редукторов [2, стр. 272, табл. 16.4] (по наиболее распространенным схемам нагружения валов, см. рис. 18):

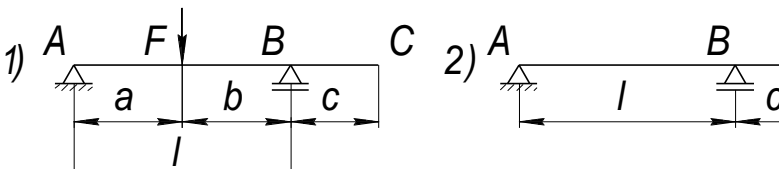


Рис. 18. Расчетные схемы быстроходного валов редуктора
 1) цилиндрического или червячного, 2) конического

$$y_C = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot c \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} \quad \text{мм};$$

$$y_C = \frac{F \cdot c^2 \cdot (l + c)}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} \quad \text{мм},$$

$$y_F = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} \quad \text{мм};$$

при $a=b=l/2$

$$y_F = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \text{ мм.}$$

Содержание отчета:

1. Начертить эскиз вала с буквенными обозначениями размеров всех участков вала.
 2. Произвести измерение полученной на кафедре детали и сверить с ГОСТ 6636-69. Записать стандартные величины.
 3. Описать назначение осей и валов.
 4. Произвести расчет валов на кручение, статическую прочность и жесткость.
 5. Сделать вывод о прочности вала.
- Отчет защищать у преподавателя.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: Ознакомиться с конструкциями, точностью, классификацией и обозначениями подшипников качения. Произвести расчет долговечности данного подшипника.

Материальное обеспечение:

Подшипники качения разных типов.

Мерительный инструмент.

Таблицы характеристик подшипников качения.

Литература (учебники, учебные пособия, справочники) различных авторов: Ерохина М.Н., Шейнблита А.Е., Гузенкова П.Г., Бейзельмана Р.Д. и Цыпкина Б.В.

Плакаты.

Порядок выполнения работы

1. По плакатам и учебникам познакомиться с конструкцией подшипников, их различными типами.

2. Описать назначение подшипников качения, их обозначения по различным типам и параметрам.

3. Выполнить сечение осевой плоскостью выданного вам подшипника.

4. Измерить основные геометрические параметры стандартного подшипника:

а) внутренний диаметр;

б) наружный диаметр;

в) ширину или высоту B , T , H (проверить по соответствующему стандарту, какие параметры стандартизованы для исследуемого подшипника – выписать их из стандарта);

г) радиусы галтелей выписать из соответствующего стандарта.

5. Для исследуемого подшипника из таблицы стандарта выписать динамическую грузоподъемность C_r .

6. Определить долговечность исследуемого подшипника при величине эквивалентной нагрузки на него, равной $P_{экг} = 0,1 \cdot C_r$, H и частоте вращения вала в соответствии с таблицей 5 в зависимости от диаметра вала d (внутреннего диаметра подшипника).

Таблица 5

<i>d, мм</i>	20	25	30	35	40	45	50	55 и более
<i>n, мин⁻¹</i>	2840	2780	1390	1420	1430	675	700	720

Общие сведения о подшипниках качения

Подшипник качения используется в качестве опор валов и вращающихся осей, обеспечивая малые потери на трение между вращающимися частями машин.

Разнообразные условия, в которых работают подшипники качения в опорах всевозможных машин и механизмов, привели к необходимости создания большого количества различных конструктивных разновидностей подшипников.

Подшипники качения состоят из двух колец – внутреннего 1 и наружного 3, тел качения 2 (шариков или роликов) и сепаратора 4 (рис. 19, а). В зависимости от формы тел качения различают подшипники шариковые (рис. 19, а, б, ж, и) и роликовые (рис. 19, в, г, е, з, к). Разновидностью роликовых подшипников являются игольчатые подшипники (рис. 19, д).

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам: по направлению действия нагрузки, которую подшипники могут воспринимать; по форме тел качения; по конструктивным особенностям и по числу рядов тел качения.

По направлению действия нагрузки подшипники делятся на следующие группы:

а) радиальные подшипники, воспринимающие опорную реакцию перпендикулярную оси вращения (по радиусу подшипника) (рис. 19, а-е);

б) упорные подшипники, которые предназначены для восприятия только осевых нагрузок, действующих вдоль оси вращения (рис. 19, и, к);

в) радиально-упорные, которые воспринимают комбинированные, т.е. одновременно действующие радиальные и осевые нагрузки. При этом упорно-радиальные подшипники предназначены для преобладающей осевой нагрузки.

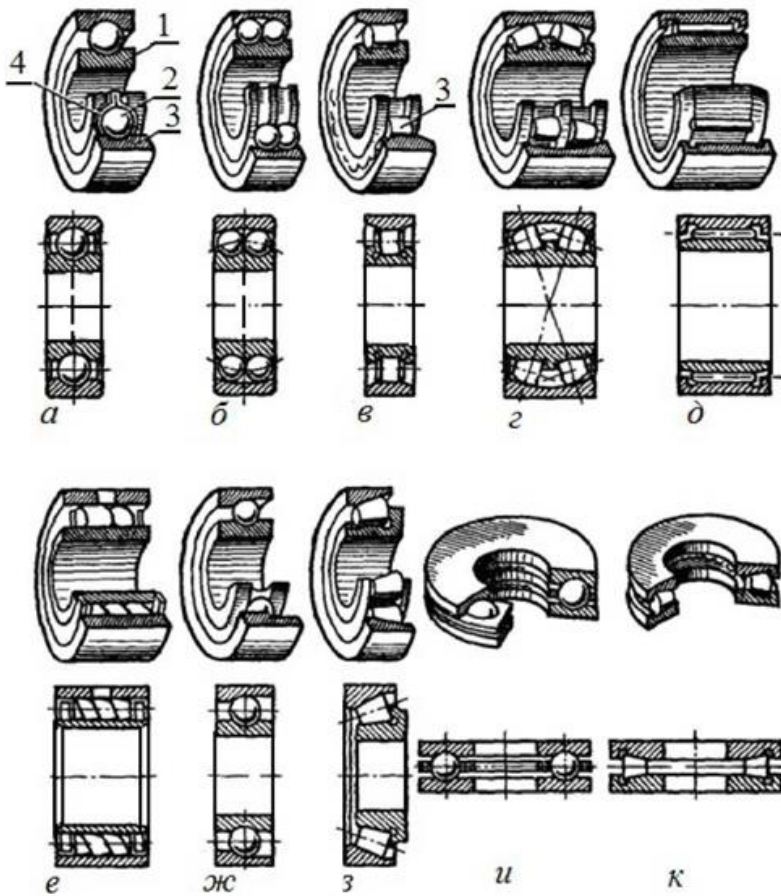


Рис. 19. Подшипники качения

По форме тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые, причём последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми; по конструктивным особенностям – на самоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся; по числу рядов тел качения – на одно-, двух- и четырехрядные.

Перечисленные выше особенности характеризуют тип подшипника, включающий подшипники с некоторыми конструктивными разновидностями.

В соответствии со стандартом, введенном в 1971 г, для под-

шипников качения установлены следующие классы точности (в порядке повышения точности): 0, 6, 5, 4 и 2 (до введения названного стандарта существовало буквенное обозначение класса точности: *H, P, B, A, C* и промежуточные *BP, AB, CA*). С повышением класса точности стоимость подшипника возрастает. Подшипник класса 2 примерно в 10 раз дороже подшипника класса 0.

В связи с большим числом конструктивных разновидностей подшипников стало актуальным ввести обозначения соответствующих параметров и признаков, чтобы можно было различать подшипники и легко находить требуемую конструктивную разновидность.

Таблица 6 – Значение цифр в условном обозначении подшипника

Место, занимаемое цифрами в условном обозначении (считая справа налево)	Условное значение цифр
Первое и второе – путем умножения на пять	Диаметр вала в месте посадки подшипника (внутренний диаметр подшипника)
Третье и седьмое	Серия подшипника, т.е. один из установленных стандартом нормальных рядов подшипников, отличающихся по диаметру наружной поверхности и ширине, при одинаковых конструкциях и диаметрах отверстия
Четвертое	Тип подшипника, т.е. совокупность признаков, определяющих его основные свойства (направление воспринимаемой нагрузки и форма тел качения)
Пятое и шестое	Конструктивные особенности подшипника

Обозначение внутреннего диаметра подшипника

1. В условном обозначении подшипника с внутренним диаметром от 20 до 495 мм первые две цифры справа указывают

диаметр вала в месте посадки подшипника. Внутренний диаметр обозначается частным от деления размера этого диаметра на 5. Обозначения диаметров $d \geq 500$ мм здесь не рассматриваются. При необходимости можно обратиться к авторам [8].

Для примера обозначение радиально-упорного шарикового подшипника средней серии с углом давления $\alpha=12^\circ$ и $\alpha=26^\circ$ будет иметь вид:

Таблица 7

Номинальный диаметр отверстия подшипника в мм	Условное обозначение	Пример обозначения	
		$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$
20 20:5=04	04	36204	46204
50 50:5=10	10	36210	16210
85 85:5=17	17	36217	46217
495 495:5=99	99	36299	46299

Ниже будут рассмотрены значения цифр третьей, четвертой и пятой.

2. Для всех подшипников (за исключением магнетных) внутренние диаметры от 10 до 20 мм обозначаются следующим образом:

Таблица 8

Номинальный диаметр отверстия подшипник в мм	Условное обозначение	Пример обозначения
10	00	36200
12	01	36201
15	02	36202
17	03	36203

3. Для мелких подшипников при $d < 10$ мм своя схема обозначений.

Например, сверхлегкая серия 9: 1000091 [8, стр. 425, табл. 1] $d = 1$ мм (в обозначении первая цифра слева; 2-я цифра – серия); легкая серия 2: 23 [8, стр. 429, табл. 1] $d = 3$ мм, вторая цифра

– серия;

средняя серия 3: 34 [8, стр. 430, табл. 1] $d = 4$ мм;

особолегкая серия 1: 18 [8, стр. 427, табл. 1] $d = 8$ мм и т.д.

При знакомстве студентов с машинами пищевых технологий, мощность которых начинается с десятков ватт, размеры деталей малы и там подшипники порой не превышают $d \leq 10$ мм (по внутреннему диаметру).

Обозначение серии подшипника

Третья и седьмая цифры обозначения, считая справа, указывают серию, характеризующую подшипник по диаметру (3-й знак) и по ширине (7-й знак).

В нашем примере обозначения 36200 (см. выше) на третьем месте мы имеем

1 – особо легкая, 2 – легкая серия, 3 – средняя, 4 – тяжелая, 5 – легкая широкая, 6 – средняя широкая и т.д.

Для рассматриваемого типа подшипника 7-й знак в обозначении подшипника не встречается, так как нет деления названных подшипников на серии по ширине. Но для роликовых радиальных и радиально-упорных (конических) эта характеристика может появиться в связи с большой вариацией длин роликов. Роликовые подшипники могут иметь семизначный номер [8, стр.463 и далее].

Обозначение типа подшипника

Тип подшипника указывается 4-й цифрой (справа) обозначения.

Таблица 9

Радиальный шариковый однорядный	0 (не пишется, если нет 5-й, 6-й и т.д. цифр)
Радиальный шариковый двухрядный сферический	Продолжение таблицы 9
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Радиальный роликовый двухрядный сферический	3
Роликовый с длинными цилиндрическими роликами или с иглами	4

Роликовый с витыми роликами	5
Радиально-упорный шариковый	6
Роликовый конический	7
Упорный шариковый	8
Упорный роликовый	9

Обозначение конструктивных особенностей подшипника [8, стр.61] и маркировка подшипников

Конструктивные особенности указываются в условном обозначении одной цифрой на пятом месте (справа) или двумя цифрами на пятом и шестом местах.

Таблица 10 – Маркировка подшипников (для сведения)

Б	Сепаратор из безоловянистой бронзы
Г	Сепаратор массивный из черных металлов
Д	Сепаратор из алюминиевых сплавов
Е	Сепаратор из пластических материалов (текстолит и др.)
К	Конструктивные изменения деталей. Железный штампованный сепаратор для подшипников с короткими цилиндрическими роликами
Л	Сепаратор из латуни
Р	Детали из теплоустойчивой стали
С1, С2, С3, С4, С5, С6, С7, С8	Подшипники шариковые, радиальные однорядные с двумя защитными шайбами типа 80000, заполненные специальной смазкой, обозначенной цифрой при букве С

Продолжение таблицы 10

Т, Т1, Т2, Т3 и т.д.	Специальные требования к температуре отпуска деталей по твердости и механическим свойствам. Цифра при букве Т обозначает температуру отпуска колец
----------------------	--

У	Специальные требования к чистоте обработки, радиальному зазору и осевой игре, свинцевание, анодирование, кадмирование и т.п. колец из стали ШХ 15 или штампованных змейковых сепараторов из стали 10 или 20
Х	Детали из цементируемой стали
Ш	Специальные требования по шуму
Э	Детали из стали ШХ со специальными присадками (ванадий, кобальт и др.)
Ю	Все или часть деталей из нержавеющей стали
Я	Кольца или тела качения из редко применяемых материалов (пластмассы, стекла, керамики и т.д.)

Определить долговечность исследуемого подшипника при заданной частоте вращения внутреннего кольца n и рекомендуемой эквивалентной нагрузке $P_{э\text{кв}}$.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{P_{э\text{кв}}} \right)^p \text{ час},$$

где n – заданная частота вращения, мин^{-1} ;

$P_{э\text{кв}}$ – условная радиальная нагрузка, найденная как эквивалентная, H ;

C_r – динамическая грузоподъемность подшипника, H ;

p – показатель степени.

$p = 3$ для шариковых подшипников; $p = 10/3$ – для роликовых.

Содержание отчета:

1. Описать назначения подшипников и их обозначения.
2. Расшифровать номер типа исследуемого подшипника, привести его размеры и расчетный срок службы при заданных режимах нагружения.

Отчет защищать у преподавателя.

Контрольные вопросы к разделу «Детали передач»

1. Назначение осей и валов.
2. По каким признакам ведется классификация осей и валов?
3. Как называют участки осей и валов, которыми они соприкасаются с опорами?
4. Как называется кривая сопряжения участков вала разного диаметра (например, шипа с соседним участком вала)?
5. Как называется местное увеличение диаметра вала, которое может служить для фиксации деталей от осевых перемещений по валу?
6. Как называется ступенька на валу из-за разности диаметров двух соседних участков, служащая для упора детали, испытывающей тенденцию к осевому перемещению?
7. Какие существуют способы фиксации деталей от осевых перемещений по валу?
8. Какие деформации испытывают оси и валы от рабочих нагрузок?
9. Как оценивается прочность осей и валов? Записать уравнение прочности.
10. Из каких материалов изготавливают оси и валы?
11. По какому параметру происходит выбор подшипника качения?
12. По какой формуле производится расчет долговечности подшипника?
13. Маркировка подшипника внутреннего диаметра от $d=10$, до $d \leq 20$ мм?
от $d=20$, до $d \leq 500$ мм?
от $d=1,0$, до $d \leq 10$ мм?
14. Классификация подшипников по направлению воспринимаемой нагрузки:
 - по форме тел качения;
 - по числу рядов тел качения.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.6

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОСТОЯННЫХ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ ДЛЯ ВАЛОВ

Цель работы: Ознакомление с конструкцией различных классов муфт – глухих, компенсирующих, упругих и т.д.; методикой выбора и проверочным расчетом муфт.

Материальное обеспечение:

Плакаты, учебники, учебные пособия.

Муфта фланцевая, крестовая, упругая с резиновой звездочкой и упругая втулочно-пальцевая.

Мерительный инструмент.

Порядок выполнения работы:

1. По литературным источникам и плакатам познакомиться с конструкциями постоянных (глухих, компенсирующих, упругих) и сцепных (зубчатых, кулачковых, фрикционных) муфт.

2. Разделившись по звеньям, произвести измерения геометрических параметров одной из названных выше муфт (по указанию преподавателя).

3. Изучить методику выбора муфты и проверочный расчет одного типа, предложенного преподавателем.

4. Расчет произвести по величине расчетного момента. Величины найденных расчетом напряжений сравнить с допускаемыми.

Общие сведения о муфтах

Муфты служат для кинематической и силовой связи валов различных механизмов. Основное назначение муфт следующее:

1. Соединение валов двигателя и рабочей машины, валов отдельных узлов и агрегатов.

2. Управление машинами – плавный или мгновенный пуск, остановка, переключение скорости, реверсирование движения.

3. Предохранение от перегрузки, «разноса», обратного вращения.

Муфты передают с одного вала на другой вращающий момент без изменения его величины и направления, а также компенсируют монтажные неточности и деформации геометрических осей валов, в некоторых случаях поглощают толчки и виб-

рации, ограничивают частоту вращения.

Возможные погрешности (несоосность валов) при монтаже или от действия деформаций в работе показаны на рисунке 20.

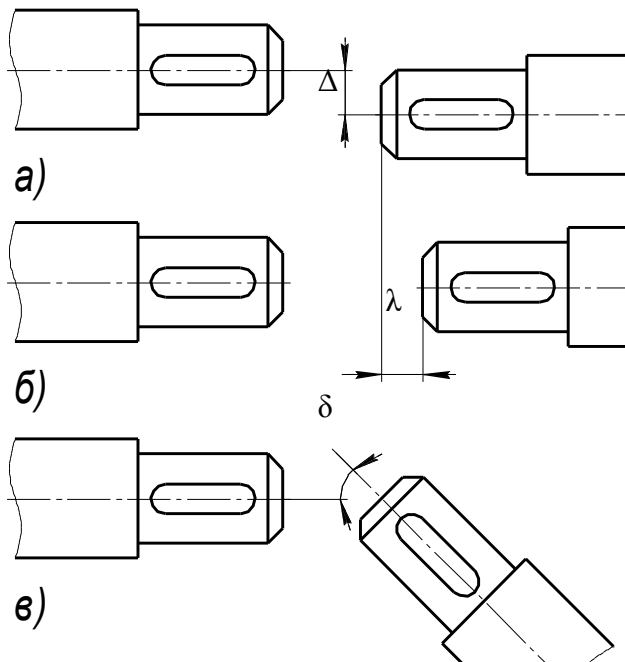


Рис. 20. несоосность валов

На рисунке 20, *а* показано – радиальное смещение вала;

на рисунке 20, *б* – осевое смещение;

на рисунке 20, *в* – угловое смещение.

Указанные погрешности (все или часть из них) могут существовать одновременно.

По принципу действия муфты подразделяют на четыре класса:

1) нерасцепляемые (не допускающие разъединения валов при работе машины);

2) управляемые (допускающие возможность управления муфтой);

3) самодействующие (автоматически срабатывающие в результате изменения заданного режима работы);

4) прочие (все муфты, не входящие в первые три класса).

Классы муфт (кроме четвертого) подразделяют на группы –

механические, гидродинамические, электромагнитные;

подгруппы – глухие, компенсирующие, упругие, предохранительные, обгонные и др.;

виды – фрикционные, с разрушаемым элементом и др.;

конструктивное исполнение – кулачковые, шариковые, зубчатые, фланцевые, втулочно-пальцевые и др.

В общем случае муфта состоит из ведущей и ведомой полу-муфт и соединительных элементов. В механических муфтах в качестве соединительного элемента используют твердые (жесткие или упругие) тела. В гидродинамических муфтах функции соединительного элемента выполняет жидкость, в электромагнитных – электромагнитное поле.

Если в процессе эксплуатации привода соосность валов не нарушается, то последние можно соединять глухими муфтами – фланцевыми, втулочными, продольно-свертными.

Если соосность валов может быть нарушена, то выбирают жесткие компенсирующие муфты – расширительные кулачковые муфты, кулачково-дисковые, зубчатые, цепные и т.д.

Опасность перегрузки может быть ослаблена введением в привод предохранительных муфт – кулачковых, шариковых, фрикционных (конических или дисковых). Предохранительные муфты автоматически размыкают передачу при достижении моментом предельного значения. Частые пуски и остановки машин без выключения двигателя осуществляются с помощью фрикционных муфт.

При передаче момента строго в одном направлении применяют обгонные муфты (муфты свободного хода). Наиболее распространены роликовые обгонные муфты.

Единой общепринятой классификации муфт и даже единой терминологии не существует, как это имеет место с подшипниками качения. Каждый автор вносит свое видение проблемы.

Основная характеристика при подборе муфт по ГОСТу, каталогу или справочнику – передаваемый муфтой крутящий момент, учитывающий наиболее тяжелые условия нагружения и называемый расчетным крутящим моментом:

$$T_p = K_p \cdot T,$$

где T – крутящий момент, передаваемый муфтой при устано-

вившемся режиме работы (номинальный момент);

K_p – коэффициент динамичности или режима работы, учитывающий дополнительные динамические нагрузки на муфту [1, стр. 313, (19.1)], [2, стр. 377, табл. 15.2].

Производство измерений геометрических параметров муфт
Кулачковая упругая муфта со звездочкой [4, стр. 279, рис. 15.10].

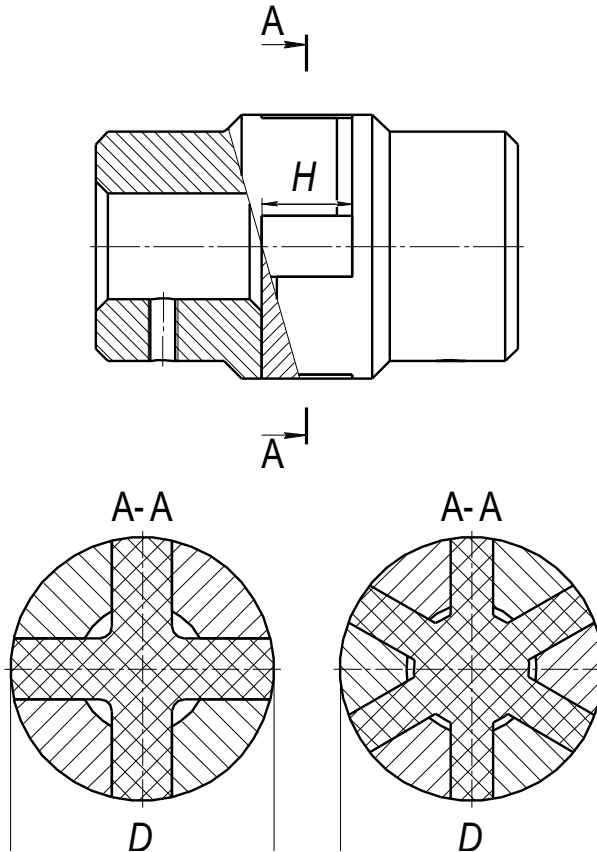


Рис. 21. Муфта кулачковая

$D_1 =$ мм – внутренний диаметр (может быть примерно измерен на резиновой звездочке);

$D =$ мм – наружный диаметр муфты расточки кулачков (измерить); см. также d [5, стр. 427, рис. в табл. К24];

$H(h) =$ мм – ширина звездочки (по измерениям);

$Z=3$ – число кулачков;

$T_p=60 \text{ Нм}$ – расчетный момент.

Опорную поверхность звездочки проверяют по величине напряжений смятия между контактирующими поверхностями [4, стр. 280, (15.7)].

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_p \cdot 10^3}{Z \cdot h \cdot D_{cp} \cdot 0,5 \cdot (D - D_1)} \leq [\sigma]_{см} \quad \text{МПа},$$

где $[\sigma]_{см} = 2,0-2,5 \text{ МПа}$ [1, стр. 321] – допускаемые напряжения смятия для резиновой звездочки.

Примечание: в учебнике [4] буквой d обозначен и диаметр расточки в полумуфтах (диаметр вала) и диаметр расточки кулачков (обозначенный нами D_1).

Кроме того, допущена опечатка в величине допускаемых напряжений смятия [4, стр. 280] для резиновой звездочки. Достаточно сравнить с величиной допускаемого удельного давления для стальных кулачков по формуле (15.4), стр. 275...276 у тех же авторов: $[p]=15...25 \text{ МПа}$.

Сделать вывод о прочности.

Крестовая, или кулачково-дисковая муфта (компенсирующая поперечное или угловое относительное смещение валов) [4, стр. 277, рис. 15.8]

$D=$ мм – наружный диаметр муфты;

$d=$ мм – диаметр вала;

$h=$ мм – высота кулачков;

$[p]=25 \text{ МПа}$ – для стали 45Л;

$T=650 \text{ Нм}$ – номинальный момент.

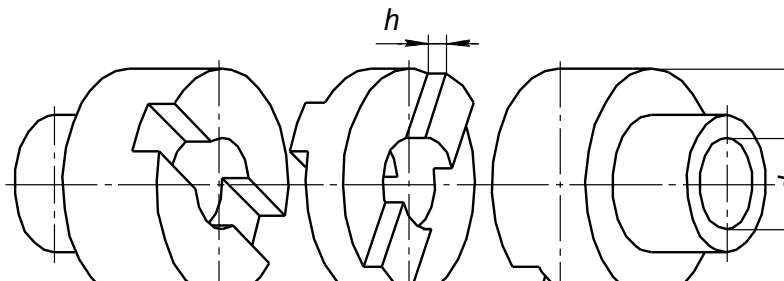


Рис. 22. Крестовая муфта

Проверочный расчет по максимальному давлению P_{max} (эпюра давлений – треугольник, формула дает максимальное значение) [4, стр. 277, (15.6)].

$$P_{max} \approx \frac{12 \cdot T_p \cdot 10^3}{h \cdot (2D + d) \cdot (D - d)} \leq [p] \text{ МПа.}$$

Сделать вывод о прочности.

Муфта глухая фланцевая (встроенная в тормозной шкив) МН2726-61 [2, стр. 411, табл. П1].

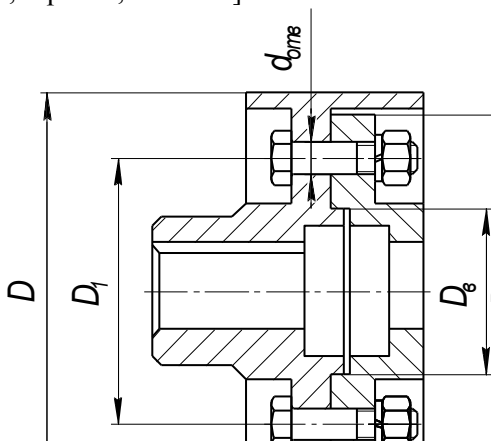


Рис. 23. Муфта глухая фланцевая

$D =$ мм – наружный диаметр шкива;
 $D_1 =$ мм – диаметр окружности, проходящей через центры болтов;

$d_{отв}$ = мм – диаметр отверстия под болт (см. d_3 в табл. 1 приложения [2, стр. 411];

Z = – число болтов;

материал полумуфта сталь 40, болтов – сталь 45;

D_n = мм – наружный диаметр кольца трения;

D_e = мм – внутренний диаметр

Студенты по указанию преподавателя выбирают тип болтовых соединений: с зазором или без зазора.

1. При установке болтов – сталь 45 – под развертку (болты поставлены без зазора) тело болта испытывает деформацию среза; расчет ведем по напряжениям среза:

$$\tau_c = \frac{2 \cdot T_p \cdot 10^3}{Z \cdot D_1 \cdot \pi \cdot \frac{d_2^3}{4}} \leq [\tau]_c \quad \text{МПа},$$

где $F = 2 \cdot T_p \cdot 10^3 / Z \cdot D_1$ – сила, срезающая болт, [2, стр. 379, (15.4)];

d_3 – диаметр тела болта, равный диаметру отверстия;

$[\tau]_c = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T$ [1, стр. 88, (6.38)] – допускаемые напряжения среза;

σ_T – [2, стр. 7, табл. 1.1] – предел текучести материала болта.

Сделать вывод о прочности соединения.

2. При установке крепежных болтов (Ст 3) с зазором необходимо определить силу затяжки болта:

$$F_{зат} \geq \frac{2 \cdot T_p \cdot 10^3}{d_m \cdot Z \cdot f} \quad \text{Н},$$

где $d_m = \frac{D_n + D_e}{2}$ – средний диаметр поверхности трения;

$f \approx 0,10$ – коэффициент трения в предположении попадания масла на поверхность трения.

$$\sigma_p = \frac{1,3 \cdot F_{зат}}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p \quad \text{МПа},$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы [2, стр. 52, табл. 4.2], – диа-

метр опасного сечения при работе болта на растяжение.

По диаметру отверстия $d_3=13$ мм принимаем болт М12, для которого $d_1=10,106$ мм.

$[\sigma]_p=\sigma_T/[s]$ – допускаемые напряжения растяжения ($\sigma_T=240$ МПа – предел текучести для Ст3 [2, стр. 7, табл. 1.1], $[s]=3,5$ – запас прочности при неконтролируемой затяжке болта [1, стр. 87, табл. 6.2]).

Сделать вывод о прочности соединения. Можно сравнить также $F_{зам}$ с $[F]$ [1, стр. 88, табл. 6.3].

Муфта упругая втулочно-пальцевая

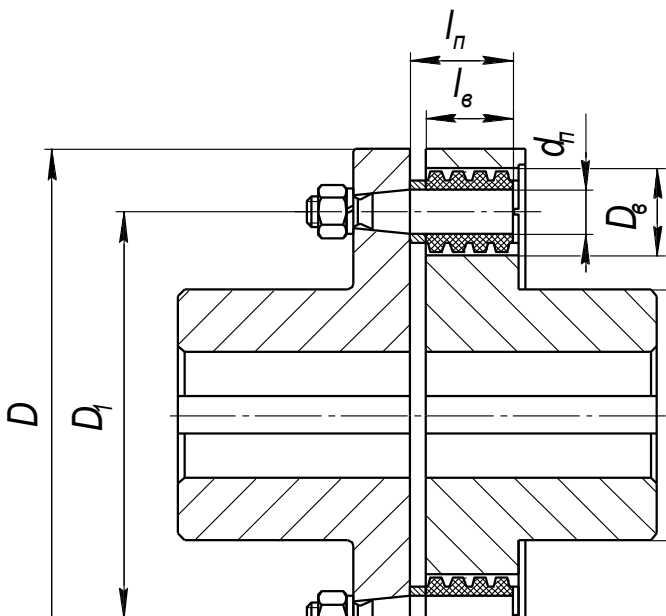


Рис. 24. Муфта упругая втулочно-пальцевая

$D=$ мм – наружный диаметр шкива;

$D_1=$ мм – диаметр окружности, проходящей через центры пальцев;

$D_6=$ мм – диаметр отверстия под резиновую втулку;

$l_6=$ мм – длина втулки;

$d_n=$ мм – диаметр пальца;

$l_n =$ мм – длина плеча изгиба пальца;
 $T =$ Нм – вращающий момент;
 $Z =$ – число пальцев.

Пальцы проверяют на изгиб

$$\sigma_u = \frac{T_p \cdot 10^3 \cdot l_n}{D_1 \cdot Z \cdot 0,1d_n^3} \leq [\sigma]_u \quad \text{МПа},$$

где $[\sigma]_u \approx 0,25 \cdot \sigma_T$ – для стали 45, $\sigma_T = 360$ МПа [2, стр. 7, табл. 1.1].

Втулки на смятие поверхности, прилегающей к пальцу

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_p \cdot 10^3}{D_1 \cdot Z \cdot d_n \cdot l_g} \leq [\sigma]_{см} \quad \text{МПа},$$

где $[\sigma]_{см} = 2$ МПа – допускаемые напряжения смятия для резиновых втулок.

Сделать вывод о прочности.

Содержание отчета:

1. Описать назначение и краткую классификацию муфт.
2. Начертить эскиз муфты, предложенной для исследования, с буквенным обозначением размеров.
3. Описать методику выбора муфты, определения величины коэффициента режима работы.
4. Обсудить итоги проверочного расчета и сделать выводы о возможности использования.

Отчет защищать у преподавателя.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.7

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ И ДИСКОВОГО СПУСКНОГО ТОРМОЗА

Цель работы: Настройка и проверка предельного момента предохранительных муфт; определение коэффициентов точности срабатывания муфт.

Основные правила по технике безопасности:

1. Включение установки производить с разрешения преподавателя.
2. Перед включением установки убедиться, что муфта закрыта колпаком из оргстекла.
3. После окончания работы установку от сети отключить.

Общие сведения

Муфты служат для соединения валов и передачи вращающего момента от одного вала к другому. Предохранительная муфта в отличие от других при возрастании передаваемого момента выше предельного, на который она настроена, срабатывает, предохраняя машину от поломки. Срабатывание выражается в проскальзывании ведомой части муфты относительно ведущей.

В работе изучается предохранительная фрикционная коническая муфта и фрикционная многодисковая муфта в функции спускного тормоза.

Конусная муфта (рис. 25) состоит из ведущего конуса 1, свободно сидящего на ведомой втулке 3, по которой на шпонке скользит ведомый конус 2, прижимаемый пружиной 5 к ведущему конусу.

Передаваемый муфтой момент есть момент сил трения на конусной поверхности:

$$T = F_{mp} \frac{D_{cp}}{2}.$$

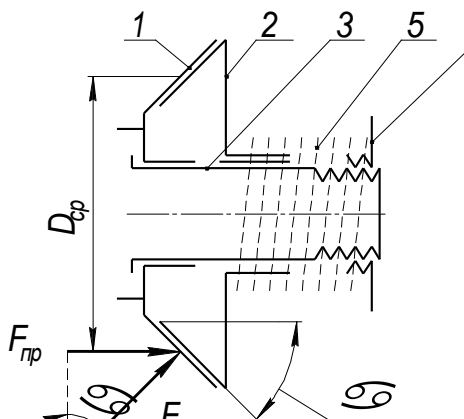


Рис. 25. Схема дисковой фрикционной муфты

Сила трения

$$F_{mp} = F_n \cdot f,$$

где F_n – нормальная к поверхности сила, H ;

f – коэффициент трения;

$D_{cp}/2$ – средний радиус – плечо силы трения, $мм$.

Из треугольника сил на конусной поверхности

$$F_n = \frac{F_{np}}{\sin \alpha},$$

где F_{np} – усилие пружины, H ;

α – угол между образующей и осью конуса, $градус$.

Подставив эти соотношения в выражение для T , получим

$$T = \frac{F_{np} \cdot f \cdot D_{cp}}{2 \sin \alpha}.$$

В многодисковой фрикционной муфте (рис. 26) момент передается с ведущих на ведомые диски силами трения на их ра-

бочих поверхностях.

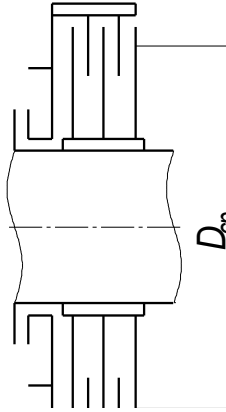


Рис. 26. Схема дисковой фрикционной муфты

Расчетный момент сил трения

$$T = F_{np} \cdot f \cdot R_{mp} \cdot z \quad \text{Н}\cdot\text{мм},$$

где F_{np} – усилие пружины, сжимающей диски (нормальная сила), H ;
 f – коэффициент трения;
 R_{mp} – средний радиус – плечо силы трения, мм ;
 z – число поверхностей трения.

$$R_{mp} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \approx \frac{D_{cp}}{2} \quad \text{мм},$$

где D – наружный диаметр кольцевой поверхности трения;
 d – внутренний диаметр поверхности трения;
 D_{cp} – средний диаметр (см. рис. 26).

Описание установки

Испытание предохранительных муфт проводится на лабораторной установке, схема которой представлена на рисунке 27. Установка для испытаний муфт состоит из приводимого

во вращение электродвигателем редуктора, на выходном (тихоходном) валу которого закрепляется исследуемая муфта – ее ведущая часть. Основными узлами установки являются ведомый вал 1, редуктор 2, клиноременная передача 3 и электродвигатель 4.

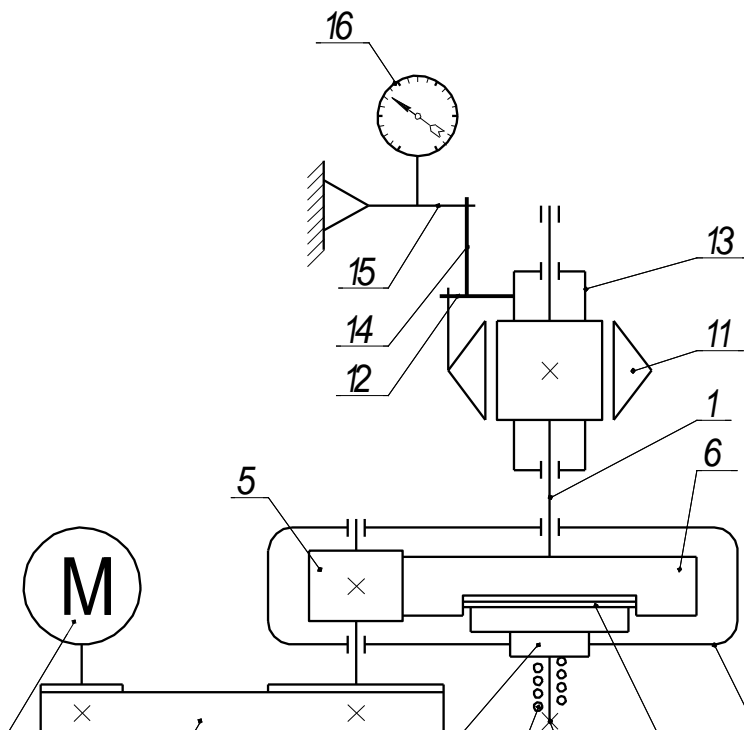


Рис. 27. Схема установки для испытания муфт

Вращение от электродвигателя передается на вал 1 с помощью клиноременной передачи и пары цилиндрических зубчатых колес 5 и 6. Ведомое колесо 6 установлено на валу 1 в подшипниках и может вращаться относительно него. Вращающий момент с колеса 6 на вал 1 передается через предохранительную муфту 7.

Исследуемые муфты, представляющие собой быстросменные узлы, монтируются на выступающий конец вала 1 и закрепляются гайкой 8. при этом ведущая полу муфта соединяется с зубчатым колесом 6 через резиновую подушку 9, что

обеспечивает снижение радиальных усилий, действующих на измерительный вал. Конструкция муфт позволяет производить регулировку силы сжатия полумуфт и ее определение путем замера длины предварительно протарированной пружины 10 и использования тарировочного графика.

Момент сопротивления на валу 1 создается с помощью балансирующего колодочного тормоза 11, рычаги которого закреплены шарнирно штангой 12 с обоймой 13, сидящей в подшипниках на валу 1, что позволяет тормозной системе свободно качаться вокруг оси вала. Управление тормозом осуществляется с помощью маховичка. Тормоз снабжен гидравлическим демпфером.

Штанга 12 через призму 14 опирается на плоскую измерительную пружину 15, прогиб которой измеряется индикатором 16 часового типа с ценой деления 0,01 мм. Индикатор имеет вторую пассивную (красную) стрелку, позволяющую фиксировать максимальное показание, соответствующее остаточному моменту.

Все узлы установки смонтированы на станине, на передней части которой установлен защитных кожух и пульт управления. Выступающий конец вала 1 и предохранительная муфта закрыты прозрачным открывающимся колпаком. Установка занулена.

Если колодки прижимают к барабану (маховичком), он увлекает их силами трения, но от проворачивания колодки удерживает индикаторная пластинка, степень деформации которой определяется величиной момента на тормозе. Деформация фиксируется индикатором, по показаниям которого определяют тормозной момент по зависимости

$$T = 0,157 \cdot n \quad \text{Нм},$$

где 0,157 Нм/деление – тарировочный коэффициент, полученный нагружением тормоза моментами при помощи рычага и грузов – график показал практически прямую зависимость $n = f(T)$;

n – число делений индикатора.

Определение рабочей длины пружины

Рабочая длина пружины l_{np} при испытании предохранительных муфт рассчитывается по формуле

$$l_{np} = l_{св} - K \cdot F_{np} \quad \text{мм},$$

где $l_{св}$ – длина пружины в свободном состоянии, мм;

K – коэффициент осадки пружины при действии на нее сжимающей силы, мм/Н;

F_{np} – усилие пружины, Н.

Значения $l_{св}$ и K приведены в таблице 11.

Таблица 11

№ пружины	Длина пружины при F_{np} , мм
0	$l_{np}=53-0,0397 \cdot F_{np}$
2	$l_{np}=53-0,0434 \cdot F_{np}$
3	$l_{np}=53-0,0408 \cdot F_{np}$
4	$l_{np}=53-0,0356 \cdot F_{np}$
5	$l_{np}=44,5-0,0294 \cdot F_{np}$
8	$l_{np}=52-0,0404 \cdot F_{np}$

Порядок испытания фрикционной конусной муфты

1. Разобрать муфту, отвернув круглую контргайку и нажимную гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей, сделать эскиз муфты (без размеров).

2. На ведущем конусе угломером измерить угол α и штангенциркулем средний диаметр D_{cp} .

Для определения D_{cp} измерить расстояние l от цилиндрического пояса конуса до середины полоски трения и вычислить D_{cp} по формуле

$$D_{cp} = D - 2 \cdot l \cdot \sin \alpha,$$

где D – диаметр цилиндрического пояса.

3. Собрать муфту и натянуть пружину до усилия $F_{np}=250$ Н, определив для этого ее длину l_{np} по таблице 11.

4. Расчетно определить момент, передаваемый муфтой. Принять коэффициент трения $f=0,2$ (текстолит по стали).

Занести все данные в отчет.

5. Установить муфту на стенд и закрепить ее на ведомом валу гайкой с шайбой.

6. Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая колодки, заметить максимальное показание стрел-

ки индикатора в момент срабатывания муфты, а также показание индикатора при работе муфты в режиме проскальзывания. Занести показания в таблицу отчета. Опыт повторить пять раз.

7. По показаниям индикатора определить моменты и записать в таблицу 12 отчета.

8. Определить коэффициент точности срабатывания муфты

$$K_m = \frac{T_{np.max}}{T_{np.min}},$$

где $T_{np.max}$ и $T_{np.min}$ – максимальное и минимальное значения предельного момента по данным пяти опытов. Предельный момент определяется по максимальному отклонению стрелки в момент начала проскальзывания.

9. Определить коэффициент остаточного момента

$$K_{ом} = \frac{T_{ост}}{T_{np}},$$

где $T_{ост}$ и T_{np} – средние значения остаточного момента (момента проскальзывания) и предельного момента за 5 опытов.

10. Определить среднее значение коэффициента трения покоя

$$f_n = \frac{2 \cdot T_{np} \cdot \sin \alpha}{F_{np} \cdot D_{cp} \cdot z}.$$

11. Определить среднее значение коэффициента трения движения

$$f_0 = \frac{2 \cdot T_{ост} \cdot \sin \alpha}{F_{np} \cdot D_{cp} \cdot z}.$$

Порядок испытания многодискового спускного тормоза

1. Разобрать муфту, отвернув круглую контргайку и гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

2. Замерить средний диаметр поверхностей трения D_{cp}

штангенциркулем и определить количество поверхностей трения.

3. Собрать муфту и затянуть пружину до усилия $F_{np}=200 \text{ Н}$, определив для этого ее длину l_{np} по таблице 11.

4. Расчетом определить момент, передаваемый муфтой, если $f=0,25$ (ферродо по стали).

5. Установить муфту на стенд и закрепить ее на ведомом валу гайкой с шайбой.

6. Отпустить колодку тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая колодки, отметить и записать в таблицу протокола максимальное показание стрелки индикатора в момент срабатывания муфты, а также среднее показание индикатора при работе муфты в режиме проскальзывания. Опыт повторить пять раз.

7. По показаниям индикатора определить моменты и записать их величину в таблицу 12 отчета.

8. Определить коэффициент точности срабатывания муфты

$$K_m = \frac{T_{np.max}}{T_{np.min}},$$

где $T_{np.max}$ и $T_{np.min}$ – максимальное и минимальное значения предельного момента по данным пяти опытов.

9. Определить коэффициент остаточного момента

$$K_{ом} = \frac{T_{ост}}{T_{np}},$$

где $T_{ост}$ и T_{np} – средние значения момента проскальзывания и предельного момента за пять опытов.

10. Определить среднее значение коэффициента трения движения

$$f_n = \frac{2T_{ост}}{F_{np} \cdot D_{cp} \cdot z}.$$

Таблица 12

№ опыта	Максимальное показание индикатора в момент срабатывания	Момент предельный T_{np}	Показания индикатора в режиме проскальзывания	Момент проскальзывания $T_{ост}$
1				
2				
3				
4				
5				
Среднее значение				

$$K_m =$$

$$f_n =$$

$$K_{ом} =$$

$$f_0 =$$

11. Из последнего уравнения найдем необходимую силу пружины F_{np} , которая передается на диски тормоза и обеспечивает его работу, создавая давление на поверхностях трения,

$$q = \frac{F_{mp}}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [q] \text{ МПа.}$$

Допускаемую величину давления для всех тормозов с осевым сжатием принимаем $[q] = 0,2 \dots 0,6 \text{ МПа}$ [9].

12. Окружная скорость дисков по среднему диаметру

$$v = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n}{60 \cdot 1000} \text{ м/с,}$$

где n – частота вращения дисков определена с помощью тахометра.

13. Параметр изнашивания $qv \leq [qv]$ – выбирается для испытуемых материалов.

Контрольные вопросы по конструкции и расчету муфт

1. Назначение муфт. Что входит в понятие расчетного момента?
2. Какие муфты относятся к жестким муфтам?
 - 2.1 Фланцевая муфта. Какие элементы муфты подвергаются расчету на прочность?
 - 2.2 Расчет болтов, поставленных в отверстия полумуфты, с зазором.
 - 2.3 Расчет болтов, поставленных в отверстия полумуфты, без зазора.
3. Компенсирующие (самоустанавливающиеся) муфты. Их устройство.
 - 3.1 Муфта с текстолитовым сухарем, зубчатые, цепные.
 - 3.2 Работа кулачково-дисковой муфты. Расчет работоспособности.
4. Упругие муфты с резиновыми элементами.
 - 4.1 Муфта с резиновой звездочкой. Расчет работоспособности.
 - 4.2 Втулочно-пальцевая муфта. Расчет работоспособности.
5. Фрикционные муфты.
 - 5.1 Классификация муфт по форме фрикционных поверхностей.
 - 5.2 Регулировка муфты на величину момента срабатывания.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.8

ИССЛЕДОВАНИЕ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: Ознакомление с конструкцией соединений призматической шпонкой, особенностями шпоночного паза, профрезерованного дисковой, либо пальцевой фрезами. На примере данного вала проверить соответствие размеров шпонки и глубины паза стандарту. Проверка прочности шпонки.

Материальное обеспечение:

Вал со шпоночным пазом.

Мерительный инструмент.

Стандарт на шпоночные соединения с призматическими шпонками.

Литература (учебники, справочники, учебные пособия).

Порядок выполнения работы:

1. Измерить диаметр вала в месте установки шпонки, ширину и длину шпоночного паза.

2. Сравнить со стандартной длиной шпонки и шириной сечения.

3. По величине ширины выбрать недостающую высоту h сечения шпонки.

Указание: Длина шпоночного паза, выполненного дисковой фрезой, измеряется по дну паза (без учета участков врезания фрезы).

1. Сделать заключение о соответствии размеров сечения шпонки диаметру вала по ГОСТ, а длины шпонки – стандартному ряду длин.

2. Записать измеренные размеры соединения d, b, h, l (таблица 13, см. также ГОСТ 23360-78):

$d = \text{мм}; b = \text{мм}; h = \text{мм}; l = \text{мм}.$

Таблица 13

Диаметр вала, <i>d</i>	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина, <i>l</i>
	<i>b</i>	<i>h</i>	вала, <i>t</i> ₁	втулки, <i>t</i> ₂	
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	10...56
« 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14...70
« 22 » 30	8	7	4	3,3	18...90
« 30 » 38	10	8	5	3,3	22...110
« 38 » 44	12	8	5	3,3	28...140
« 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36...160
« 50 » 58	16	10	6	4,3	45...180
« 58 » 65	18	11	7	4,4	50...200
« 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56...220
« 75 » 85	22	14	9	5,4	63...250
« 85 » 95	25	14	9	5,4	70...280

Примечание: Длины призматических шпонок выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

3. Проверить прочность данного шпоночного соединения при передаче вращающего момента в соответствии с данными таблицы, где величина передаваемого крутящего момента находится в примерном соответствии с диаметром вала.

Таблица 14*

<i>d, мм</i>	16	17	20	22	25	27	30	37	42	46	50	53	56
--------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

<i>T, Н·м</i>	8	10	16	22	30	40	450	100	150	200	250	300	350
---------------	---	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

* Нагрузка спокойная

Общие сведения о шпоночных соединениях

Шпонки служат для передачи крутящего момента от вала к ступице детали (зубчатого колеса, шкива и т.п.) или от ступицы к валу [1, стр. 102].

Шпонка, находящаяся в пазу вала, называется врезной. Призматические шпонки – врезные (рис. 28). Примерно половина их высоты расположена в пазу вала и половина – в пазу ступицы [1, стр. 102, рис. 8.1]. Рабочими гранями призматических шпонок служат их боковые, более узкие грани. Для упрощения и облегчения сборки шпоночных соединений между ступицей и широкой гранью шпонки предусматривают радиальный зазор [1, стр. 102, рис. 8.1, а, б] – по высоте шпонки.

Шпонки имеют три исполнения: шпонки со скругленными торцами и шпонки с плоскими торцами (рис. 28).

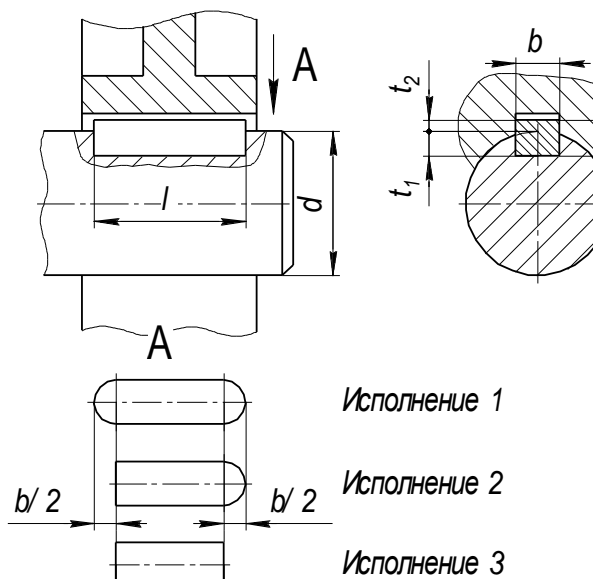


Рис. 28. Соединение призматической шпонкой

Призматические обыкновенные шпонки обеспечивают большую точность посадок ступицы на валах по сравнению с клиновыми шпонками, а по сравнению с сегментными шпонками [1, стр. 102, рис. 8.2] они врезаются в вал на меньшую глубину и, следова-

тельно, в меньшей степени снижают прочность валов.

При проектировании шпоночного соединения ширину и высоту сечения шпонок принимают по соответствующему стандарту в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки выбирают на 5-10 мм короче длины ступицы после сравнения со стандартным рядом длин шпонок (см. например [2, стр.78, табл. 5.1], [5, стр. 450, табл. К42]). Достаточность принятых размеров шпонки проверяют расчетом соединения на прочность. Следовательно, расчет шпоночных соединений на прочность осуществляется как проверочный.

В данной лабораторной работе может быть обнаружено несоответствие каких либо размеров шпонки стандарту (например, занижение размеров сечения, продиктованное условиями нагружения реальной конструкции). В последующих расчетах исследовать размеры, полученные в результате измерений, проверить их соответствие стандарту.

Расчеты производятся по деформациям среза и смятия.

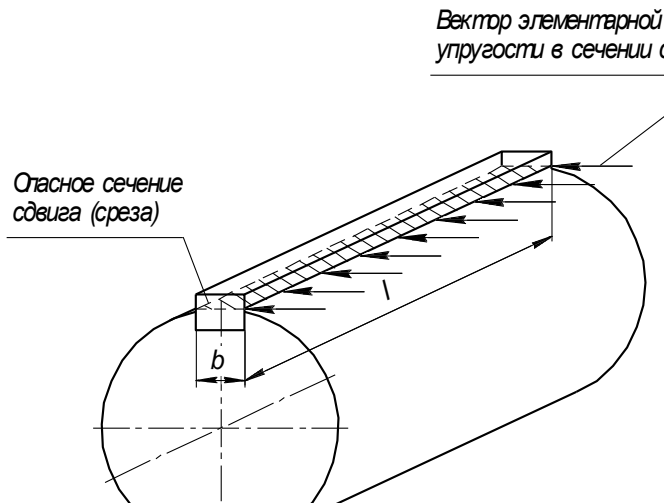


Рис. 29. Схема шпоночного соединения

Опасным сечением при деформации среза является сечение шпонки по рисунку 29. Размер сечения $b \times l$.

Площадь смятия шпонки по рисунку 30 – $k \times l$, где $k \approx 1/2 \cdot h$.

Для упрощения расчетов принимают плечо сил, действующих на шпонку относительно оси вала, равное радиусу сечения вала $r=d/2$.

Вектор элементарной силы
упругости на контактной
поверхности при деф. смятия

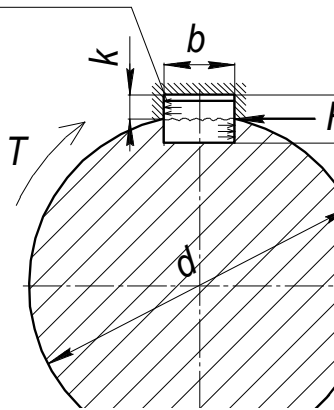


Рис. 30. Расчетная схема шпоночного соединения

Расчет призматической шпонки

1. Расчет на срез

$$\tau_c = \frac{F}{A_c} \leq [\tau]_c \quad \text{МПа}, \quad (8.1)$$

где $F = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d}$ – расчетная сила, действующая на шпонку, *H*;

T – вращающий момент, *Hm*, (по таблице 14);

$A_c = b \cdot l_p$ – площадь среза (*b* – ширина, l_p – расчетная длина шпонки), *мм*²;

$[\tau]_c = 60-90$ МПа – допускаемые напряжения среза при спокойной нагрузке [1, стр. 106].

Для шпонки с закругленными торцами $l_p = l - b$, с плоскими торцами – $l_p = l$.

После подстановки выражений *F* и A_c в формулу (8.1) получаем

$$\tau_c = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau]_c \quad \text{МПа.} \quad (8.2)$$

2. Расчет на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см} \quad \text{МПа,} \quad (8.3)$$

где $A_{см} = k \cdot l_p \approx \frac{1}{2} \cdot h \cdot l_p$ – площадь смятия, мм²;

$[\sigma]_{см} = 100-150$ МПа – допускаемые напряжения смятия при спокойной нагрузке [1, стр. 106].

После подстановки значений F и $A_{см}$ в формулу (8.3) получаем

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot k \cdot l_p} \approx \frac{4 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{см} \quad \text{МПа.} \quad (8.4)$$

Сделать вывод о прочности данного шпоночного соединения. В случае превышения действующими напряжениями величины допускаемых предложить конструктивный выход из сложившейся ситуации за счет увеличения длины шпонки (если это возможно) или постановки второй шпонки (диаметрально противоположно первой).

Содержание отчета:

1. Начертить схему шпоночного соединения и шпонку с буквенным обозначением размеров. В зависимости от формы паза шпонку принять с плоскими или скругленными торцами.

2. Описать назначение шпоночных соединений [1, стр. 102....103] и их конструкцию.

3. Сделать вывод о соответствии размеров данного шпоночного соединения стандарту и его прочности.

4. Сделать заключение о наиболее опасном напряжении – смятия или среза – по проценту использования несущей способности:

– при деформации среза

$$\frac{\tau_c}{[\tau]_c} 100 \%;$$

– при деформации смятия

$$\frac{\sigma_{сМ}}{[\sigma]_{сМ}} 100 \%.$$

Отчет защищать у преподавателя.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.9

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: Ознакомиться с конструкцией резьбовых деталей – шпилек, винтов, болтов, гаек, – способами стопорения резьб, основными геометрическими параметрами, методикой прочностного расчета болтов и элементов резьбы.

Материальное обеспечение:

Резьбовые детали;
Мерительный инструмент (штангенциркуль, шаблоны для измерения шага резьбы, линейка);
Стандарт на резьбы;
Литература (учебники, учебные пособия, справочники);
Плакаты.

Порядок выполнения работы:

1. По плакатам и учебникам [1, стр. 69...74, рис. 6.6...6.12], [2, стр. 50...53], [5, стр. 376...379, 382, 383, 427, табл. К2...К5, К7, К8, К41] получить сведения о конструкции крепежных деталей по форме стержня, головки или заточки, а также о конструкции гаек.

2. Для данного болта (шпильки) измерить основные размеры резьбы и сверить со стандартом: номинальный диаметр d , шаг резьбы P , высоту гайки (или глубину завинчивания) H (l_1 – для шпильки).

3. Записать измеренные размеры $d = \text{мм}$, $P = \text{мм}$, $H (l_1) = \text{мм}$.

При отсутствии гайки высоту ее выбрать по ГОСТ для шестигранных гаек нормальной высоты (полезным может быть соотношение высоты гайки и номинального диаметра резьбы $H \approx 0,8 \cdot d$ с округлением до целого).

4. Выписать из стандарта необходимые для расчета диаметра резьбы внутренний $d_1 = \text{мм}$ и средний $d_2 = \text{мм}$ диаметры резьбы [2, стр. 52, табл. 4.2].

5. Проверить прочность данного болта (шпильки) при величине осевой нагрузки F в соответствии с данными таблицы 15.

Таблица 15

$d, \text{мм}$	8	10	12	14	16	18	20	22
----------------	---	----	----	----	----	----	----	----

$F, Н$	1200	2200	3500	4800	7000	9000	12000	17000
$[\sigma]_p, МПа$	40			65			80	

Материал болтов принять Ст 3, допускаемые напряжения $[\sigma]_p$ – по табл. 16.

6. Расчетом определить силу затяжки болта стандартным ключем (длина плеча $L=15d$) при усилии рабочего $Q=50-100 Н$ (меньший предел для болтов $d \leq 14 мм$, больший $d \geq 16 мм$).

Общие сведения о резьбовых соединениях и деталях соединений

Резьбовыми называются соединения, которые осуществляются крепежными деталями посредством резьбы.

Основными крепежными деталями резьбовых соединений являются болты, винты, шпильки и гайки. Болты представляют собой стержень с резьбой для гайки на одном конце и головкой на другом (рис. 31, а). Винт – это стержень, обычно с головкой на одном конце и резьбой на другом конце, которым он ввинчивается в одну из скрепляемых деталей (рис. 31, б). В резьбовых соединениях применяются винты и без головок (со шлицем под отвертку). Шпилька представляет собой стержень с резьбой на обоих концах; одним концом она ввинчивается в одну из скрепляемых деталей, а на другой конец навинчивается гайка (рис. 31, в). Гайка – это деталь с резьбовым отверстием, навинчивается на болт или шпильку. Конструкции гаек весьма разнообразны [1, стр.73, рис. 6.12].

Хотя все крепежные резьбы выполняют самотормозящимися (благодаря малым углам подъема винтовой линии), при работе резьбовых соединений с сотрясениями, толчками и ударами происходит ослабление резьбы и самоотвинчивание гаек, винтов и прочих резьбовых деталей. В этих случаях для стопорения резьбовых деталей обычно пользуются гаечными замками [1, стр. 75, 76, рис. 6.14, 6.15]. Стопорение резьбовых деталей иногда необходимо и при спокойной работе, например в случаях осуществления регулировок с помощью гаек.

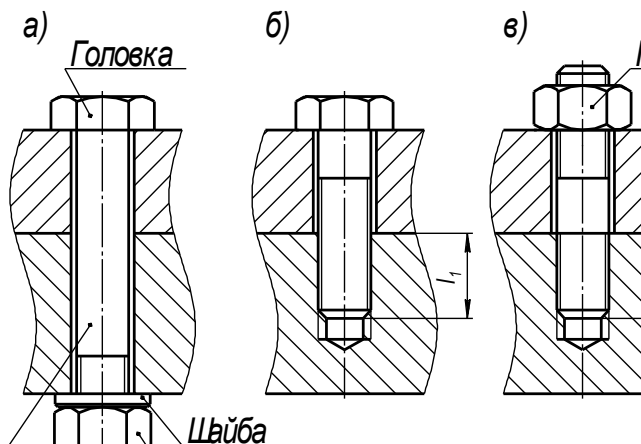


Рис. 31. Крепежные детали резьбовых соединений

В технике используют много способов стопорения крепежных деталей, однако все они могут быть разбиты на три группы:

1. Стопорение наглухо, которое может быть разделено на стопорение приваркой и стопорение пластическим деформированием. Оба способа достаточно надежны, но требуют разрушения крепежных деталей при демонтаже.

2. Стопорение дополнительным трением. Этот вид стопорения основан на создании дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней осевой нагрузки. Наиболее старым способом этого вида стопорения является контргайка, т.е. вторая гайка. В этом случае, вследствие взаимной затяжки гаек, силы трения в резьбе сохраняются даже при разгрузке винта.

Широкое применение получили пружинные шайбы, обеспечивающие благодаря упругости сохранение сил трения в резьбе при колебаниях осевой нагрузки. В конструкциях, подверженных относительно спокойной нагрузке, применяют стопорение резьбы посредством специальных гаек с прорезью, которые после затяжки деформируются.

Преимуществом стопорения дополнительным трением является возможность фиксировать крепежные детали в любом положении.

3. Стопорение специальными деталями. Основными сред-

ствами стопорения этого типа служат шплинты и стопорные шайбы с усиками. Широко применяется стопорение фигурными накладками и проволокой.

В соединениях винтом или шпилькой (рис. 31 б, в) глубина завинчивания в тело детали должна находиться в определенных пределах. Она определяется из условия равнопрочности резьбы и стержня винта.

Длина стальных винтов должна быть такой, чтобы обеспечить глубину завинчивания в деталь:

- из стали $l_1 = (0,8 \dots 1) \cdot d$
- из чугуна $l_1 = (1,35 \dots 1,5) \cdot d$
- из бронзы $l_1 = (1,2 \dots 1,3) \cdot d$
- из силумина $l_1 = (1,4 \dots 2,0) \cdot d$.

Шпилька завинчивается в деталь концом, имеющим меньшую длину нарезки. Для того, чтобы шпилька не вывертывалась при отвинчивании гайки, она должна быть завернута в деталь до конца нарезки, т.е. до отказа.

Стандартом предусматриваются шпильки:

$l_1 = d$ – для резьбовых отверстий в стальных, бронзовых и латунных деталях с достаточной пластичностью;

$l_1 = 1,25 \cdot d$ – для резьбовых отверстий в деталях из ковкого и серого чугуна;

$l_1 = 2 \cdot d$ – для резьбовых отверстий в деталях из легких сплавов.

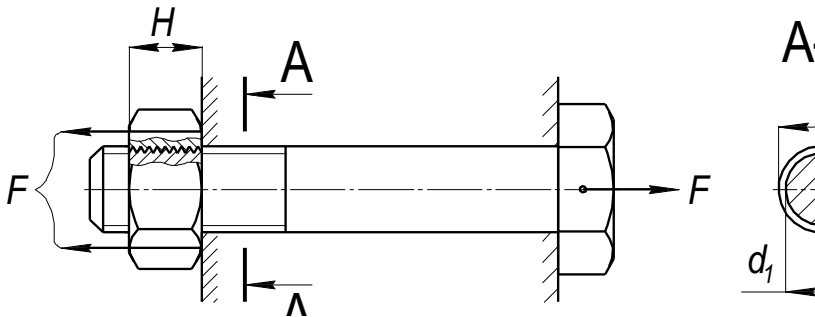


Рис. 32. Резьбовое соединение

В затянутых резьбовых соединениях также, как в случаях нагружения болтов (шпилек) осевой внешней силой, последние работают на растяжение. Существуют методы проверочного и проектного расчета болтов (и шпилек) на прочность по напряжениям растяжения в опасном сечении – по внутреннему диаметру резьбы.

Проверочный расчет резьбового соединения

1. Расчет тела болта (шпильки) в опасном сечении

$$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_p \quad \text{МПа}, \quad (9.1)$$

где F – осевая нагрузка (таблица 15);

$A = \frac{\pi d_1^2}{4}$ – площадь опасного сечения (между витками резьбы), мм^2 ;

d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм .

После подстановки выражения A в формулу (9.1) получаем расчетную формулу

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p \quad \text{МПа}. \quad (9.2)$$

2. Расчет элементов резьбы на смятие и срез.

2.1 На деформацию смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см} \quad \text{МПа}, \quad (9.3)$$

где $A_{см} = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot Z$ – площадь проекции боковой поверхности витка (см. сеч. $A-A$, рис. 32), мм^2 ;

$Z = H/P$ – число витков резьбы в гайке;

H – высота гайки, мм ;

P – шаг резьбы, мм .

Равноценно можно записать $A_{см} = \pi \cdot d_2 \cdot h \cdot Z$,

где d_2 – средний диаметр резьбы, мм;
 h – глубина резьбы, $h=(d-d_1)/2$. Рабочую глубину резьбы см. [1, стр. 63, рис. 6.1].

После подстановки выражения A_{cm} в формулу (9.3) получаем

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot Z} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot Z} \leq [\sigma]_{cm} \quad \text{МПа.} \quad (9.4)$$

Можно принять $[\sigma]_{cm}=30 \text{ МПа}$.

2.2 На деформацию среза

$$\tau_c = \frac{F}{A_c} \leq [\tau]_c \quad \text{МПа,} \quad (9.5)$$

где $A_c = \pi \cdot d_1 \cdot k \cdot P \cdot Z$, мм² – площадь среза резьбы;

k – коэффициент полноты резьбы, показывающий отношение ширины основания витка к шагу резьбы [1, стр. 63, рис. 6.1].

Для треугольной резьбы $k=0,87$, трапецеидальной $k=0,65$, прямоугольной $k=0,5$.

После подстановки получаем

$$\tau_c = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot P \cdot Z} \leq [\tau]_c \quad \text{МПа.} \quad (9.6)$$

Можно принять $[\tau]_c=60-90 \text{ МПа}$.

3. Определяем силу затяжки болта F_3 от усилия рабочего Q на плече L

Момент затяжки T_3 создается рабочим $Q \cdot L$ и расходуется на преодоление трения в резьбе $T=0,5 \cdot d_2 \cdot F_3 \cdot tg(\psi + \phi^f)$ и на опорной поверхности гайки

$$T_f = 0,5 \cdot f \cdot F_3 \cdot \frac{d_0 + D}{2}.$$

См. соответственно (6.13) и (6.16) [1, стр. 80-81].

Тогда

$$Q \cdot L = 0,5 \cdot d_2 \cdot F_3 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + 0,5 \cdot f \cdot F_3 \cdot \frac{d_0 + d}{2},$$

откуда

$$F_3 = \frac{Q \cdot L}{0,5 \cdot \left(d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f \cdot \frac{d_0 + D}{2} \right)} \quad H, \quad (9.7)$$

где $L=15 \cdot d$ – длина стандартного ключа для завинчивания гаек, мм;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

$\operatorname{arctg}(P/\pi \cdot d_2) = \psi$ – угол подъема резьбы, град;

$\operatorname{arctg}\left(f_p / \cos \frac{\alpha}{2}\right) = \varphi'$ – угол трения ($f_p=0,15$ – коэффициент

трения в резьбе);

$\alpha/2=30^\circ$ – половина угла профиля метрической резьбы, град;

f – коэффициент трения на опорной поверхности гайки;

d_0 – диаметр фаски в резьбовом отверстии гайки, мм;

D – диаметр фаски на гайке ($\approx S$ – размер под ключ), мм (кольцевая опорная поверхность гайки ограничена окружностями d_0 и D).

Полученное значение сравнить с $[F]$ [1, стр. 88, табл. 6.3].

Опасность перегрузки оценивается отношением $F_3/[F]$.

Содержание отчета:

1. Произвести описание основных деталей резьбовых соединений

2. Выполнить проверочный расчет данной резьбовой детали при ее нагружении по данным табл. 15. Расчет тела болта (шпильки) и элементов резьбы сопроводить расчетной схемой.

3. Сделать вывод о прочности исследуемой детали и равнопрочности болта и элементов резьбы.

Контрольные вопросы по соединениям

1. Назначение шпоночных соединений.

2. Соединения призматическими шпонками относятся к

напряженным или ненапряженным соединениям?

3. Какие параметры призматических шпонок стандартизованы?
4. Какие деформации испытывают шпонки от рабочих нагрузок?
5. Какие напряжения возникают на боковых гранях шпонки?

Записать уравнение прочности.

6. Какие напряжения возникают в теле (сечении) шпонки?

Записать уравнение прочности.

7. Как выбрать размеры сечения шпонки при проектировании шпоночного соединения?

8. Можно ли перейти на меньшее сечение шпонки, если принятые размеры сечения обнаруживают недогрузку соединения?

9. Если проверочные расчеты обнаруживают перегрузку соединения (действующие напряжения превышают допускаемые), какими мерами можно повысить прочность: увеличить длину шпонки, поставить вторую шпонку диаметрально противоположно первой или увеличить размеры сечения шпонки в сравнении со стандартными?

10. Какие параметры крепежной резьбы стандартизованы?

11. Где находится опасное сечение болта, работающего на растяжение?

12. Как посчитать размер опасного сечения болта, работающего на растяжение?

13. Расчет напряжений растяжения по величине заданной нагрузки.

14. Расчет напряжений среза и смятия в витках резьбы.

15. Расчет силы затяжки болта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.

2. Детали машин в примерах и задачах / Под ред. С.Н. Ничипорчика. – Минск: Высшая школа, 1981. – 432 с.
3. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с.
4. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2004. – 462 с.
5. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – Калининград: Янтарный сказ, 2005. – 456 с.
6. Дмитриев В.А. Детали машин. – Л.: Судостроение, 1970. – 792 с.
7. Дунаев П.Ф., Леликов И.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.
8. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 576 с.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА

Цель работы: Ознакомиться с назначением и устройством основных деталей грузоподъемных машин, принципами их выбора и основными расчетными зависимостями.

Оборудование и принадлежности:

Образцы канатов;

Образцы круглозвенных цепей;

Крюковые подвески;

Барабаны различных конструкций: с ребордами и без реборд, гладкие и с нарезными канавками;

Ручная шестеренная таль;

Мерительный и слесарный инструмент.

Общие сведения

1. Основные детали грузоподъемных машин

1.1 Полиспасты

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом). Они служат для выигрыша в силе или скорости. Полиспасты, предназначенные для выигрыша в силе, называют полиспастами прямого действия. Полиспасты, предназначенные для выигрыша в скорости движущегося органа, называют полиспастами обратного действия.

Основной характеристикой полиспаста является его кратность K_n , определяемая как отношение числа грузовых ветвей к числу тяговых ветвей каната.

Крановые полиспасты прямого действия бывают одинарные и двоянные.

В одинарных полиспастах один конец каната (тяговый) закреплен на барабане (рис. 33), второй конец при четной кратности K_n – на неподвижном элементе конструкции, а при нечетной кратности – на крюковой обойме. При наматывании или сматывании каната с барабана (при отсутствии направляющих блоков) происходит перемещение груза, как по вертикали, так и по горизонтали.

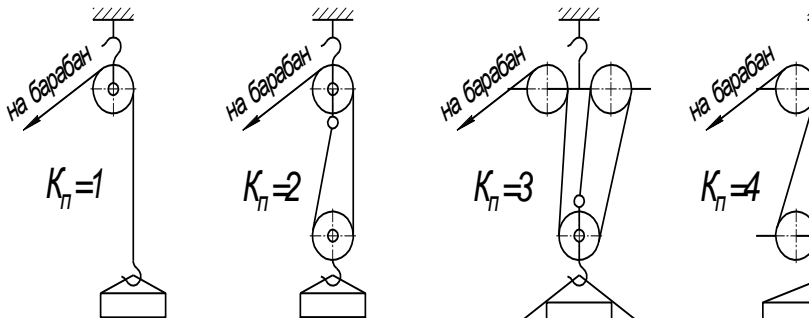


Рис. 33. Схемы одинарных полиспастов

Для кранов (мостовых, козловых и др.), в которых предусмотрена непосредственная навивка каната на барабан, рекомендуется использовать сдвоенные полиспасты, предотвращающие вращение груза при подъеме, а подъем происходит строго по вертикали. В этом случае на барабане закрепляются оба конца каната (рис. 34).

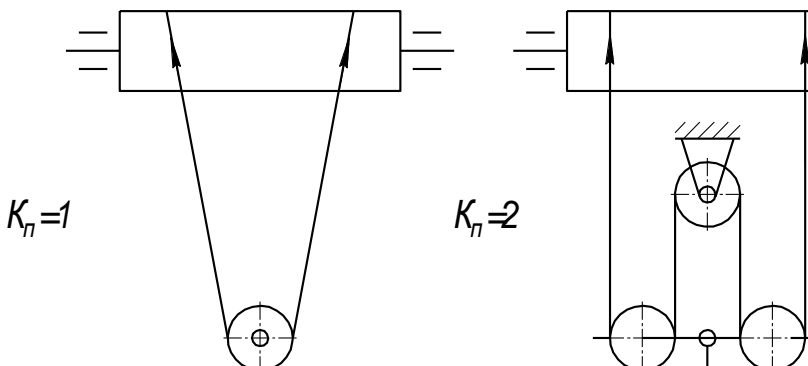


Рис. 34. Схемы сдвоенных полиспастов

Увеличение кратности полиспастов позволяет уменьшить натяжение гибкого рабочего органа (и как следствие этого, его диаметр), момент от веса груза на барабане и передаточное число механизма подъема. Вместе с этим требуется большая длина каната и канатоемкость барабана. Увеличение числа блоков при повышении кратности полиспаста влечет увеличение потерь, и возрастание мощности, затрачиваемой на

подъем груза, а также увеличивает число перегибов каната, что снижает срок его службы.

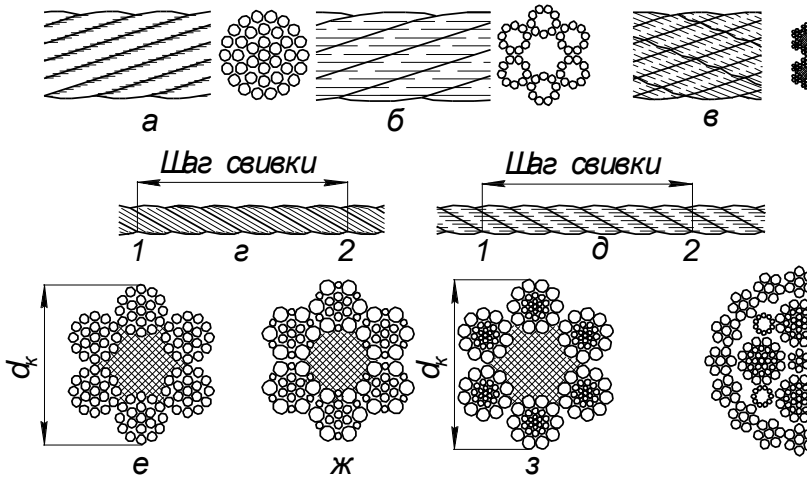
1.2 Назначение гибких грузовых органов и устройств

В качестве гибких тяговых органов используются стальные канаты, сварные и пластинчатые цепи.

Канаты из пенькового и капронового волокна и стальной проволоки. Пеньковые и капроновые канаты применяют преимущественно для обвязывания и подвешивания тарных, штучных и связных штучных грузов. К их недостаткам относятся малая прочность, быстрый износ, возможность механических повреждений.

Расчет на растяжение проводят по полному сечению при $[\sigma]_p$ – 9...10 МПа для пенькового и хлопчатобумажного и для капронового канатов $[\sigma]_p$ – 30...40 МПа.

Стальные канаты (тросы) обладают высокой прочностью, меньшей массой, бесшумностью в работе, надежностью.



Стальные канаты:

а - одинарной свивки; б - двойной; в - тройной;

Рис. 35. Классификация канатов

По направлению свивки прядей различают канаты правой и левой свивки. В канатах односторонней свивки проволоки и пряди свиваются в одну сторону и имеют линейный контакт (ЛК), канаты крестовой свивки – в разные стороны. Канаты

крестовой свивки имеют точечный контакт (ТК) между проволоками, они более жесткие и подвержены повышенному износу, имеют меньший срок службы. Канаты односторонней свивки обладают рядом преимуществ – они более гибки, имеют гладкую поверхность, что обеспечивает большую площадь контакта с барабаном и продленный срок службы. Недостаток этих канатов – их раскручивание при подвешивании груза на одной ветви.

Расчет проводится по разрушающей нагрузке [1, стр. 9]

$$S_{раз} \geq n \cdot S_{max} \quad \kappa H,$$

где n – коэффициент запаса прочности.

Наибольшее натяжение каната в полиспасте определяется по формуле

$$S_{max} = \frac{Q \cdot g}{K_n \cdot a \cdot \eta_{\sigma}^m} \quad \kappa H,$$

где Q – вес номинального груза, m ;

$g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

K_n – кратность полиспаста;

a – число полиспастов;

η_{σ}^m – КПД полиспаста, найденный по примерной зависимости

от КПД блока η_{σ} ;

m – число подвижных блоков.

Сварные цепи бывают длиннозвенные $L > 5d$ и короткозвенные $L \leq 3,5d$ при ширине $B \leq 3,5d$, калиброванные для работы со звездочкой и некалиброванные (для навивки на барабан). Сварные цепи обладают большей гибкостью в различных плоскостях. Испытывают цепи под нагрузкой, равной половине разрушающей; при этом остаточных деформаций не должно быть.

Расчет цепей (как и канатов) также выполняется по разрушающей нагрузке, куда подставляется наибольшее рабочее усилие. Коэффициент запаса прочности $n = 5 \dots 8$.

1.3 Нормы выбраковки канатов

Выбраковка канатов производится по предельному допустимому числу обрывов проволок на одном шаге свивки. Число допустимых обрывов зависит от типа каната.

Шаг свивки определяют отсчетом шести прядей в продольном направлении от выбранного сечения.

Таблица 16

Первоначальный запас прочности каната на растяжение	Число обрывов проволок одного шага свивки каната различной конструкции, при котором он выбраковывается							
	6×19=114 и 1 органический сердечник		6×37=222 и 1 органический сердечник		6×61=336 и 1 органический сердечник		18×19=342 и 1 органический сердечник	
	Крестовой свивки	Односторонней свивки	Крестовой свивки	Односторонней свивки	Крестовой свивки	Односторонней свивки	Крестовой свивки	Односторонней свивки
До 6	12	6	22	11	36	18	36	18
От 6 до 7	14	7	26	13	38	19	38	19
Свыше 7	16	8	30	15	40	20	40	20

1.4 Конструкция блоков и барабанов для стальных канатов и цепей

Блоки, звездочки и барабаны – детали, взаимодействующие с подвесными и тяговыми органами. Блоки служат для плавного перегиба и изменения направления движения тягового органа. Звездочки и барабаны – ведущие элементы грузоподъемных машин, при помощи которых наматывается или разматывается тяговой орган. Их конструкция должна обеспечить максимальную долговечность тягового органа. Барабаны бывают гладкие и нарезные, на которые могут наматываться одна (рис. 36, а) или две ветви каната (рис. 36, б).

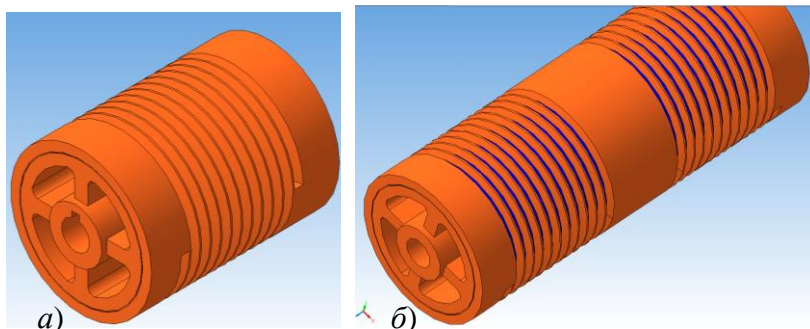


Рис. 36. Конструкция одинарного и двойного барабана

Диаметр блока принимается равным диаметру барабана

$$D_o = d_k (e - 1) \quad \text{мм},$$

где e – коэффициент, зависящий от типа и условий работы механизма ($e=16\dots25$);

d_k – диаметр каната, мм.

При вычислении окружной скорости барабана или блока используют расчетный диаметр

$$D_o = D_o + d_k \quad \text{мм.}$$

Практическое задание:

1. Выбор тягового органа по варианту, указанному преподавателем.

2. Рассчитать и подобрать цепь для заданной грузоподъемности (расчет проводится аналогично канату см. выше).

3. Ознакомиться с конструкциями барабанов для канатов и сварных цепей, способами установки в опорах и передачи вращающего момента на барабан [2, стр. 36-37].

4. Определение геометрических размеров барабана

Измерение натуральных образцов (электроталь, ручная лебедка, электрическая лебедка):

- длина барабана;
- диаметр барабана и реборд (замером длины окружности l с

пересчетом $D_{\delta}=l/\pi$);

– шаг нарезки, глубина канавки (свести в таблицу 17).

Таблица 17 – Результаты измерений барабанов различных механизмов

Параметры	Электротраль	Ручная лебедка	Электрическая лебедка	Консольный барабан
Длина барабана, L_{δ} <i>мм</i>				
Диаметр барабана, D_{δ} <i>мм</i>				
Шаг нарезки, t_{δ} <i>мм</i>		–		–
Глубина канавки, h <i>мм</i>		–		–

5. Прочностные расчеты основных деталей механизма подъема

5.1 Расчет барабана на прочность

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max} \cdot 10^3}{t_{\delta} \cdot \delta} \leq [\sigma]_{сж} \quad \text{МПа,}$$

где t_{δ} – шаг нарезки, *мм* (для гладких барабанов принять $t_{\delta}=d_k$);

δ – толщина стенки барабана, *мм*;

$[\sigma]_{сж}=80$ МПа – допускаемые напряжения сжатия для чугунового барабана.

5.2 Длинные барабаны $L_{\delta} \geq 3D_{\delta}$ проверяют на изгиб и кручение.

5.2.1. Расчет барабана по напряжениям изгиба при использовании простого полиспаста

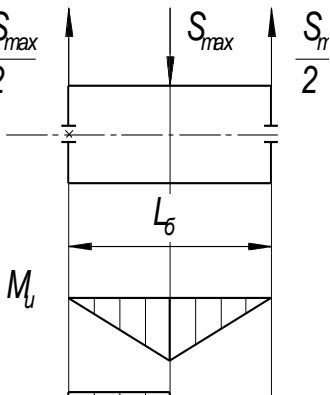
$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u \quad \text{МПа,}$$

где M_u – изгибающий момент, *Нмм* (см. схему);

$$M_u = \frac{S_{\max} \cdot 10^3}{2} \cdot \frac{L_{\delta}}{2} = \frac{S_{\max} \cdot L_{\delta} \cdot 10^3}{4}, \quad \frac{S_{\max}}{2} \quad \frac{S_{\tau}}{2}$$

где L_{δ} – длина барабана, мм;
 W – экваториальный момент сопротивления сечения барабана, мм³;

$$W \approx 0,1 \cdot \frac{(D_{\delta}^4 - D_2^4)}{D_{\delta}}$$



где $D_2 = D_{\delta} - 2\delta$ – внутренний диаметр барабана, мм.

5.2.1. Расчет барабана по напряжениям кручения

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_k \quad \text{МПа,}$$

где T – вращающий (крутящий) момент на валу барабана, Нмм;

$$T = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot 10^3}{2},$$

W_p – полярный момент сопротивления сечения, мм³.

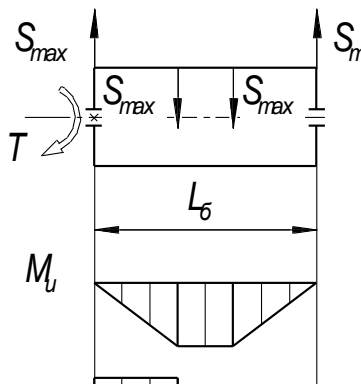
$$W_p = 2 \cdot W \approx 0,2 \cdot \frac{(D_{\delta}^4 - D_2^4)}{D_{\delta}}$$

5.3 При расчете барабана на изгиб при работе со сдвоенным полиспастом ($a=2$) изгибающий момент вычисляют для неблагоприятного случая, когда канат сбегает в середине пролета барабана (см. схему).

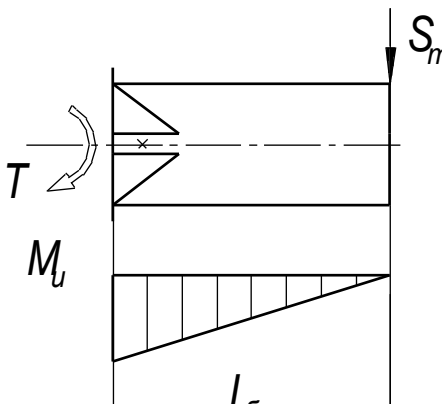
$$M_u = \frac{S_{\max} \cdot L_{\sigma} \cdot 10^3}{2},$$

$$T = S_{\max} \cdot D_{\sigma} \cdot 10^3,$$

где L_{σ} – длина барабана, мм.



Если крепление барабана консольно,



то $M_u = S_{\max} \cdot L_{\sigma} \cdot 10^3$, Нмм.

Сделать выводы по всем позициям.

Контрольные вопросы к работе № 2.1

1. На образцах показать канаты односторонней и крестовой свивки.
2. По каким признакам производится выбраковка каната?
3. Как определить коэффициент запаса прочности каната?
Выбор каната.
4. От каких факторов зависит величина коэффициента запаса прочности каната?
5. Что называется полиспастом?

6. Чем отличаются конструкции простого и сдвоенного полиспаста?
7. Как определить кратность полиспаста?
8. Как определить максимальное натяжение каната в полиспасте?
9. Определение диаметра блока и барабана.
10. Расчет короткого барабана на прочность по напряжениям сжатия.
11. Расчет длинных барабанов на изгиб и кручение.
12. Каким образом подразделяются барабаны на короткие и длинные?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ И КРЕПЛЕНИЯ КАНАТА НА БАРАБАНЕ

Цель работы: Ознакомиться с назначением и устройством конструкций крепления каната на барабане, принципами их выбора и основными расчетными зависимостями.

Оборудование и принадлежности:

Образцы барабанов различных конструкций: с ребордами и без реборд, гладкие и с нарезными канавками; мерительный и слесарный инструмент.

Общие сведения

1. Конструкция крепления каната на барабане

Конструкция крепления каната на барабане должна быть надежной, доступной для осмотра, удобной для замены и простой в изготовлении. Канат в месте крепления не должен резко изгибаться. Крепление осуществляют разными способами (рис. 37): клиновыми зажимами (*a*), накладками (*b*), планками (*в*) – наиболее распространен. По правилам ГТН устанавливают не менее двух одновинтовых планок, при диаметре каната до 31 мм – одна планка с двумя винтами, более 31 мм по две планки. Планки могут иметь трапецидальную или полукруглую канавку.

Таблица 18 – Варианты индивидуальных заданий для проверочных расчетов узлов

№ варианта	Тип грузоподъемного механизма	Шаг навивки, мм	Толщина стенки, мм	S_{\max}, H	Болт крепления каната	Плечо изгиба болта $l_b, мм$
1	Электроталь	14	12,5	15000,0	М 14	20
2		14	12,5	12500,0	М 14	22
3	Электрическая лебедка	8,3	10	7000,0	М 10	15
4		9,1	12	10000,0	М 10	16
5	Консольный барабан	5,6	8	2500,0	М 8	12
6		5,3	8	3500,0	М 8	12

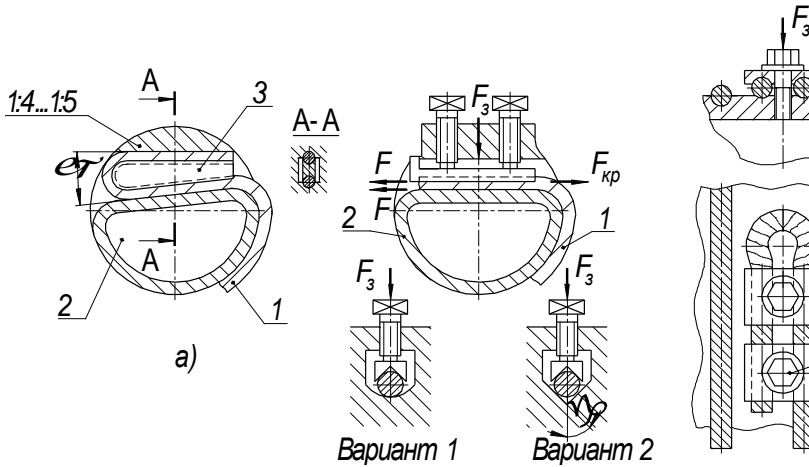


Рис. 37. Конструкции крепления каната к барабану:
1 – канат; 2 – барабан; 3 – клин; 4 – планка; 5 – болт

2. Расчет крепления каната на барабане

$$S_{\text{креп}} = \frac{S_{\text{max}}}{e^{f \cdot \alpha}} \quad H,$$

где S_{max} – максимальное натяжение гибкого рабочего органа (табл. 18), H ;

$e=2,72$ – основание натурального логарифма;

$f=0,15$ – коэффициент трения каната о барабан;

$\alpha=3 \cdot \pi$ – угол охвата барабана разгрузочными витками каната.

Приблизительно можно посчитать $f \cdot \alpha = 0,15 \cdot 3 \cdot 3,14 \approx 1,40$.

Тогда $e^{f \cdot \alpha} \approx 4$.

2.1 Сила затяжки болта для создания силы трения для планки с трапецидальными канавками (см. рис. 38).

По правилам теоретической механики при направлении силы прижатия по нормали к поверхности (дна канавки на барабане или прижимной планке) величина силы трения определяется с участием коэффициента трения f , а при отклонении от нормали на некоторый угол β (в трапецидальной канавке рис. 38) – с участием приведенного коэффициента трения f_1

$$F_3 = \frac{S_{\text{креп}}}{f + f_1} H,$$

где f – коэффициент трения каната о барабан;

f_1 – приведенный коэффициент трения каната в канавке.

$$f_1 = \frac{f}{f \cos \beta + \sin \beta},$$

где $\beta=15^\circ$ – половина угла профиля канавки.

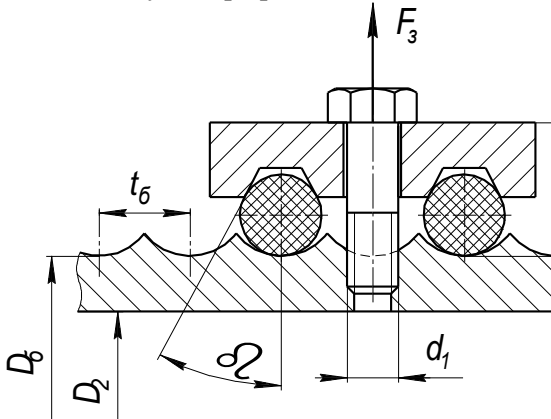


Рис. 38. Схема крепления каната к барабану прижимной планкой

2.2 Кроме растяжения винты испытывают также изгиб, вызываемый силами трения между планкой и головкой болта.

Изгибающий момент при деформации болта при изгибе

$$M_{\text{и}} = S_{\text{креп}} \cdot l_{\text{б}} \quad \text{Нмм},$$

где $l_{\text{б}}$ – плечо изгиба болта, мм (табл. 18).

2.3 Суммарное напряжение в болте (в предположении, что число болтов $Z=1$)

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_p + \sigma_u = \frac{1,3 \cdot F_3}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{M_u}{0,1 \cdot d_1^3} \leq [\sigma]_p \quad \text{МПа},$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы болта, мм;

$[\sigma]_p = 60 \text{ МПа}$ – допускаемые напряжения растяжения для одного болта, по правилам ГГТН болт устанавливается с резьбой не менее М8.

2.4 Определить количество болтов

$$Z = \frac{\sigma_{\text{сум}}}{[\sigma]_p}.$$

Сделать вывод о надежности крепления каната.

3. Исследование прочности деталей крюковой подвески грузоподъемностью 5 т (режим работы Т).

3.1 Произвести замер деталей крюковой подвески (размеры крюка № 14 сравнить с табличными данными [2, стр. 269, табл. 19], [4, стр. 96-97]), траверсу и серьгу подвески.

Для серьги достаточно измерить толщину δ и ширину b полосы, диаметры отверстий под ось блока d , а для траверсы – высоту и ширину среднего сечения, диаметр отверстия под хвостовик крюка, диаметры и длину цапф.

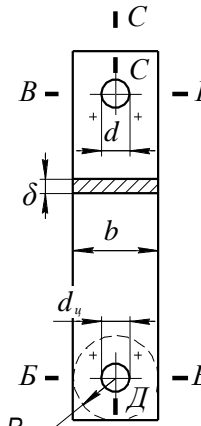


Рис. 39. Схема к расчету параметров крюковой подвески
Выписать основные размеры крюка, замерить диаметр блока.

3.2 Проверка прочности серьги по опасному сечению В-В (где отверстие под ось блока имеет больший размер: $d > d_{\text{ц}}$)

$$\sigma_p = \frac{Q \cdot g}{2 \cdot \delta \cdot (b - d)} \leq [\sigma]_p,$$

где δ, b, d – размеры сечения, найденные измерением, мм;

Q – грузоподъемность подвески, т;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение, МПа, [3, стр. 18 п. 3].

В формулу выполняется подстановка большего из d и $d_{\text{ц}}$.

3.3. Проверка прочности траверсы подвески

Размеры траверсы замерить с подвески: l, B, H . Диаметр отверстия под крюк (без разборки узла) принять по диаметру тела крюка (плюс 2...3 мм).

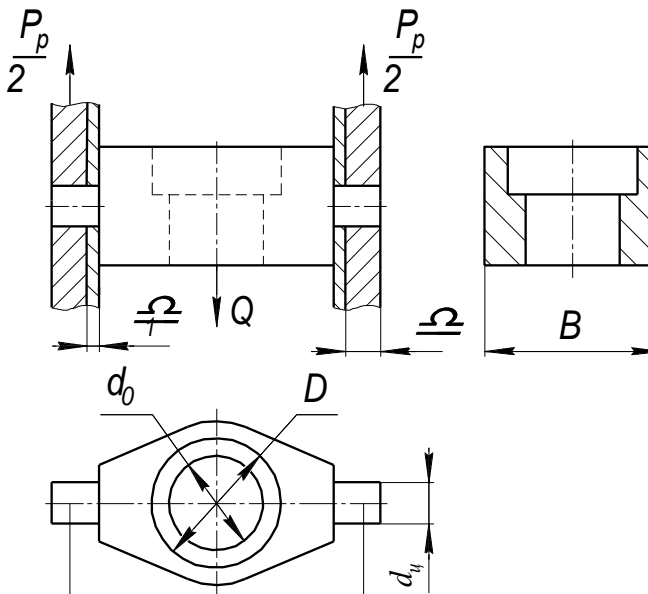


Рис. 40. Расчетная схема поперечины
Уравнение прочности для балки

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u,$$

где M_u – наибольший изгибающий момент траверсы, $H\text{мм}$;

W – момент сопротивления опасного сечения, мм^3 ;

$[\sigma]_u$ – допускаемые напряжения изгиба, МПа .

Наибольший изгибающий момент в сечении траверсы

$$M_u = \frac{P_p}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{P_p \cdot l}{4},$$

где P_p – расчетная нагрузка, H ;

$l/2$ – плечо силы относительно опасного сечения, мм .

С учетом динамического характера приложения нагрузки

$$P_p = Q \cdot g \cdot k_d \cdot 10^3 \quad H,$$

где $k_d=1,25$ – динамический коэффициент.

Момент сопротивления опасного сечения

$$W = \frac{(B - d_0) \cdot H^2}{6},$$

где B – ширина сечения траверсы, мм ;

d_0 – диаметр отверстия под крюк, мм .

H – высота сечения траверсы, мм .

3.4. Расчет цапфы траверсы на изгиб и смятие

Расчет цапфы на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u,$$

где M_u – изгибающий момент, $H\text{мм}$;

W – момент сопротивления опасного сечения, мм^3 .

Изгибающий момент в сечении заделки

$$M_u = \frac{Q \cdot g \cdot k_\delta}{2} \cdot \frac{\delta}{2},$$

где δ – толщина серьги, мм;

Момент сопротивления опасного сечения цапфы

$$W = \frac{\pi \cdot d_y^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_y^3.$$

где d_y – диаметр цапфы траверсы, мм.

Расчет цапфы на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{Q \cdot g \cdot k_\delta}{2 \cdot d_y \cdot \delta} \leq [\sigma]_{см}.$$

3.5. Расчет хвостовика крюка

Хвостовик крюка рассчитывают на растяжение в нарезанной части крюка

$$\sigma_p = \frac{Q \cdot g \cdot k_\delta}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p \quad \text{МПа},$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы на хвостовике крюка [5, стр. 43].

3.6. Упорный подшипник под гайку хвостовика крюка выбирается по статической грузоподъемности: $F_a \leq C_o$ [4, стр. 207, табл. 42...44];

Подшипник устанавливается шариковый упорный. Наружный диаметр сопоставить с шириной сечения траверсы (см. п. 3.3).

Контрольные вопросы к работе № 2.2

1. Из каких деталей состоит узел крюковой подвески?
2. Расчет хвостовика крюка грузоподъемной машины (уравнение прочности, место опасного сечения, размер опасного сечения).
3. Расчет траверсы крюка (деформация, местоположение опасного сечения, уравнение прочности).
4. Момент сопротивления опасного сечения траверсы.
5. Какие деформации испытывает траверса крюка в среднем сечении и цапфах?
6. Опасное сечение серьги крюковой подвески, его размер (показать и определить).
7. Записать уравнение прочности для опасного сечения серьги.
8. Как выбрать упорный подшипник под гайку крюка?
9. Стопорение гайки крюка (какие приемы существуют)?
10. Почему применяют обязательное стопорение гайки крюка против отвинчивания, а траверсы и оси блока – от осевых перемещений?
11. Назвать несколько способов крепления каната на барабане.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.3

УСТРОЙСТВО И РЕГУЛИРОВКИ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

Цель работы: Ознакомиться с назначением и устройством тормозной установки, классификацией тормозов по типу привода, порядком проведения регулировок, проверочным расчетом.

Объекты исследования и инструмент:

1. Колодочные тормоза ТКТ-200, ТКП-300, ТКТГ-200;
2. Штангенциркуль, линейка, щупы.

Содержание работы:

1. Назначение тормозной установки.
2. Конструкция тормозов типа ВНИИПТМАШ.
3. Электромагнитный привод тормозов с короткоходовыми магнитами постоянного и переменного тока.
4. Электрогидравлический привод тормозов, его достоинства.
5. Схема тормоза типа ТКТ.
6. Основные правила регулировок (выполнить самостоятельно и описать в тетради).
7. Проверочный расчет тормоза.

1. Назначение тормозной установки

В грузоподъемных машинах и механизмах необходимо остановить машину и груз на определенном пути торможения и удерживать груз в подвешенном состоянии при заданном запасе торможения или заданном значении замедления. Для этого применяются тормозные установки, в этом и состоит назначение последних.

Для регулировки скорости опускания груза применяют спускной тормоз, для затормаживания и удерживания груза в подвешенном состоянии – стопорный.

2. Конструкция тормозов типа ВНИИПТМАШ

Тормоза конструкции ВНИИТМАШ типа ТКТ, ТКП, ТКТГ отличаются большой надежностью благодаря тому, что количество звеньев в механизме тормоза сведено до минимума.

Тормоза названных типов предназначаются для установки только в вертикальном положении на механизмах, работающих в непожаро- и невзрывоопасной среде. При установке на открытом воздухе тормоза следует защитить кожухами от попадания атмосферных осадков.

Механическая часть тормозов переменного и постоянного тока со шкивом одного диаметра одинаковая и обозначается буквами ТК и числом, соответствующим диаметру тормозного шкива.

Например: ТКТ – 100, ТКТ – 200, ТКП – 100, ТКП – 200 и др.

При дробном значении числа в обозначении тормоза: ТКТ – 200/100 или ТКП – 300/200 в числителе сохранен размер диаметра шкива, а в знаменателе проставляется характеристика электромагнита меньшего размера, следовательно, с меньшими тяговыми характеристиками. В этом случае величина тормозного момента, реализуемого тормозом, занимает промежуточное значение между ТКТ – 100 и ТКТ – 200, ТКП – 100 и ТКП – 200 и т.д.

Замыкание тормоза осуществляется основной замыкающей пружиной 5 (рис. 41), предварительное сжатие которой для получения необходимой силы замыкания производится гайками 9, 10. Размыкается тормоз электромагнитом 6, укрепленном на тормозном рычаге. Якорь электромагнита 7 надавливает на шток 1 тормоза и с помощью вспомогательной пружины 4 разводит оба рычага, освобождая шкив. Для размыкания тормоза при обесточенном электромагните, например с целью замены изношенных фрикционных накладок на колодках используется отжимная гайка 2, отводимая по штоку 1 до упора в рычаг. Фиксация колодок относительно тормозного рычага, исключая трение колодок о шкив при разомкнутом тормозе, осуществляется специальными фиксаторами.

Равномерность отхода обеих колодок от шкива достигается установкой винта 8.

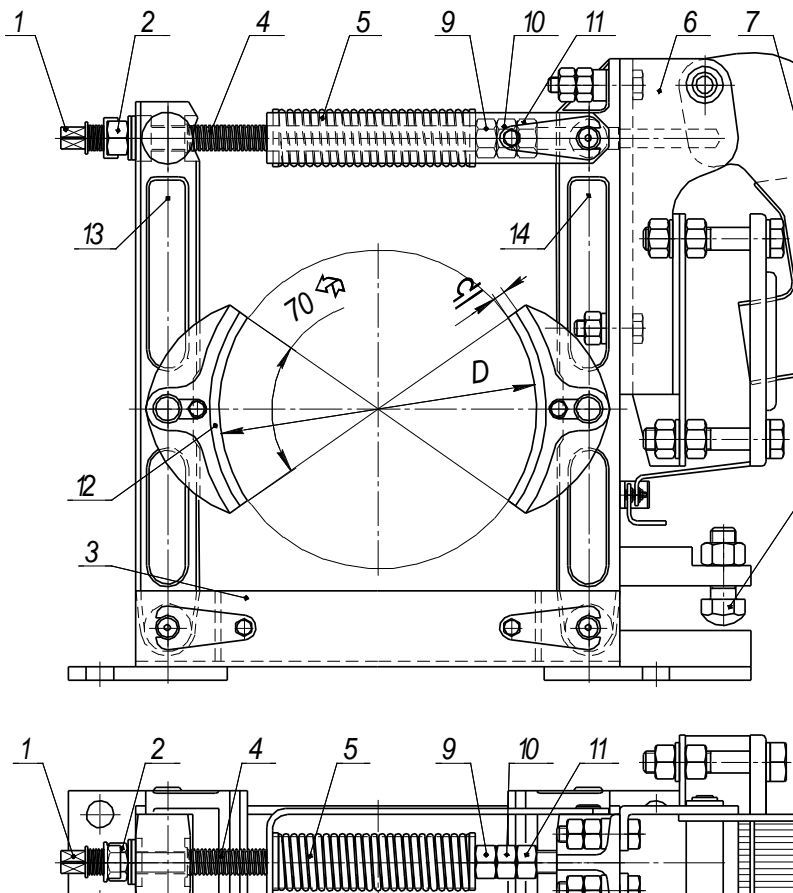


Рис. 41. Колодочный тормоз: 1 – шток; 2 – отжимная гайка; 3 – основание; 4 – вспомогательная пружина; 5 – основная пружина; 6 – электромагнит; 7 – якорь; 8 – винт; 9, 10, 11 – гайки регулировки основной пружины; 12 – колодка; 13, 14 – вертикальные рычаги

3. *Электромагнитный привод тормозов с короткоходовыми магнитами постоянного и переменного тока. Электромагниты*

Для колодочных тормозов применяются главным образом электромагниты типа МП и МО-Б, отличающиеся малым ходом якоря.

При работе однофазных электромагнитов переменного тока

магнитный поток не остается постоянным: следуя закону изменения переменного тока, он проходит в течение каждого периода 2 раза через ноль. Вследствие этого якорь магнита, находящийся все время под действием усилия замыкающей пружины, отрывается от сердечника при переходе магнитного потока через ноль и тут же опять втягивается вновь нарастающим магнитным потоком. Для уменьшения шума и вибрации якоря каждый электромагнит этого типа имеет короткозамкнутый виток, представляющий собой вторичную обмотку, которая создает некоторый магнитный поток, сдвинутый по фазе на некоторый угол. Этот магнитный поток способствует удержанию якоря у сердечника при переходе основного потока через нулевое значение.

Вследствие относительно низкой износоустойчивости магнитов, резко уменьшающейся при уменьшении момента сопротивления тормозного штока, когда удары якоря о ярмо увеличиваются, магниты серии МО не рекомендуется применять при тяжелом и весьма тяжелом режимах работы. Для этих режимов следует применять тормоза с электромагнитами серии МО-Б с питанием их от сети переменного тока через селеновые выпрямители или тормоза с приводом от электрогидротолкателей.

4. Электрогидравлический привод тормозов

Недостатки тормозов с электромагнитами поставили задачу создания привода, обеспечивающего полную надежность работы тормозной установки и позволяющего регулировать процесс торможения в желаемом направлении. Таким приводом тормоза является привод от электрогидротолкателя, позволяющего получить любую степень плавности торможения.

В цилиндре толкателя расположены центробежный насос и поршень с одним или двумя штоками, выступающими наружу через крышку толкателя. При работе насоса рабочая жидкость, наполняющая цилиндр толкателя, перекачивается из верхней половины цилиндра в нижнюю, заставляя поршень вместе со штоком перемещаться вверх. Шток передает усилие рычажной системе тормоза. При включении электродвигателя гидротолкателя сила сжатой пружины (иногда собственный вес поршня) возвращает поршень в исходное положение, а масло

перетекает через золотниковые окна.

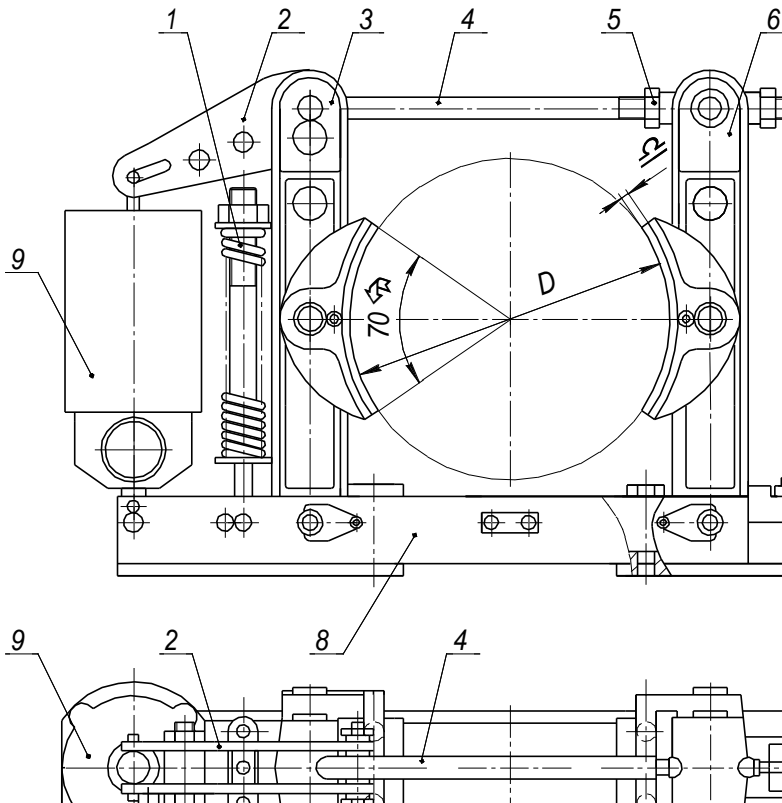


Рис. 42. Тормоз с электрогидравлическим приводом:

1 – вертикальная пружина; 2 – двуплечий рычаг; 3, 6 – тормозные рычаги; 4 – тяга; 5 – гайка; 7 – упор; 8 – основание; 9 – толкатель

Ход штока гидротолкателей можно регулировать как в сторону подъема, так и в сторону спуска, причем это не изменяет подъемной силы и дополнительного расхода энергии. Их отличает плавная работа и возможность большей частоты включений (до 2-х тысяч в час); высокая износоустойчивость; простота эксплуатации; резкое уменьшение пусковых токов.

5. Грузоупорные тормоза

Грузоупорные тормоза применяют как в ручных, так и в механических подъемных механизмах с цилиндрическими

зубчатыми передачами, например лебедках, электроталях.

Дисковый грузоупорный тормоз встроен в механическую передачу механизма подъема груза. Он состоит из храпового колеса 3, свободно установленного на валу 1, и двух тормозных дисков 2 и 4. Диск 2 шпонкой зафиксирован на валу 1, а диск 4, выполненный как единое целое с ведущей шестерней, навинчен на резьбу вала. При вращении вала в сторону подъема шестерня сдвигается по винту (на рисунке влево) и зажимает храповое колесо между дисками. При этом собачка 6 проскальзывает по зубьям храпового колеса, не препятствуя его вращению. При остановке вала зажатое храповое колесо фиксируется собачкой, и тормоз удерживает груз на весу. Вращение вала в обратную сторону сдвинет шестерню опять же по винту право, тормоз разомкнется, и груз начнет ускоренно опускаться. В этот момент шестерня, двигаясь быстрее вала, снова переместится влево и зажмет храповое колесо. После некоторых повторений этого процесса установится непрерывное скольжение трущихся поверхностей и груз начнет равномерно опускаться.

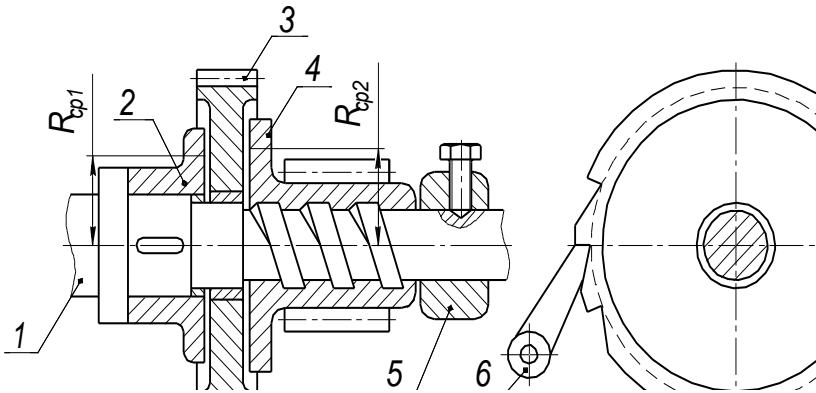


Рис. 43. Схема грузоупорного тормоза: 1 – тормозной вал; 2, 4 – тормозные диски; 3 – храповое колесо; 5 – упор; 6 – собачка

6. Схема тормоза типа ТКТ (рис. 44)

Для обеспечения надежности регулирования тормоза применено стопорное устройство, состоящее из специальной шайбы 3, отогнутые концы которой ложатся на грани гайки 4, а шип, имеющийся во внутреннем отверстии шайбы, входит в

канавку, простроганную в штоке 1, создавая возможность перемещения шайбы вдоль штока и предохраняет от произвольного вращения.

При регулировании тормоза шайбу 3 перемещают влево по штоку, сжимая пружину 2 и освобождая гайку 4 до тех пор, пока шип шайбы не выйдет из канавки на штоке. Затем шайбу поворачивают на 90° , так что она во время регулирования не может подойти к гайке 4. По окончании регулирования шайба 3 под действием пружины 2 снова захватывает гайку, устраняя возможность ее отвертывания.

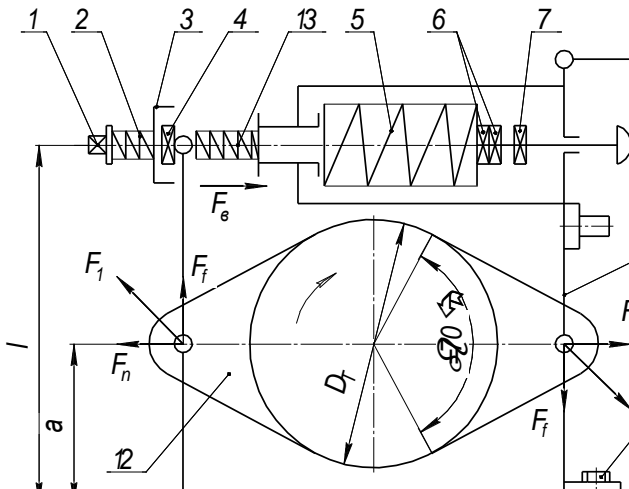


Рис. 44. Расчетная схема тормоза колодочного с приводом от короткоходового электромагнита: 1 – шток; 2 – пружина, замыкающая стопорную шайбу на гайке; 3 – стопорная шайба; 4 – гайка; 5 – основная пружина; 6 – гайка (обеспечивающая необходимую осадку пружины и контргайка); 7 – отжимная гайка; 8 – регулировочный упорный болт; 9 – якорь электромагнита; 10 – основание тормоза; 11 – рычаг тормоза; 12 – тормозная колодка; 13 – вспомогательная пружина

7. Основные правила регулировок

После монтажа тормоз должен быть подвергнут регулировкам:

В установке нормального хода якоря.

В регулировке главной пружины.

В регулировке равномерного отхода колодок.

Рассмотрим последовательность выполнения регулировок.

Освобождают гайку 4 от стопорной шайбы 3 и, удерживая гайку 4 в неподвижном состоянии, вращают шток 1 тормоза за квадратную заточку на его конце до тех пор, пока не установится необходимый отход якоря магнита (при этом следует иметь в виду, что начальный ход не должен превышать половины номинального хода, так как по мере износа накладок ход якоря увеличивается).

При законтренной гайке 4 вращают шток тормоза за его квадратный конец так, что гайки 6, удерживаемые от вращения, передвигаются по штоку и устанавливают необходимую величину осадки пружины 5, при которой она развивает усилие, необходимое для создания расчетного тормозного момента. После установки необходимой длины пружины ее положение фиксируется двумя гайками 6. В дальнейшем величина замыкающей пружины больше не регулируется. Установочную длину пружины в зависимости от тормозного момента см. в таблице 19.

Таблица 19

Тормоз	Тормозной момент, H_m	Номинальная установочная длина главной пружины, мм	
		переменный ток	постоянный ток
ТК-100	10	49	51
	15	46,5	47,5
	25	43	44,5
	30	122,5	123,5
ТК-200	60	112,5	116,5
	80	108	112
	100	103	107
	120	98	102
	140	Продолжение таблицы 19	
	160		
ТК-300/200	180	203	205,5
	200	201	203
	220	197,5	201
	240	196,5	199
ТК-300	300	-	193,5
	350		187,5
	400		182,0

	450		176,5
	500		171

Отжимную гайку 7 при нормальной работе тормоза плотно прижатую к гайке 6, переводят по штоку до упора в тормозной рычаг. Затем, удерживая ее ключом, вращают шток до тех пор, пока якорь электромагнита не коснется сердечника, а рычаги тормоза не будут разведены на величину нормального хода якоря. После этого регулировочным упорным болтом 8 устанавливают одинаковые отходы обеих колодок от шкива. Затем болт 8 контрится, и отжимная гайка 7 снова прижимается к гайкам 6.

8. Проверочный расчет тормоза

Для проведения проверочного расчета тормоза необходимо вычислить силу прижатия колодки к шкиву:

$$F_n = \frac{T_m \cdot 10^3}{f \cdot D} \quad H,$$

где T_m – паспортные данные тормозного момента исследуемого тормоза, *Нм*;

f – коэффициент трения вальцованной ленты ($f=0,42$);

D – диаметр тормозного шкива, *мм*.

Для вычисления давления между колодкой и шкивом замером на тормозе необходимо определить ширину колодки « B » и ее длину « L » (по хорде).

Тогда

$$p = \frac{F_n}{B \cdot L} \leq [p] = 0,6 \text{ МПа},$$

где B и L – соответственно ширина и длина обкладки, *мм*.

Таблица 20

Тормоз	Обкладка
--------	----------

	<i>L</i>	<i>B</i>	<i>b</i>
TK-100	70	75	6
TK-200/100	126	95	6
TK-200	126	95	6
TK-300/200	187	145	8
TK-300	187	145	8

Суммарное усилие пружин (основной и вспомогательной), необходимое, в частности, для определения тягового усилия магнита, расчета рычага и т.д., можно определить из уравнения равновесия рычага тормоза:

$$F_o - F_g = F_n \cdot \frac{a}{l_1},$$

где *a* и *l* – плечи рычага, мм;

F_o и *F_g* – силы сжатия соответственно основной и вспомогательной пружин, Н.

Сделать выводы.

Контрольные вопросы к работе № 2.3

1. Тормоза каких типов используют в механизмах ГПМ?
2. Какими основными достоинствами обладают тормоза ВНИИПТМАШ?
3. Какие регулировки предусмотрены для тормозов типа ТК?
4. Как отрегулировать величину отхода колодок от шкива?
5. Какая регулировка предусмотрена для обеспечения одинакового отхода обеих колодок от шкива?
6. Регулировка тормоза на требуемую величину тормозного момента.
7. Почему нельзя допускать большую величину тормозного момента, чем требуется по расчету?
8. Какое назначение дополнительной пружины?
9. На тормозную колодку передается сумма или разность основной и дополнительной пружин?
10. Какую деформацию испытывает рычаг тормоза?
11. Какую деформацию испытывает ось тормозной колодки?
12. Как выполняется проверочный расчет по оценке работоспособности тормоза?
13. От чего зависит величина допускаемого давления на колодке?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.4

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ ТАЛЕЙ С ГРУЗОВОЙ ЦЕПЬЮ И КАНАТОМ

Цель работы: Ознакомиться с основными параметрами, устройством и особенностью конструкций электроталей; изучить паспортные данные, произвести необходимые замеры диаметров барабана и грузовой звездочки, шага цепи и произвести необходимые расчеты. Провести кинематический расчет

Оборудование и принадлежности:

Электротали ТЭ 050-71120 – российского производства и ВО 93М «Балканкар» – производства Болгарии;

Мерительный инструмент (линейки, штангенциркуль).

1. Назначение талей, их конструкция

Таль – это грузоподъемное устройство с ручным, электрическим или пневматическим приводом, подвешиваемое к балкам или специальным тележкам, перемещающимся по подвесному монорельсовому пути.

Тали электрические используют в качестве самостоятельных грузоподъемных машин или в качестве механизмов подъема груза в однобалочных мостовых, консольных и козловых кранах. Грузоподъемность электроталей 1-10 т (канатные электротали производства Болгарии до 1-5 т, Финляндии – до 16 т), высота подъема до 30 м (модификации с высотой подъема до 48 м) с интервалом через 6 м; скоростью подъема груза 0,05-0,4 м/с. Электротали грузоподъемностью до 5 т широко распространены, обладают компактной конструкцией и простотой обслуживания.

Нормальный режим работы ПВ=25%. При работе на режиме ПВ=40% грузоподъемность электроталей должна быть снижена на 30...50%. Скорость перемещения по монорельсам до 0,5 м/с, по кран-балкам до 0,25 м/с. Электротали могут работать с различными грузозахватными органами.

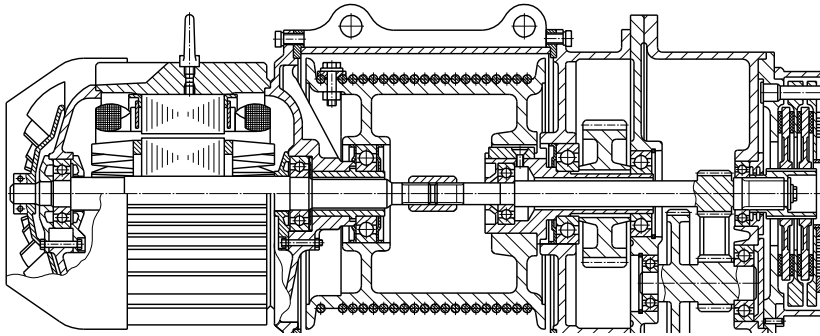


Рис. 45. Схема тали с фланцевым двигателем

По конструкции тали отличаются между собой взаимным расположением барабана и электродвигателя. Имеются тали с фланцевым двигателем, двигатель устанавливается на одной оси с барабаном; с двигателем, встроенным в барабан; с параллельным расположением двигателя и барабана. Первые из названных не получили распространения из-за большой длины механизма.

Тали электрические канатные с двигателем, встроенным в барабан, серии ТЭ изготавливают грузоподъемностью 0,25; 0,5; 1,0; 2,0; 3,2; 5,0 т. Статор 4 асинхронного двигателя тали запрессован в барабан (рис. 46). С одного торца барабана расположен двухступенчатый соосный редуктор с грузоупорным дисковым тормозом на промежуточном и колодочным стопорным тормозом – на быстроходном валах. Тали малой грузоподъемности могут иметь только один стопорный тормоз. У противоположного торца барабана размещен шкаф с электроаппаратурой управления.

Механизмом подъема электротали управляют с пола с помощью подвешенного к тали двухкнопочного поста управления. Некоторые исполнения талей предусматривают наличие дополнительной «посадочной» скорости, которая обеспечивается многоскоростным электродвигателем или дополнительным микроприводом.

Подвод тока к электротали производится либо троллеями, либо подвесным кабелем. Для выключения двигателей при подходе крюковых обоим к барабанам под кожухами последних помещаются концевые выключатели.

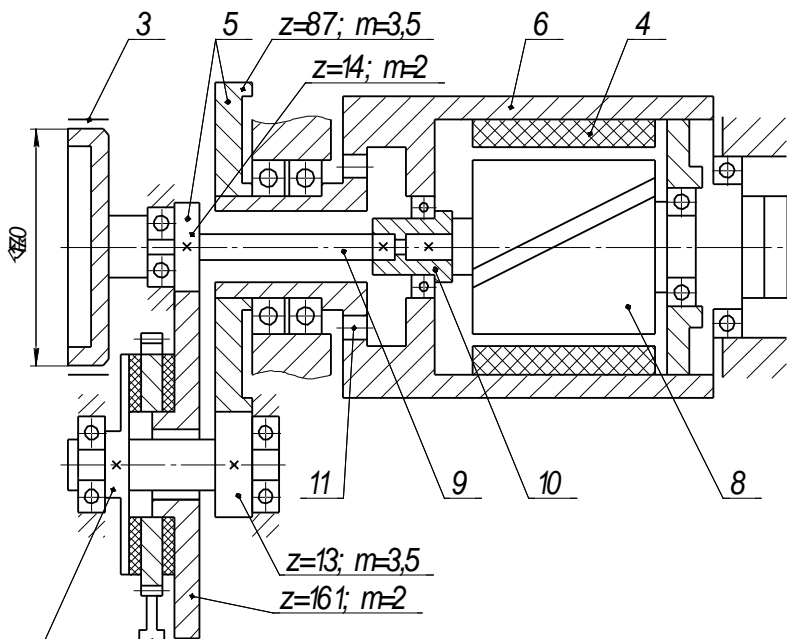


Рис. 46. Схема тали с встроенным двигателем: 1 – собачка; 2 – диск грузоупорного тормоза; 3 – стопорный колодочный тормоз; 4 – статор; 5 – зубчатые колеса редуктора; 6 – барабан; 7 – токосъемник; 8 – ротор двигателя; 9 – быстроходный вал редуктора; 10 – шлицевое соединение; 11 – зубчатая муфта

Электрические тали грузоподъемностью до 3,2 т по конструкции аналогичны рисунку 46. Как правило, они имеют механизм подъема с электродвигателем, встроенным в нарезной барабан 6, два тормоза: один дисковый грузоупорный 2, другой колодочный 3 и ограничитель подъема крюка; механизм передвижения тележки.

В нарезной барабан 6 встроен электродвигатель 8, к которому ток подводится через кольцевой токосъемник 7. Редуктор двухступенчатый, имеет две пары прямозубых зубчатых колес 5 и получает вращение от электродвигателя при помощи шлицевого соединения 10. Вал проходит через полую зубчатую муфту 11, соединяющую выходное зубчатое колесо редуктора с барабаном. Полость редуктора отделяется от мотор-барабана резиновым манжетным уплотнением. При отсутствии

грузоупорного тормоза точная остановка груза может быть достигнута противовключением двигателя механизма подъема.

Ручные тали – это также один из видов грузоподъемников. Это компактная машина циклического действия для подъема и опускания груза, которая состоит из лебедки и тележки. Так как таль располагается выше поднимаемого груза, то при ручном приводе используют цепное (тяговое) колесо, которое вращается с помощью бесконечной цепи. С помощью цепной или канатной тали физические усилия одного человека могут поднять и передвинуть груз массой до четырех – пяти тонн на десять метров в высоту.

2. Обследование грузоподъемных устройств

2.1 Паспортные данные

Таблица 21 – Условные обозначения талей

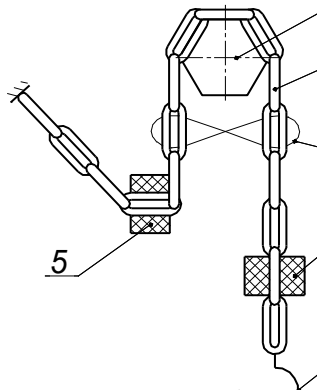
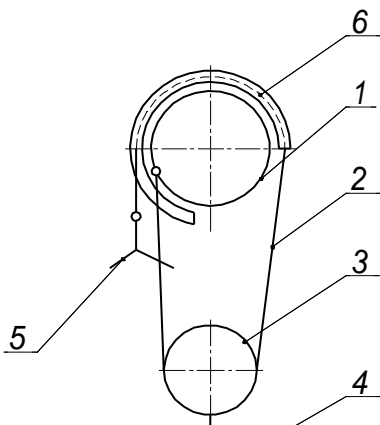
ТЭ050 – 71120	Обозначения	ВО93М
$Q=0,5 \text{ т}$	Грузоподъемность	$Q=0,5 \text{ т}$
Средний, ПВ=25%	Режим работы	ПВ 40% – для механизма главного подъема, $v_{zp}=0,133 \text{ м/с}$; ПВ 10% – при микроскорости, $v_{zp}=0,04 \text{ м/с}$
$v_{zp}=8 \text{ м/мин}=0,133 \text{ м/с}$	Скорость подъема	$v_{zp}=8 \text{ м/мин}=0,133 \text{ м/с}$
$v_m=20 \text{ м/мин}=0,33 \text{ м/с}$	Скорость передвижения тележки	$v_m=20 \text{ м/мин}=0,33 \text{ м/с}$
$H=6 \text{ м}$	Высота подъема	$H=6 \text{ м}$

2.2 Схема подвески груза (непосредственные наблюдения)

Тяговый орган

СТАЛЬНОЙ КАНАТ
Диаметр $d_k = 5,60 \text{ мм}$
ПВ 25%

КРУГЛОЗВЕНЬЕВАЯ ЦЕПЬ
Диаметр проволоки (калибр)
 $d = 7 \text{ мм}$; шаг $P = 22 \text{ мм}$
ПВ 40%



$Z=2$ – число ветвей подвеса груза;
 $a=1$ – число ветвей, наматываемых на барабан;
 $K_n=Z/a=2$ – кратность.

$Z=1$ – число ветвей подвеса груза;
 $a=1$ – число ветвей, наматываемых на барабан;
 $K_n=Z/a=1$ – кратность.

1 – барабан; 2 – канат; 3 – блок подвижный; 4 – крюк; 5 – ограничитель высоты подъема.

1 – грузовая звездочка; 2 – цепь; 3 – ограничитель высоты подъема; 4 – крюк; 5 – упор ограничителя высоты подъема.

3. Кинематический расчет механизмов подъема

3.1. Частота вращения барабана (звездочки)

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v_{zp}}{\pi \cdot D_{\sigma}} \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{зв} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v_{zp}}{P \cdot Z_{зв}} \text{ мин}^{-1},$$

где v_{zp} – скорость подъема груза, $м/с$;

D_{σ} – диаметр барабана, $мм$;

P – шаг цепи, $мм$;

$Z_{зв}$ – число зубьев звездочки.

3.2 Передаточное число редуктора

При ПВ 25% принят $n_{\sigmaв} = 640 \text{ мин}^{-1}$.

$$u_{\sigma} = \frac{n_{\sigmaв}}{n_{\sigma}},$$

При ПВ 40% принят $n_{\sigmaв} = 1370 \text{ мин}^{-1}$.

$$u_{зв} = \frac{n_{\sigmaв}}{n_{зв}}.$$

3.3 Определение мощности

$$P_{\sigmaв} = \frac{Q \cdot g \cdot v_{zp}}{\eta_{\text{общ}}} \text{ кВт},$$

где Q – грузоподъемность, $т$;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$\eta_{\text{общ}} = 0,9$ – общий КПД привода.

При ПВ 25% принять $P_{\sigmaв} = 0,6 \text{ кВт}$.

При ПВ 40 % принять $P_{\sigmaв} = 0,76 \text{ кВт}$.

3.4 Грузоподъемный момент на барабане (звездочке)

$$T_{\bar{\sigma}} = \frac{Q \cdot g \cdot D_{\bar{\sigma}}}{2 \cdot Z \cdot \eta_n} \quad \text{Нм},$$

$$T_{3\bar{\sigma}} = \frac{Q \cdot g \cdot D_{3\bar{\sigma}}}{2 \cdot Z \cdot \eta_n} \quad \text{Нм},$$

где $\eta_n=0,97$ – КПД полиспафта;

Z – число ветвей подвеса груза;

$D_{3\bar{\sigma}}$ – диаметр грузовой звездочки, мм.

$$D_{3\bar{\sigma}} = \frac{P \cdot Z_{3\bar{\sigma}}}{\pi} \quad \text{мм}.$$

Момент на барабане (звездочке) при торможении:

$$T'_{\bar{\sigma}} = T_{\bar{\sigma}} \cdot \eta_n^2 \quad \text{Нм}.$$

$$T'_{3\bar{\sigma}} = T_{3\bar{\sigma}} \cdot \eta_n^2 \quad \text{Нм}.$$

3.5 Момент на быстроходном валу

$$T_{1\bar{\sigma}} = \frac{P_{\text{дв}} \cdot 10^3}{\omega_{1\bar{\sigma}}} \quad \text{Нм},$$

где $\omega_{1\bar{\sigma}}$ – угловая скорость на быстроходном валу, c^{-1} ;

$$\omega_{1\bar{\sigma}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} \quad c^{-1},$$

$$T_{13\bar{\sigma}} = \frac{P_{\text{дв}} \cdot 10^3}{\omega_{13\bar{\sigma}}} \quad \text{Нм},$$

$$\omega_{13\bar{\sigma}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} \quad c^{-1}.$$

3.6. Проверка достаточности передаточного числа

$$\frac{T_{\delta}}{u_{\delta} \cdot \eta_{np}} < T_{1\delta} \quad \text{НМ},$$

$$\frac{T_{3\delta}}{u_{3\delta} \cdot \eta_{np}} < T_{13\delta} \quad \text{НМ},$$

$$\eta_{np} = \frac{\eta_{\text{общ}}}{\eta_n}.$$

3.7. Тормозной момент стопорного и грузоупорного тормоза на валу тормоза

$$T_{T\delta} = K_T \cdot \frac{T'_{\delta} \cdot \eta_{np}}{u_{\delta}} \quad \text{НМ},$$

$$T_{T3\delta} = K_T \cdot \frac{T'_{3\delta} \cdot \eta_{np}}{u_{3\delta}} \quad \text{НМ},$$

где $K_T=1$ – коэффициент запаса торможения при ПВ 25% и при наличии грузоупорного тормоза;

$K_T=2$ – коэффициент запаса торможения при ПВ 40% и при отсутствии грузоупорного тормоза;

$u_{\delta}=40$ – передаточное число редуктора (для справки);

$u_{3\delta}=49$ – передаточное число привода (для справки).

3.8. Тормозной момент грузоупорного тормоза

$$T_T = K_T \cdot \frac{T_{\delta} \cdot \eta_n^2 \cdot \eta_T}{u_T} \quad \text{НМ},$$

где $u_T=4$ – передаточное число тихоходной ступени двухступенчатого соосного редуктора;

$\eta_T=0,96$ – КПД тихоходной ступени редуктора;
 $K_T=1,2$ – коэффициент торможения для грузоупорного тормоза при ПВ 25%.

4. Кинематический расчет механизмов передвижения

4.1. Частота вращения ходовых колес

$$n_k = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v_m}{\pi \cdot D_k} \text{ мин}^{-1},$$

$$n_k = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v_m}{\pi \cdot D_k} \text{ мин}^{-1},$$

где D_k – диаметр ходовых колес, мм (определить замером);
 v_m – скорость передвижения тележки, м/с.

4.2. Передаточное число привода

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k},$$

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k}.$$

Сделать выводы по каждой модели.

Содержание отчета:

1. Дать краткое описание конструкции электроталей и их основных параметров.
2. Записать паспортные данные талей и расшифровать условные обозначения.
3. Начертить схему подвески груза.
4. Произвести кинематический и силовой расчет механизмов

подъема груза.

5. Дать сравнительную оценку талей двух разных типов по мощности двигателей механизма подъема, по скорости набегающей ветви тягового рабочего органа, по передаточному числу редуктора.

Контрольные вопросы к работе № 2.4

1. Какие детали составляют механизм подъема груза талей грузоподъемностью $Q=0,5 \text{ т}$ ВО93М (производства Болгарии) и $Q=0,5 \text{ т}$ типа ТЭ050 – 71120 (отечественного производства)?

2. Калибр цепи (диаметр проволоки)?

3. Шаг цепи. Дать схему цепи с указанием шага.

4. Диаметр троса.

5. Число зубьев грузовой звездочки?

6. Диаметр барабана тали?

7. Назначение конечного выключателя?

8. Как определить окружную скорость барабана (звездочки)?

9. Как связаны кинематические параметры $n_{\bar{o}}$ ($n_{3\bar{o}}$) со скоростью подъема груза?

10. Передаточное число редуктора механизма подъема талей типа ТЭ и ВО.

11. Грузовой момент на валу барабана (звездочки) – $T_{\bar{o}}$ ($T_{3\bar{o}}$).

12. Тормозной момент, приведенный к быстроходному валу

$$T_{T1} = \frac{T_{\bar{o}} \cdot \eta_{\text{мех}}}{u}.$$

13. Тормозной момент, развиваемый тормозом $T_T = K_T \cdot T_{T1}$.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ХОДОВОГО МЕХАНИЗМА ЭЛЕКТРОТАЛИ ТИПА Т-10432 ПРОИЗВОДСТВА «БАЛКАНКАР» - БОЛГАРИЯ В ПЕРИОД РАЗГОНА

Цель работы: Определить кинематические и силовые параметры, исследовать динамические характеристики механизма передвижения электротали Т10432 для периода неустановившегося движения. Провести кинематический анализ механизма передвижения в составе грузоподъемной машины при ограниченном числе исходных данных и снятием отдельных характеристик (диаметра ходовых колес, передаточного числа привода и др.).

Объект исследования: ходовая тележка и др. узлы тали (рис. 48).

Таблица 22 – Паспортная характеристика электрической тали Т 10432

Грузоподъемность	$Q=2 \text{ т}$
Высота подъема	$H=12 \text{ м}$
Скорость подъема	$v_{zp}=8 \text{ м/мин}$, при ПВ=25%
Мощность двигателя механизма подъема	$P_{дв}=3 \text{ кВт}$
Диаметр каната	$d_k=11 \text{ мм}$;
Масса электротали	$m=0,31 \text{ т}$
Скорость передвижения	$v_m=20 \text{ м/мин}$, при ПВ=40%

Условия работы электротали

Электроталь работает в закрытом помещении, рельсовый путь строго горизонтален.

Устройство имеет некоторую аналогию с конструкцией тали типа ТЭ 050, изображенной на рисунке 47. Особенность конструкции состоит в том, что здесь использован в качестве привода электродвигатель со встроенным коническим тормозом

2, замыкаемым пружиной 6.

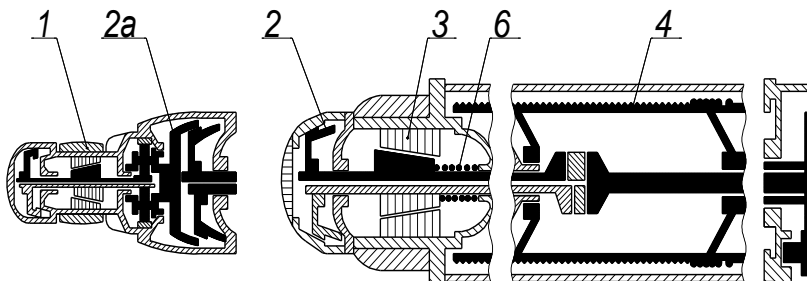


Рис. 47. Схема электротали с коническим тормозом и дополнительным микродвигателем

На рисунке 47 зачерненное положение соответствует заторможенному состоянию механизма подъема; заштрихованное положение – расторможенному состоянию, когда двигатель включен и его ротор втянут магнитным полем во внутрь статора.

Для работы с малыми посадочными («ползучими») скоростями при выполнении высокоточных ремонтно-монтажных операций, электроталь оборудуется дополнительным микродвигателем 1 со своим тормозом 2а и дополнительным редуктором.

Подъем и опускание груза осуществляется основным электродвигателем 3 через зубчатый редуктор 5, вращением грузового барабана 4.

Кинематическая схема ходовой тележки электротали изображена на рисунке 48.

Ходовые колеса 1 приводятся в движение двигателем 2 через одноступенчатый зубчатый редуктор 3 и открытую зубчатую передачу 4.

Электроталь крепится к ходовой тележке осями 5. Поступательное движение осуществляется по двутавру № 24. Колеса расположены вертикально, обод колеса выполнен коническим, обеспечивая линейный контакт с полками двутавра. Для устойчивого движения по монорельсу колеса снабжены ребордами.

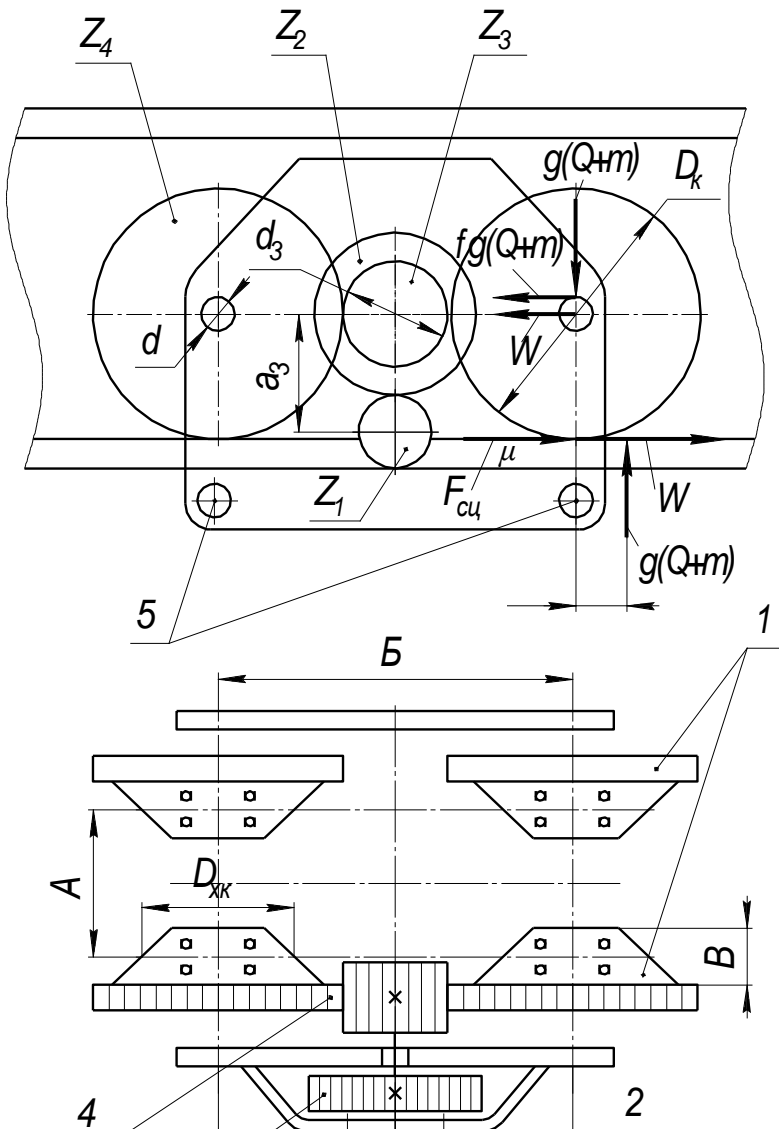


Рис. 48. Схема механизма передвижения электротали

Содержание лабораторной работы

Измерить и сформировать исходные данные для определения величины сопротивления передвижению, мощности двигателя и частоты его вращения, достаточности сил сцепления приводных колес с рельсом для движения с места без пробуксовки.

1. Определение сопротивления передвижению

$$W = g \cdot 10^3 \cdot (Q + m) \cdot \left(\frac{2 \cdot \mu + f \cdot d}{D_{\kappa}} \right) \cdot \beta \quad \text{Н},$$

где $\mu=0,3 \dots 1,0$ мм – коэффициент трения качения, меньшее значение соответствует диаметрам колес до $D = 300$ мм;

$f=0,01 \dots 0,02$ – коэффициент трения для подшипников качения;

$g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

d – диаметр цапфы, мм;

D_{κ} – диаметр ходового колеса, мм;

β – коэффициент, учитывающий сопротивление от трения реборд с рельсом, для конических колес с односторонним приводом $\beta=2,5 - 3,0$.

2. Момент сопротивления передвижению

$$M = W \cdot \frac{D_{\kappa}}{2}.$$

$$M = g \cdot 10^3 \cdot (Q + m) \cdot \left(\mu + \frac{f \cdot d}{2} \right) \cdot \beta \quad \text{Нм}.$$

3. Угловая скорость колеса

$$\omega = \frac{2 \cdot v_m \cdot 10^3}{60 \cdot D_{\kappa}} \quad \text{с}^{-1},$$

где v_m – скорость передвижения электротали, м/мин.

4. Частота вращения колеса

$$n_{\kappa} = \frac{v_m \cdot 10^3}{\pi \cdot D_{\kappa}} \text{ мин}^{-1},$$

5. Мощность двигателя механизма передвижения

$$P = \frac{W \cdot v_m}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{np}} = \frac{M \cdot \omega}{1000 \cdot \eta_{np}} = \frac{M \cdot \pi \cdot n_{\kappa}}{1000 \cdot 30 \cdot \eta_{np}},$$

где η_{np} – КПД привода;
 ω – угловая скорость колеса, c^{-1} .

$$\eta_{np} = \eta_{zn} \cdot \eta_{on}^2,$$

η_{zn} – КПД закрытой передачи, $\eta_{zn}=0,95$;

η_{on} – КПД открытой зубчатой передачи, $\eta_{on}=0,95$.

6. Частота вращения двигателя

$$n_{\text{дв}} = n_{\kappa} \cdot u_{\text{общ}},$$

где n_{κ} – частота вращения колеса, мин^{-1} ;
 $u_{\text{общ}}$ – передаточное число механизма передвижения.

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{он}} \cdot u_{\text{зн}},$$

где $u_{\text{он}}$ – передаточное число открытой передачи;
 $u_{\text{зн}}$ – передаточное число закрытой передачи.

$$u_{\text{общ}} = \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_2}{Z_1},$$

$$n_{\text{дв}} = n_{\kappa} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Указание: принять $Z_1=20$.

7. Проверка достаточности сцепления ведущих (приводных)

колес с рельсом для движения с места без пробуксовки

Пробуксовку следует ожидать при движении без груза, когда сцепной вес электротали минимален.

Для отсутствия пробуксовки должно быть соблюдено следующее условие:

$$F_{сц} = \Delta G \cdot \varphi = g \cdot m \cdot \frac{Z_6 \cdot b}{Z} \cdot \varphi > W - W_{np} + W_{ин},$$

где Z_6 – число ведущих колес;

Z – общее количество колес;

φ – коэффициент сцепления колеса с рельсом, $\varphi=0,12\dots0,17$ меньшая величина при работе на открытом воздухе;

W_{np} – сопротивление в подшипниках (цапфах) приводных колес, которое является внутренним сопротивлением и не оказывает влияния на надежность сцепления колес с рельсом:

$$W_{np} = \frac{\Delta G \cdot f \cdot d}{D} = g \cdot m \cdot 10^3 \cdot \frac{Z_6}{Z} \cdot \frac{f \cdot d}{D} \quad H,$$

где $W_{ин}$ – сила сопротивления от инерции поступательно движущихся масс, H .

$$W_{ин} = m \cdot a,$$

где m – масса электротали, кг.

a – ускорение, m/c^2 .

Для инженерных расчетов петля разгона с достаточной точностью может быть заменена прямой линией и тогда ускорение можно принять равным:

$$a = \frac{v_m}{t_p} \quad m/c^2,$$

где t_p – время разгона, с.

Время разгона $t_p=2\dots3$ с.

Следовательно,

$$W_{ин} = m \cdot \frac{v_m}{60 \cdot t_p},$$

где m – масса электротали, кг.

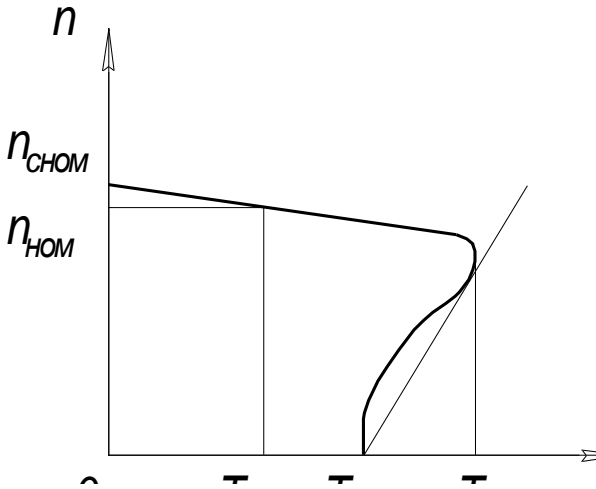


Рис. 49. Характеристика асинхронного короткозамкнутого электродвигателя

Таким образом, условие отсутствия пробуксовки будет выглядеть следующим образом

$$g \cdot m \frac{Z_6}{Z} \cdot \varphi > g \cdot m \left(\frac{2 \cdot \mu + f \cdot d}{D} \right) \cdot \beta - \frac{Z_6}{Z} \cdot g \cdot m \cdot \frac{f \cdot d}{D} + m \cdot \frac{v_m}{60 \cdot t_p}.$$

Сделать выводы.

Контрольные вопросы к работе № 2.5

1. Какая кинематика механизма передвижения тали?
2. Сколько ходовых колес имеет тележка?
3. Сколько приводных колес в конструкции исследуемой

тележки?

4. Какой вал привода механизма передвижения является ведущим?

5. Какой элемент передачи служит тихоходным (выходным) валом?

6. Что из себя представляет быстроходная ступень привода?

7. Какой вид имеет тихоходная ступень привода?

8. На какое число ходовых колес подается вращающий момент?

9. Как учитывается число приводных колес в расчетной формуле по проверке достаточности сцепления?

10. Почему проверка достаточности сцепления проводится для тележки в отсутствии веса груза?

11. Как изменится условие сцепления колес с рельсом при наличии одного приводного колеса?

12. Как изменится сцепление тележки с рельсом при подводе вращающего момента на все ходовые колеса?

ЛИТЕРАТУРА

1. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций / Под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1987. – 122с.

2. Подъемно-транспортные машины / Под ред. М.Н. Ерохина и С.П. Казанцева. – М.: КолосС, 2010. – 335 с.

3. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Никитин В.В. Расчет деталей и механизмов подъемно-транспортных машин с элементами САПР. – Брянск: Издательство БГСХА, 2013. – 131 с.

4. Резьбы. – М.: Издательство стандартов. 1985. – 359 с.

5. Васильев В.В. и др. Справочные таблицы по деталям машин. т.2. – М.: Машиностроение, 1966. – 600 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Лабораторная работа 1.1. Исследование параметров цилиндрического редуктора.....	4
Лабораторная работа 1.2. Исследование параметров конического редуктора.....	13
Лабораторная работа 1.3. Исследование параметров червячного редуктора.....	21
Лабораторная работа 1.4. Исследование осей и валов.....	32
Лабораторная работа 1.5. Исследование подшипников качения.....	41
Лабораторная работа 1.6. Исследование постоянных соединительных муфт для валов.....	50
Лабораторная работа 1.7. Исследование конической фрикционной муфты и дискового спускного тормоза.....	59
Лабораторная работа 1.8. Исследование шпоночных соединений.....	69
Лабораторная работа 1.9. Исследование резьбовых соединений.....	76
Лабораторная работа 2.1. Исследование основных деталей механизмов подъема.....	85
Лабораторная работа 2.2. Исследование деталей крюковой подвески и крепления каната на барабане.....	95
Лабораторная работа 2.3. Устройство и регулировки колодочного тормоза.....	103
Лабораторная работа 2.4. Сравнительное исследование силовых и кинематических параметров механизмов талей с грузовой цепью и канатом.....	114
Лабораторная работа 2.5. Определение технических характеристик механизма передвижения и исследование динамики ходового механизма электротали типа Т-10432 производства «Балканкар» - Болгария в период разгона...	124
Литература.....	131