

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ  
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

Детали машин и основы конструирования

**Направление подготовки (специальность) 35.03.06 «Агроинженерия»**

**Профиль образовательной программы Технический сервис в АПК**

**Форма обучения заочная**

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>1. Конспект лекций.....</b>	<b>3</b>
<b>1.1 Лекция № 1 Введение. Общие сведения о деталях машин. Прямозубые цилиндрические передачи .....</b>	<b>3</b>
<b>1.2 Лекция № 2 Косозубые цилиндрические передачи. Конические передачи .....</b>	<b>4</b>
<b>1.3 Лекция № 3Червячные передачи. Планетарные передачи.....</b>	<b>7</b>
<b>1.4 Лекция № 4Ремённые передачи. Цепные передачи.....</b>	<b>10</b>
<b>1.5 Лекция № 5Введение в курс ПТМ. Грузозахватные приспособления .....</b>	<b>26</b>
<b>1.6 Лекция № 6Грузоподъемные машины.....</b>	<b>32</b>
<b>1.7 Лекция № 7Элементы грузовых и тяговых устройств.</b>	
Механизмы подъема груза.....	43
<b>1.8 Лекция № 8Механизмы передвижения и поворота кранов.....</b>	<b>59</b>
<b>2. Методические указания по выполнению лабораторных работ .....</b>	<b>69</b>
<b>2.1   Лабораторная работа № ЛР-1 Определение параметров цилиндрического зубчатого редуктора.....</b>	<b>69</b>
<b>2.2 Лабораторная работа № ЛР-2 Определение коэффициента полезного действия червячного редуктора.....</b>	<b>74</b>
<b>2.3 Лабораторная работа № ЛР-3 Испытание клиноремённой передачи .....</b>	<b>78</b>
<b>2.4   Лабораторная работа № ЛР-4Определение приведённого коэффициента трения в подшипниках качения.....</b>	<b>82</b>
<b>2.5 Лабораторная работа № ЛР-5 Исследование полиспаста.....</b>	<b>85</b>
<b>2.6 Лабораторная работа № ЛР-6 Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки.....</b>	<b>87</b>
<b>2.7 Лабораторная работа № ЛР-7 Испытание клеммовых соединений .....</b>	<b>90</b>
<b>2.8 Лабораторная работа № ЛР-8Испытание болтового соединения, работающего на сдвиг .....</b>	<b>93</b>

# 1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

## 1. 1 Лекция № 1 (2 часа).

Тема: «Введение. Общие сведения о деталях машин. Прямозубые цилиндрические передачи»

### 1.1.1 Вопросы лекции:

1. Предмет курса детали машин и основы конструирования.
2. Роль машин в повышении производительности труда. Краткий исторический обзор. Роль отечественных механизмов и ученых.
3. Определение понятий: деталь, сборочная единица.
4. Классификация механических передач.
5. Геометрия и кинематика эвольвентных зубчатых передач.
6. Расчёт прямозубых цилиндрических передач на прочность

### 1.1.2 Краткое содержание вопросов:

1. Предмет курса детали машин и основы конструирования.

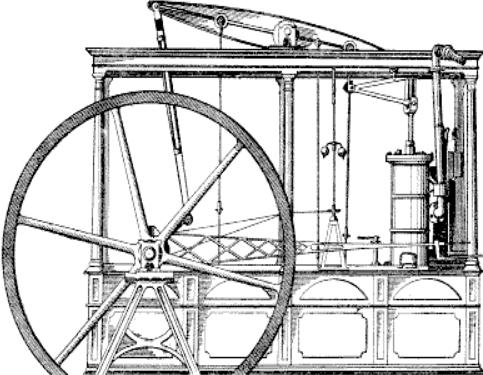
Современное общество отличается от первобытного использованием машин.

Применение предметов, усиливающих возможности рук (палки, камни), и особенно освоение дополнительных источников энергии (костёр, лошадь) не только позволило человечеству выжить, но и обеспечило в дальнейшем победу над превосходящими силами природы.

Жизнь людей, даже самых отсталых племён, теперь немыслима без различных механических устройств и приспособлений (*греч. "механа" – хитрость*).

И хотя различные механические хитрости использовались уже в древнем Египте

*ПАРОВАЯ МАШИНА УАТТА 1774 г.*



при строительстве пирамид, всерьёз говорить о применении машин можно лишь с эпохи промышленной революции XVIII века, когда изобретение паровой машины дало гигантский технологический рывок и сформировало современный мир в его нынешнем виде. Здесь важен энергетический аспект проблемы.

С тех же пор наметились основные закономерности устройства и функционирования механизмов и машин, сложились наиболее рациональные и удобные формы их составных частей - деталей. В процессе механизации производства и

транспорта, по мере увеличения нагрузок и сложности конструкций, возросла потребность не только в интуитивном, но и в научном подходе к созданию и эксплуатации машин.

В ведущих университетах Запада уже с 30-х годов XIX века, а в Санкт-Петербургском университете с 1892 года читается самостоятельный курс "Детали Машин". Без этого курса теперь невозможна подготовка инженера-механика любой специальности.

2. Роль машин в повышении производительности труда. Краткий исторический обзор. Роль отечественных ученых.

Исторически сложившиеся в мире системы подготовки инженеров при всех национальных и отраслевых различиях имеют единую четырёхступенчатую структуру:

1. На младших курсах изучаются ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ НАУКИ, которые представляют собой системы знаний о наиболее общих законах и принципах нашего

мира. Это - Физика, Химия, Математика, Информатика, Теоретическая механика, Философия, Политология, Психология, Экономика, История и т.п.

2. Далее изучаются ПРИКЛАДНЫЕ НАУКИ, которые изучают действие фундаментальных законов природы в частных областях жизни, таковыми являются Техническая термодинамика, Теория прочности, Материаловедение, Сопротивление материалов, Теория механизмов и машин, Прикладная механика, Вычислительная техника и т.п.
3. На старших курсах (3-й и выше) студенты приступают к изучению ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН, таких как НАШ КУРС, а также "Основы стандартизации", "Технология обработки материалов" и т.п.; отраслевые различия здесь ещё сравнительно невелики.
4. Обучение завершается освоением СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН, которые и составляют квалификацию инженера соответствующей специальности.

При этом подлинно высококвалифицированным специалистом, способным решать конкретные инженерно-технические проблемы становится лишь тот, кто усвоит взаимосвязь и преемственность между фундаментальными, прикладными, общетехническими и специальными знаниями.

### 3. Определение понятий: деталь, сборочная единица.

Расположим понятия по степени сложности.

**ДЕТАЛЬ** – (*франц. detail – кусочек*) – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

**ЗВЕНО** – группа деталей, образующая подвижную или неподвижную относительно друг друга механическую систему тел.

**СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА** – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

**УЗЕЛ** – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

**МЕХАНИЗМ** – система деталей, предназначенная для передачи и преобразования движения.

**АППАРАТ** – (*лат. apparatus – часть*) прибор, техническое устройство, приспособление, обычно некая автономно-функциональная часть более сложной системы.

**АГРЕГАТ** – (*лат. aggrego – присоединять*) унифицированный функциональный узел, обладающий полной взаимозаменяемостью.

**МАШИНА** – (*греч. "махина"* – огромная, грозная) система деталей, совершающая механическое движение для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения труда. Машина характерна наличием источника энергии и требует присутствия оператора для своего управления. Проницательный немецкий экономист К. Маркс заметил, что всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

**АВТОМАТ** – (*греч. "аутомотос" – самодвижущийся*) машина, работающая по заданной программе без оператора.

**РОБОТ** – (*чешск. robot – работник*) машина, имеющая систему управления, позволяющую ей самостоятельно принимать исполнительские решения в заданном диапазоне.

### 4. Классификация механических передач.

Передачи по принципу работы разделяются на:

- ➔ Передачи **зацеплением**:
  - ➔ с непосредственным контактом (зубчатые и червячные);
  - ➔ с гибкой связью (цепные, зубчато-ременные).
- ➔ Передачи **трением** (**сцеплением** трещущихся поверхностей):
  - ➔ с непосредственным контактом поверхностей (фрикционные);

- с гибкой связью (ременные).

## ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Передают движение с помощью последовательно зацепляющихся зубьев.

### ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между параллельными валами.

Прямозубые колёса (около 70%) применяют при невысоких и средних скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики, в планетарных, открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колёс.

#### ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ



Косозубые колёса (более 30%) имеют большую плавность хода и применяются для ответственных механизмов при средних и высоких скоростях.

Шевронные колёса имеют достоинства косозубых колёс плюс уравновешенные осевые силы и используются в высоконагруженных передачах.

Колёса внутреннего зацепления вращаются в одинаковых направлениях и применяются обычно в планетарных передачах.

Выбор параметров цилиндрических зубчатых передач обусловлен конструктивными и технологическими условиями.

Передаточное отношение  $U$  определяется соотношением угловых скоростей ( $\omega$ ) или частот вращения ( $n$ ) ведомого и ведущего колёс  $U = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$ .

Здесь и далее индексы 1 и 2 расставлены в порядке передачи механической энергии 1 - ведущее (шестерня), 2 - ведомое (колесо). Учитывая, что в зацепление входят колёса с одинаковым модулем (ГОСТ 9563-60), можно задавшись числом зубьев шестерни  $Z_1$  найти число зубьев колеса

$$Z_2 = U \cdot Z_1.$$

Передаточное число  $U$  ограничено габаритами зубчатой передачи.

Его рекомендуется принимать в диапазоне от 2 до 6. Нормальный ряд значений  $U$  стандартизирован в ГОСТ 2185-66.

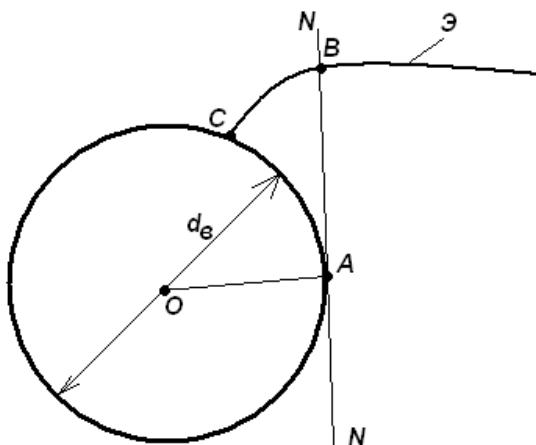
Ширина колеса задаётся обычно коэффициентом ширины  $\Psi_d = b / A_w$ , где  $b$  – ширина венца;  $A_w$  – межосевое расстояние (ГОСТ 2185-66).

#### 5. Геометрия и кинематика эвольвентных зубчатых передач.

При работе зубчатой передачи зубья шестерни входят во впадины зубьев колеса и давят боковой (рабочей) поверхностью на них. Линии контакта при вращении колес перемещаются от вершины к ножке зуба, при этом передаточное число должно оставаться постоянным в любой точке касания. Из множества профилей, удовлетворяющих этому требованию, наиболее распространены эвольвентные, которые просты и удобны в изготовлении. Профили зуба эвольвентного зацепления образуются двумя симметричными эвольвентами.

Эвольвентой называется кривая, которую описывает какая-либо точка, лежащая на прямой линии, перекатываемой по окружности без скольжения.

Перекатываемая прямая называется производящей прямой, а окружность, по которой перекатывается производящая прямая, - основной окружностью. Точка пересечения производящей прямой  $NN$  и линии центров называется полюсом зацепления. При  $\mu = \text{const}$  полюс неподвижен.



$d_e$  – диаметр основной окружности;  $NN$  – производящая прямая.

Единственный параметр эвольвенты, определяющий ее форму, – диаметр основной окружности  $d_e$ . С ростом  $d_e$  эвольвента становится более пологой и при  $d_e \rightarrow \infty$  обращается в прямую линию. Поэтому профиль зуба рейки прямолинейный.

Профиль зуба по эвольвенте расположен вне основной окружности. Радиус кривизны эвольвенты в любой ее точке равен длине дуги  $CA=AB$ , центр кривизны эвольвенты всегда лежит на основной окружности (в точке  $A$ ).

Образующая прямая  $NN$  нормальна к эвольвенте в любой точке (любая нормаль к эвольвенте является касательной к основной окружности).

#### Геометрические параметры эвольвентного зацепления

Геометрические термины, определения и обозначения зубчатых цилиндрических передач установлены по ГОСТ 16531-70.

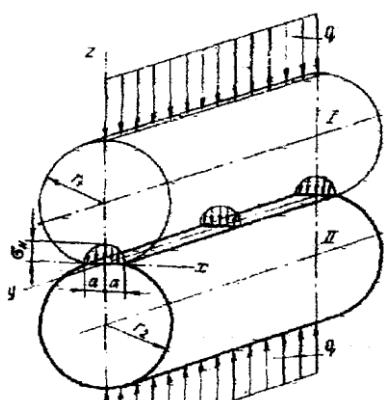
#### Критерии расчёта эвольвентных зубьев

Поскольку колёса в зацеплении взаимодействуют своими зубьями, то весьма часто в эксплуатации наблюдаются различные повреждения их рабочих поверхностей.

#### 6. Расчёт прямозубых цилиндрических передач на прочность

Расчёт зубьев на контактную выносливость

##### СЖАТИЕ ЦИЛИНДРОВ



Аналитическими методами теории прочности можно получить точное решение для вычисления напряжений в контакте двух эвольвентных профилей. Однако это слишком усложнит задачу, поэтому на малой площадке контакта геометрия эвольвентных профилей корректно подменяется контактом двух цилиндров. Для этого случая используют формулу Герца-Беляева:

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{E_{np}q_n}{2\pi(1-\nu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H^E.$$

Здесь  $E_{np}$  – приведённый модуль упругости материалов

шестерни и колеса

$$E_{np} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2),$$

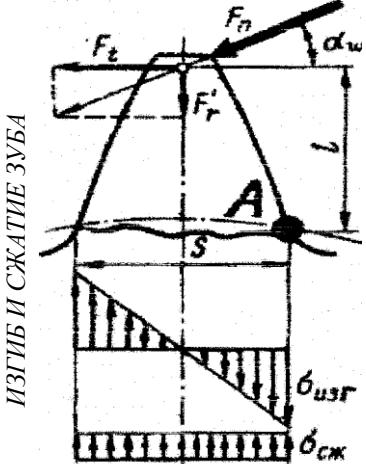
$\rho_{np}$  – приведённый радиус кривизны зубьев

$$1/\rho_{np} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \rho_{1,2} = 0,5 d_{w1,2} \sin \alpha_w,$$

$\nu$  - коэффициент Пуассона,  $q_n$  - удельная погонная нормальная нагрузка,  $[\sigma]_H^E$  - допускаемые контактные напряжения с учётом фактических условий работы.

Расчёт зубьев на контактную выносливость для закрытых передач (длительно работают на постоянных режимах без перегрузок) выполняют как проектировочный. В расчёте задаются передаточным отношением, которое зависит от делительных диаметров и определяют **межосевое расстояние**  $A_w$  (или модуль  $m$ ), а через него и все геометрические параметры зубьев. Для открытых передач контактные дефекты не характерны и этот расчёт выполняют, как проверочный, вычисляя контактные напряжения и сравнивая их с допускаемыми.

### Расчёт зубьев на изгиб



Зуб представляют как консольную балку переменного сечения, нагруженную окружной и радиальной силами (изгибом от осевой силы пренебрегают). При этом окружная сила стремится изогнуть зуб, вызывая максимальные напряжения изгиба в опасном корневом сечении, а радиальная сила сжимает зуб, немного облегчая его напряжённое состояние.

$\sigma_A$  = сизг А - сжатия А.

Напряжения сжатия вычитаются из напряжений изгиба. Учитывая, что напряжения изгиба в консольной балке равны частному от деления изгибающего момента Мизг на момент сопротивления корневого сечения зуба  $W$ , а напряжения сжатия это сила  $F_r$ , делённая на площадь корневого сечения зуба, получаем:

$$\sigma_A = \frac{M_{izg}}{W} - \frac{F_r}{bS} = \frac{F_t}{b} \left( \frac{6l}{S^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{S} \right) \frac{m}{m} = \frac{F_t}{bm} Y_H$$

Здесь  $b$  – ширина зуба,  $m$  – модуль зацепления,  $Y_H$  – коэффициент прочности зуба. Иногда используют понятие коэффициента формы зуба  $Y_{FH} = 1 / Y_H$ .

Таким образом, получаем в окончательном виде условие прочности зуба на изгиб :  $\sigma_A = q_n Y_H / m \leq [\sigma]FE$ . Полученное уравнение решают, задавшись свойствами выбранного материала.

Допускаемые напряжения на изгиб (индекс F) и контактные (индекс H) зависят от свойств материала, направления приложенной нагрузки и числа циклов наработки передачи  $[\sigma]FE = [\sigma]F KF KFC / SF; [\sigma]HE = [\sigma]H KH / SH$ .

Здесь  $[\sigma]F$  и  $[\sigma]H$  – соответственно пределы изгибной и контактной выносливости;  $SF$  и  $SH$  – коэффициенты безопасности, зависящие от термообработки материалов;  $KFC$  учитывает влияние двухстороннего приложения нагрузки для реверсивных передач;  $KH$  - коэффициенты долговечности, зависящие от соотношения фактического и базового числа циклов наработки. Фактическое число циклов наработки находится произведением частоты вращения колеса и срока его службы в минутах. Базовые числа циклов напряжений зависят от материала и термообработки зубьев.

Расчёт зубьев на изгиб для открытых передач (работают на неравномерных режимах с перегрузками) выполняют, как проектировочный. В расчёте задаются прочностными характеристиками материала и определяют модуль  $m$ , а через него и все геометрические параметры зубьев. Для закрытых передач излом зуба не характерен и этот расчёт выполняют, как проверочный, сравнивая изгибные напряжения с допускаемыми.

## 1.2 Лекция № 2 (2 часа).

Тема: «Косозубые цилиндрические передачи. Конические передачи»

### 1.2.1 Вопросы лекции:

1. Понятие об эквивалентном колесе.
2. Виды повреждений зубчатых колёс.
3. Общие сведения о конических передачах.
4. Геометрия конических передач.
5. Понятие об эквивалентном колесе.

### 1.2.2 Краткое содержание вопросов:

1. Понятие об эквивалентном колесе.

#### Особенности расчета косозубых колес

Вследствие наклонного расположения зубьев в косозубом зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб. Наклонное расположение зубьев увеличивает их прочность и жесткость на изгиб. Зубья входят в зацепление постепенно, что уменьшает динамические нагрузки. Все эти особенности учтены трудно, поэтому при расчёте на прочность косозубые передачи заменяют на эквивалентные прямозубые передачи, а в формулы вводят поправочные коэффициенты, учитывающие особенности этой передачи.

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_E \cdot \frac{K_{F\beta} \cdot K_{Fa} \cdot K_{FV} \cdot F_t}{\sigma \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба, который выбирают по эквивалентному числу зубьев

$$Z_v = z / \cos^3 \beta;$$

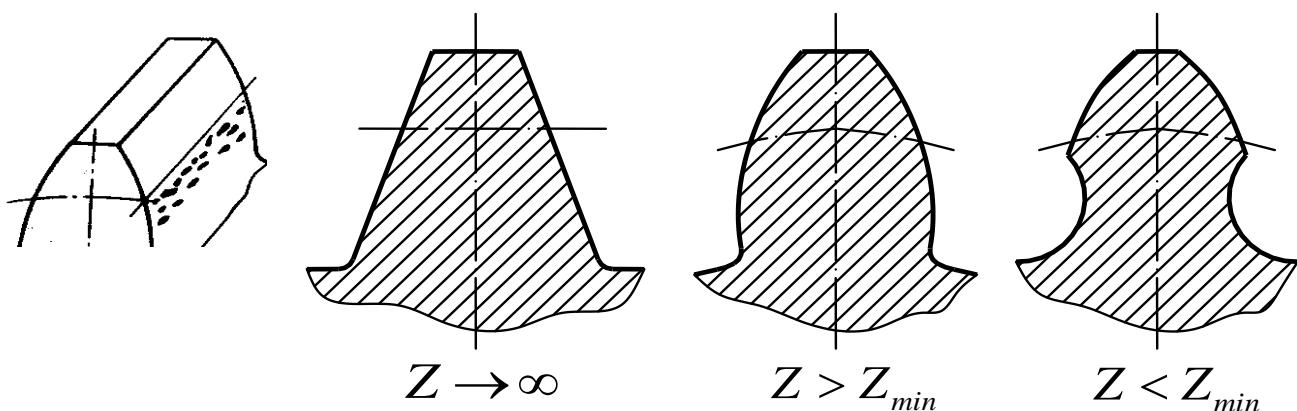
$Y^\beta$  – коэффициент, учитывающий повышенную прочность косого зуба на изгиб  $Y^\beta = 1 - \beta^\circ / 140 \geq 0,7$ ;

$Y \mathcal{E} = 1 / \mathcal{E}_\alpha$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

$\mathcal{E}_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия;

$K_{Fa}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

*Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба*



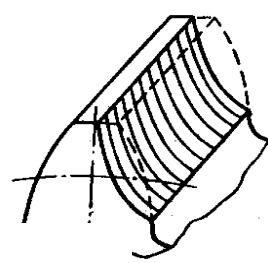
## 2. Виды повреждений зубчатых колёс.

**Усталостное выкрашивание** является наиболее серьёзным и распространённым дефектом поверхности зубьев даже для закрытых хорошо смазываемых и защищённых от загрязнения передач.

На рабочих поверхностях появляются небольшие углубления, которые затем превращаются в раковины. Выкрашивание носит усталостный характер и вызвано контактными напряжениями, которые изменяются по отнулевому пульсирующему циклу. Выкрашивание приводит к повышению контактного давления и нарушению работы передачи. В открытых передачах поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины, поэтому выкрашивание появляется весьма редко.

Для предупреждения выкрашивания необходимо повышать твёрдость материала термообработкой либо повышать степень точности передачи, а также правильно назначать размеры из расчёта на усталость по контактным напряжениям.

**Абразивный износ** является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. Это, в первую очередь, открытые передачи, а также закрытые, но находящиеся в засорённой среде: в горных, дорожных, строительных, транспортных машинах. У изношенных передач повышаются зазоры в зацеплении и, как следствие, усиливаются шум, вибрация, динамические перегрузки; искажается форма зуба; уменьшаются размеры поперечного сечения, а значит и прочность зуба. Основные меры предупреждения износа – повышение твёрдости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел. В расчёте на контактную выносливость абразивный износ учитывается занижением допускаемых контактных напряжений.



**Заедание** происходит в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте контакта зубьев возникает повышенная температура, приводящая к молекулярному сцеплению металла с последующим отрывом. Вырванные частицы затем царапают трущиеся поверхности.

Обычно заедания происходят вследствие выдавливания масляной плёнки между зубьев при совместном действии высоких давлений и скоростей.

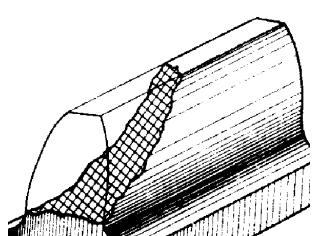
Меры предупреждения здесь те же, что и при абразивном износе. Рекомендуется также фланкирование зубьев, правильный выбор сорта масла и его охлаждение.

Другой, реже встречающийся, но не менее опасный вид поломок – **излом зуба**. Такая поломка связана с напряжениями изгиба, также имеющими отнулевой пульсирующий характер. Излом зуба может привести к весьма тяжким последствиям вплоть до разрушения валов и подшипников, а иногда и всего механизма. Для предупреждения излома проводится расчёт зуба по напряжениям изгиба. Такой расчёт для закрытых передач выполняется в качестве проверочного после расчёта на контактные напряжения. Для открытых передач, где высока вероятность случайных перегрузок, этот расчёт выполняется как проектировочный.

Усталостное выкрашивание, абразивный износ и заедание обусловлены **поверхностной прочностью**, а излом – **объёмной прочностью** зубьев.

Поскольку поверхностные повреждения – главный вид поломок для закрытых передач, то

расчёт на контактную выносливость выполняют в качестве проектировочного; расчёт на изгиб – в качестве проверочного. Для открытых передач всё наоборот, т.к. режим работы временный или даже разовый, а перегрузки значительные.

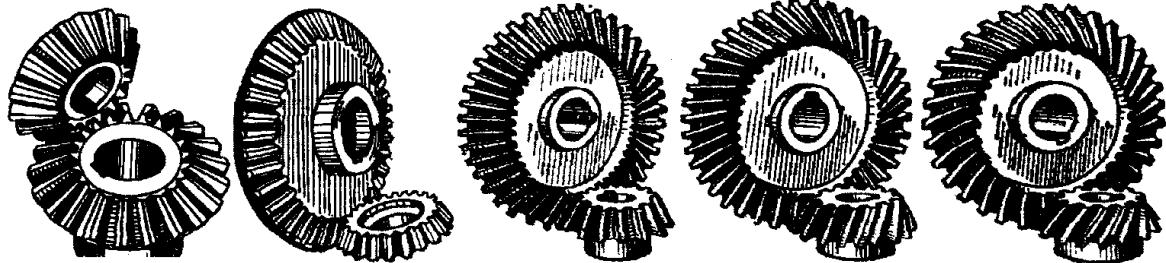


## 3. Общие сведения о конических передачах. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между валами с пересекающимися осями (чаще всего под углом  $90^\circ$ ). Их зубья бывают прямыми, косыми, круговыми и обычно имеют эвольвентный профиль.

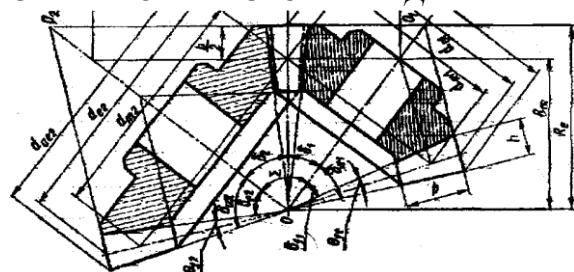
И хотя, конические колёса сложнее цилиндрических как по своей геометрии, так и в изготовлении, принципы силового взаимодействия, условия работы, а следовательно, и

### КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ



методика расчёта аналогичны цилиндрическим.

#### СХЕМА КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ



Здесь мы рассмотрим только отличительные особенности расчёта конических колёс.

Сначала конструктор выбирает внешний окружной модуль  $m_{te}$ , из которого рассчитывается вся геометрия зацепления, в частности, нормальный модуль в середине зуба  $m_{nm} = m_{te}(1 - 0,5 b/R_e)$ ,

где  $R_e$  – внешнее конусное расстояние.

Силы в конической передаче действуют аналогично цилиндрической, однако следует помнить, что из-за перпендикулярности осей радиальная сила на шестерне аналогична осевой силе для колеса и наоборот, а окружная сила при переходе от шестерни к колесу только меняет знак

$$\bar{F}_{r1} = -\bar{F}_{a2}; \quad \bar{F}_{r2} = \bar{F}_{a1}; \quad \bar{F}_{t1} = -\bar{F}_{t2}.$$

Прочностные расчёты конических колёс проводят аналогично цилиндрическим, по той же методике. Из условия контактной выносливости определяют внешний делительный диаметр  $d_{we}$ , из условия прочности на изгиб находят нормальный модуль в середине зуба  $m_{nm}$ . При этом в расчёт принимаются воображаемые **эквивалентные** колёса с числами зубьев  $Z_{e1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$  и диаметры  $d_{e1,2} = m_{te} Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$ . Здесь  $Z_1, Z_2$  – фактические числа зубьев конических колёс. При этом числа  $Z_{e1,2}$  могут быть дробными.

В эквивалентных цилиндрических колёсах [32] диаметр начальной окружности и модуль соответствуют среднему сечению конического зуба, вместо межосевого расстояния берётся среднее конусное расстояние [45], а профили эквивалентных зубьев получают разверткой дополнительного конуса на плоскость.

#### 4. Геометрические расчёты конических передач.

Внешний окружной модуль  $m_e = d_{e2}/Z_2$ .

Угол делительного конуса колеса  $\delta_2 = \arctg u$ .

Угол делительного конуса шестерни  $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$ .

Внешний делительный диаметр шестерни  $d_{e1} = m_{e1} \times Z_1$ .

Внешнее конусное расстояние  $R_e = 0,5 d_{e2} / \sin \delta_2$ .

Ширина зубчатого венца  $b = \Psi_{eRe} \times R_e$ .

Среднее конусное расстояние  $R = R_e - 0,5 b$ .

Средний окружной модуль  $m = m_e R / R_e$ .

Средний делительный диаметр шестерни  $d_1 = m \times Z_1$ .

Средний делительный диаметр колеса  $d_2 = m \times Z_2$ .

Внешняя высота зуба  $h_e = 2,2 \times m_e$ .

Внешняя высота головки зуба  $h_{ae} = m_e$ .

Внешняя высота ножки зуба  $h_{fe} = 1,2 \times m_e$ .

Угол ножки зуба  $\theta_f = \arctan(h_{fe}/R_e)$ .

Угол головки зуба  $\theta_d = \theta_f$ .

Внешний диаметр вершин зубьев шестерни  $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \times \cos \delta_1$ .

Внешний диаметр вершин зубьев колеса  $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \times \cos \delta_2$ .

## 5. Понятие об эквивалентном колесе.

В прямозубой передаче профиль зубьев конического колеса на среднем дополнительном конусе близок к профилю зубьев цилиндрического колеса с делительным диаметром  $d_v$  и числом зубьев  $Z_v$ .

Делительный диаметр:  $d_v = m_n Z_v$

Между делительными диаметрами существует связь:  $d_v = d_m / \cos \delta = m_n Z / \cos \delta$

Из равенства  $m_n Z_v = m_n Z / \cos \delta$  следует зависимость для определения эквивалентного числа зубьев:  $Z_v = Z / \cos \delta$

т.е. фактическое коническое прямозубое колесо с числом зубьев  $Z$  можно в прочностных расчетах заменить на цилиндрическое с числом зубьев  $Z_v$ .

Для передачи с круговым зубом профили зубьев конического колеса в нормальном сечении близки профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса. Эквивалентное число зубьев  $Z_{vn}$  получают двойным приведением: конического колеса к цилиндрическому и кругового зуба к прямому зубу:  $Z_{vn} = Z / (\cos \delta \cos^3 \beta_n)$

## 1.3 Лекция № 3 (2 часа).

Тема: «Червячные передачи. Планетарные передачи»

### 1.3.1 Вопросы лекции:

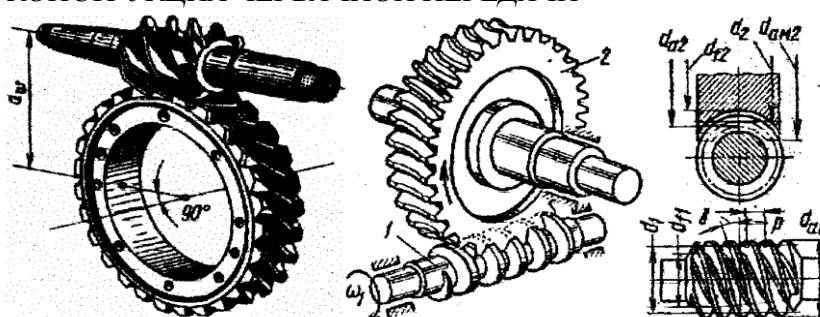
1. Общие сведения о червячных передачах.
2. Геометрия некорректированных червячных передач.
3. Скорость скольжения в червячной передаче.
4. Общие сведения о планетарных передачах.
5. Расчет планетарных передач на прочность.
6. Требования сборки.

### 1.3.2 Краткое содержание вопросов:

#### 1. Общие сведения о червячных передачах.

Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом  $90^\circ$ . Она состоит из червяка – винта с трапецидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы.

#### КОНСТРУКЦИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ



Движение в червячной передаче преобразуется по принципу винтовой пары.

Изобретателем червячных передач считают Архимеда.

Достоинства червячных передач:

- + большое передаточное отношение (до 80);
- + плавность и бесшумность хода.

В отличие от эвольвентных зацеплений, где преобладает контактное качение, виток червяка скользит по зубу колеса. Следовательно, червячные передачи имеют «по определению» один фундаментальный недостаток: **высокое трение в зацеплении**. Это ведёт к низкому КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых), износу, нагреву и необходимости применять дорогие антифрикционные материалы.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: **движение передаётся только от червяка к колесу**, а не наоборот. Никакой вращающий момент, приложенный к колесу, не заставит вращаться червяк. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.

Это свойство не надо путать с реверсивностью механизма. Ведь направление вращения червяка может быть любым, приводя либо к подъёму, либо к спуску той же лифтовой кабины.

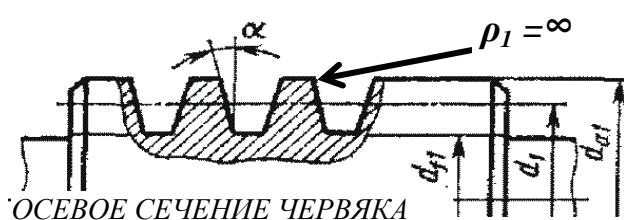
Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической  $U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1$ .

Здесь  $Z_2$  – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни  $Z_1$  выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач:

**×** поверхностное выкрашивание и схватывание;



**×** излом зуба.

Это напоминает характерные дефекты зубчатых передач, поэтому и расчёты проводятся аналогично [44].

В осевом сечении червячная пара фактически представляет собой прямобочное реечное зацепление, где

радиус кривизны боковой поверхности «крайки» (винта червяка)  $\rho_1$  равен бесконечности и, следовательно, приведённый радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба колеса

$\rho_{np} = \rho_2$ .

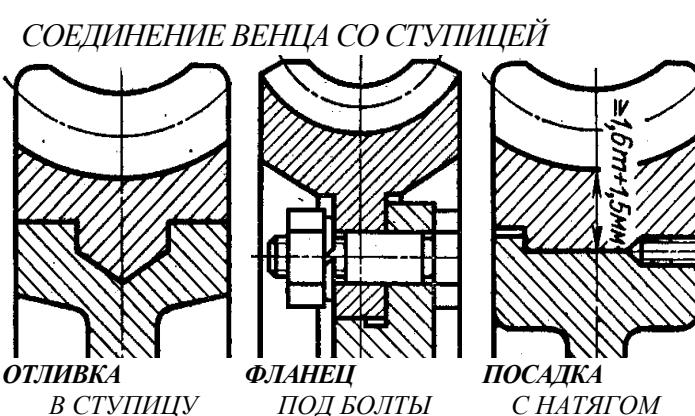
Далее расчёт проводится по формуле Герца-Беляева. Из проектировочного расчёта находят осевой модуль червяка, а по нему и все геометрические параметры зацепления.

Особенность расчёта на изгиб состоит в том, что принимается эквивалентное число зубьев  $Z_{eq} = Z_2 / \cos^3 \gamma$ , где  $\gamma$  – угол подъёма витков червяка.

Вследствие нагрева, вызванного трением, червячные передачи нуждаются также и в тепловом расчёте. Практика показывает, что механизм опасно нагревать выше  $95^\circ\text{C}$ . Допускаемая температура назначается  $65^\circ\text{C}$ .

Уравнение для теплового расчёта составляется из баланса тепловой энергии, а именно: **выделяемое червячной парой тепло должно полностью отводиться в окружающую среду**

$$Q_{выделяемое} = Q_{отводимое}.$$



Решая это уравнение, находим температуру редуктора, передающего заданную мощность  $N$

$$t = [860N(1-\eta)] / [K_T S(1-\Psi)] + t_o.$$

Где  $K_T$  – коэффициент теплоотдачи,  $S$  – поверхность охлаждения (корпус),  $t_o$  – температура

окружающей среды,  $\Psi$  – коэффициент теплоотвода в пол.

В случае, когда расчётная температура превышает допускаемую, то следует предусмотреть отвод избыточной теплоты. Это достигается оребрением редуктора, искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне и т.д.

Оптимальная пара трения это «сталь по бронзе». Поэтому при стальном червяке червячные колёса должны выполняться из бронзовых сплавов. Однако цветные металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице. Таким образом, червячное колесо – сборочная единица, где самые популярные способы крепления венца это либо центробежное литьё в кольцевую канавку ступицы; либо крепление венца к ступице болтами за фланец; либо посадка с натягом и стопорение винтами для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы.

Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого «снятия» венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

## 2. Геометрия некорrigированных червячных передач.

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес. В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка  $m$ , равный торцовому модулю червячного колеса. Значения осевого модуля червяка (в мм) выбирают из ряда: ...4; 5; 6,3; 8....

Основными геометрическими размерами червяка являются (рис. 4):

**делительный диаметр**, т.е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины:

$$d_1 = m q,$$

где:  $q$  – число модулей в делительном диаметре червяка или коэффициент диаметра червяка. С целью сокращения номенклатуры зуборезного инструмента значения  $q$  стандартизованы: 8; 10; 12,5; 16; 20...

**расчетный шаг червяка:**

$$P = \pi m,$$

**ход витка:**

$$P_h = P z_1,$$

где:  $z_1$  – число витков червяка: 1, 2 или 4 ( $z_1=3$  стандартом не предусмотрено);

**угол профиля  $\alpha$ :** для эвольвентных, архimedовых и конволютных червяков  $\alpha = 20^\circ$ ; для червяков, образованных тором,  $\alpha = 22^\circ$ ;

**диаметр вершин витков:**

$$d_{a1} = d_1 + 2m,$$

**диаметр впадин витков:**

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m,$$

**делительный угол подъема линии витка**(см. рис. 5):

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = P_h / (\pi d_1) = \pi m z_1 / (\pi m q) = z_1 / q,$$

**длина нарезанной части:**  $-b_1$ .

Для червяка в передаче со смещением дополнительно вычисляют:

**диаметр начального цилиндра**(начальный диаметр):

$$d_{w1} = m / (q + 2x),$$

где  $x$  – коэффициент смещения.

**угол подъема линии витка на начальном цилиндре:**

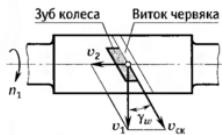
$$\operatorname{tg} \gamma_1 = z_1 / (q + 2x),$$

где  $x$  – коэффициент смещения.

### 3. Скорость скольжения в червячной передаче.

Для червячных передач характерна большая скорость скольжения  $V_{ck}$  витков червяка по зубьям червячного колеса и неблагоприятное направление вектора скорости скольжения относительно линии контакта:

$$\vec{v}_{ck} = \vec{v}_1 - \vec{v}_2,$$



Окружная скорость на начальном диаметре червяка:

$$v_1 = \frac{\pi d_{w1} n_1}{6 \cdot 10^4}$$

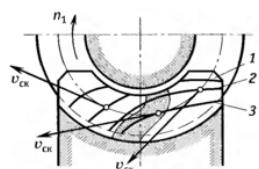
Окружная скорость на делительном диаметре колеса:

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \cdot 10^4}$$

Скорость скольжения направлена вдоль витка червяка:

$$v_{ck} = \frac{v_1}{\cos \gamma_w}.$$

Условием отсутствия заедания и интенсивного износа является существование режима жидкостного трения между витками червяка и зубьями колеса. Это условие выполняется при существовании в зоне контакта клиновидного зазора в направлении вектора скорости скольжения (взаимного перемещения трущихся поверхностей). При скольжении поверхностей вдоль линии контакта масляный клин образоваться не может.



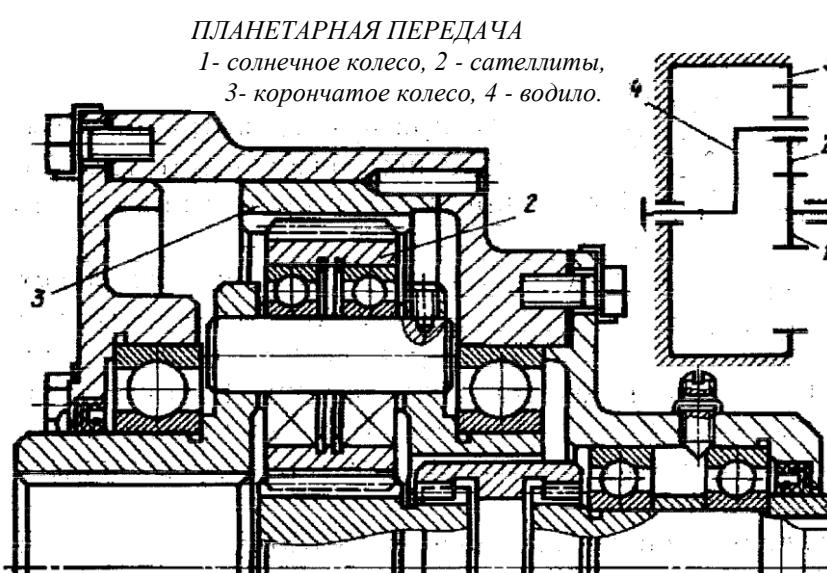
В отличие от зубчатых передач в червячных передачах часть поверхности зуба колеса имеет зону, в которой скольжение происходит вдоль контактных линий. На рис. цифрами 1, 2 к 3 отмечены последовательные положения контактных линий в процессе зацепления и направления скорости скольжения  $V_{ck}$  в некоторых точках. Зона, в которой направление  $V_{ck}$  почти совпадает с направлением контактных линий, заштрихована.

### 4. Общие сведения о планетарных передачах.

#### Планетарные зубчатые передачи.

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колёса с перемещающимися осями. Эти подвижные колёса подобно планетам.

Солнечной системы врачаются вокруг своих осей и одновременно перемещаются вместе с осями, совершая плоское движение, называются они сателлитами (*лат. satellitum – спутник*). Подвижные колёса катятся по центральным колёсам (их иногда называют солнечными колёсами), имея с ними внешнее, а с корончатым колесом внутреннее зацепление. Оси



сателлитов закреплены в водиле и вращаются вместе с ним вокруг центральной оси.

Планетарные передачи имеют ряд преимуществ перед обычными:

+ большие передаточные отношения при малых габаритах и массе;

- + возможность сложения или разложения механической мощности;
- + лёгкое управление и регулирование скорости;
- + малый шум вследствие замыкания сил в механизме.

В планетарных передачах широко применяют внутреннее зубчатое зацепление с углом  $\alpha_w = 30^\circ$ .

Для обеспечения сборки планетарных передач необходимо соблюдать условие соосности (совпадение геометрических центров колёс); условие сборки (сумма зубьев центральных колёс кратна числу сателлитов) и соседства (вершины зубьев сателлитов не соприкасаются друг с другом).

Зубчатые колёса планетарных передач рассчитываются по тем же законам, что и колёса обычных цилиндрических передач.

## 5. Расчёт планетарных передач на прочность.

Расчет на прочность зубьев планетарных передач ведут по формулам обычновенных зубчатых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления. Например, в передаче, изображенной на рис. 12.1, необходимо рассчитать внешнее зацепление колес 1 и 2 и внутреннее -- колес 2 и 3. Так как модули и силы в этих зацеплениях одинаковы, а внутреннее зацепление по своим свойствам прочней внешнего, то при одинаковых материалах колес достаточно рассчитать только внешнее зацепление.

При определении допускаемых напряжений коэффициенты долговечности  $K_{hl}$  и  $K_{fl}$  находят по числу циклов  $N'$  перемены напряжений зубьев за весь срок службы при вращении колес только относительно друг друга.

Для центральной шестерни

$$N' = 573 c w' l h \quad (10)$$

где  $w' l = w_1 - w_h$  -- относительная угловая скорость центральной шестерни;

$w_1$  и  $w_h$  -- угловые скорости центральной шестерни и водила.

Для сателлитов

$$N' = 573 c w' l h \quad (11)$$

где  $w' l = w_1 z_1 / z_2 a$  -- относительная угловая скорость сателлита. Межосевое расстояние планетарной прямозубой передачи пары колес внешнего зацепления (центральной шестерни с сателлитом) определяют по формуле:

$$aw > 49,5(i' + 1) K_c T_1 / c f_a i'(0) h K_{hv} \quad (12)$$

где  $i' = z_2 / z_1$  -- передаточное число рассчитываемой пары колес;

$K_c = 1,1 \dots 1,2$  -- коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами;

$T_1$  -- вращающий момент на валу центральной шестерни, Н\*мм;

$f_a$  -- коэффициент ширины венца колеса. При  $i' < 6,3$  принимают  $f_a = 0,5$ , а при  $i' > 6,3$   $f_a = 0,4$ .

Полученное значение  $a_w$  округляют до стандартного значения.

Ширина центрального (корончатого) колеса

$$B_3 = \phi_a a_w \quad (13)$$

Ширину венцов сателлитов и центральной шестерни принимают на 2...4 мм больше значения  $\delta_3$ .

Делительный диаметр центральной шестерни

$$d_1 = 2aw / i' + 1 \quad (14)$$

Модуль зацепления

$$m = d_1 / z_1 \quad (15)$$

Полученный расчетом модуль округляют до ближайшего стандартного значений, а затем уточняют числа колес по формулам:

$$Z_1 = 2aw / m(i' + 1) \quad (16)$$

$$Z_2 = Z_1 i' \quad (17)$$

$$Z_3 = z_1 + 2z_2 \quad (18)$$

с последующей проверкой условий сборки и соседства.

Окружную силу в зацеплении вычисляют по формуле

$$F_t = 2K_C T_1 / cd_1 \quad (19)$$

Радиальную силу определяют, как в обычных передачах.

## 6. Требования сборки.

Особенности проектирования и расчёта планетарных передач связаны с наличием избыточных кинематических связей (нескольких сателлитов). Предельно возможное число сателлитов в одном планетарном ряду ограничивается **условием соседства**, которое гласит: *число сателлитов в планетарном ряду должно быть таким, чтобы соседние сателлиты не касались друг друга.*

Но в практике машиностроения число сателлитов редко принимают более шести в связи с трудностью обеспечения равномерного распределения нагрузки между ними при большом их количестве.

Второе необходимое условие существования планетарного ряда называется **условием соосности**. Суть его вытекает из необходимости соблюдения соосности центральных колёс, солнечного и эпицикла, и водила. Для простого планетарного ряда это условие выливается в равенство межосевых расстояний зацепления солнечного колеса с сателлитом  $a_{1-2}$  и зацепления сателлита с эпициклом  $a_{2-3}$ .

Разветвление потока мощность при передаче силовых нагрузок через сателлиты обуславливает необходимость принятия специальных мер для обеспечения равномерности распределения нагрузок между сателлитами. Причин неравномерной загрузки сателлитов может быть несколько: неточность изготовления зубчатых колёс, неодинаковость межосевого расстояния у разных сателлитов, перекос геометрических осей сателлитов (непараллельность осей сателлитов и главной оси передачи) и др. При необеспечении равномерного распределения нагрузки между сателлитами расхождение между её величиной у отдельных сателлитов может достигать до 70 %.

## 1.4 Лекция № 4 (2 часа).

Тема: «Ремённые передачи. Цепные передачи»

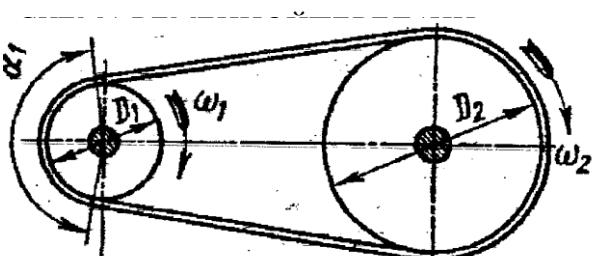
### 1.4.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о ремённых передачах.
2. Классификация ремней.
3. Скольжение в ремённой передаче.
4. Общие сведения о цепных передачах.
5. Классификация цепей и их устройство.
6. Параметры цепных передач.

### 1.4.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения о ремённых передачах.

Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.



Ремни имеют различные сечения:

- а) плоские, прямоугольного сечения;
- б) трапециевидные, клиновые;
- в) круглого сечения;
- г) поликлиновые.

Наибольшее распространение имеют плоские и клиновые ремни. Плоские ремни применяются как простейшие, с

минимальными напряжениями изгиба, а клиновые имеют повышенную тяговую способность.

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива.

В лёгких передачах благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные стороны валами. Это возможно потому, что жёсткость на кручение ремней вследствие их малой толщины и малого модуля упругости мала.

#### Достоинства ременных передач:

- + передача движения на средние расстояния;
- + плавность работы и бесшумность;
- + возможность работы при высоких оборотах;
- + дешевизна.

#### Недостатки ременных передач:

- большие габариты передачи;
- неизбежное проскальзывание ремня;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- потребность в натяжных устройствах;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях.

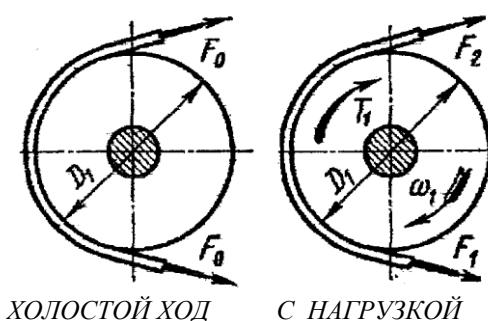
Основные критерии расчёта ременных передач:

- ➔ тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом;
- ➔ долговечность ремня.

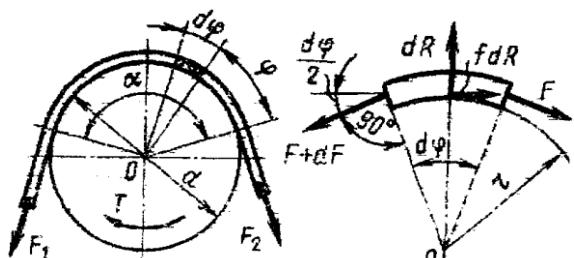
Если не будет выдержано первое условие, ремень начнёт буксовать, если не выполнить второе – ремень быстро разорвётся. Поэтому основным расчётом ременных передач является расчёт по тяговой способности. Расчёт на долговечность выполняется, как проверочный.

Для создания трения ремень надевают с предварительным натяжением  $F_o$ . В покое или на холостом ходу ветви ремня натянуты одинаково. При передаче вращающего момента  $T_1$  натяжения в ветвях перераспределяются: ведущая ветвь натягивается до силы  $F_1$ , а натяжение ведомой ветви уменьшается до  $F_2$ . Составляя уравнение равновесия моментов

#### СИЛЫ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ



#### К ОПРЕДЕЛЕНИЮ СИЛ В РЕМНЕ



относительно оси вращения имеем  $-T_1 + F_1 D_1/2 - F_2 D_2/2 = 0$  или  $F_1 - F_2 = F_t$ , где  $F_t$  – окружная сила на шкиве  $F_t = 2T_1/D_1$ .

Общая длина ремня не зависит от нагрузки [16], следовательно, суммарное натяжение ветвей остаётся постоянным:  $F_1 + F_2 = 2F_o$ . Таким образом, получаем систему двух уравнений с тремя неизвестными:

$$F_1 = F_o + F_t/2; \quad F_2 = F_o - F_t/2.$$

Эти уравнения устанавливают изменение натяжения ветвей в зависимости от нагрузки  $F_t$ , но не показывают нам тяговую способность передачи, которая связана с силой трения между ремнём и шкивом. Такая связь

установлена Л.Эйлером с помощью дифференциального анализа.

Рассмотрим элементарный участок ремня  $d\varphi$ . Для него  $dR$  – нормальная реакция шкива на элемент ремня,  $f dR$  – элементарная сила трения. По условию равновесия суммы моментов  $rF + rfdR - r(F + dF) = 0$ .

Сумма горизонтальных проекций сил:

$$dR - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) = 0.$$

Отбрасывая члены второго порядка малости и помня, что синус бесконечно малого угла равен самому углу, Эйлер получил простейшее дифференциальное уравнение:  $dF/F = fd\varphi$ .

Интегрируя левую часть этого уравнения в пределах от  $F_1$  до  $F_2$ , а правую часть в пределах угла обхвата ремня получаем:  $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$ .

Теперь стало возможным найти все неизвестные силы в ветвях ремня:

$$F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_o = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1).$$

Полученные формулы устанавливают связь натяжения ремней с передаваемой нагрузкой  $F_t$ , коэффициентом трения  $f$  и углом обхвата  $\alpha$ . Они позволяют вычислить минимальное предварительное натяжение ремня  $F_o$ , при котором уже станет возможной передача требуемого вращающего усилия  $F_t$ .

Нетрудно увидеть, что увеличение  $f$  и  $\alpha$  улучшает работу передачи. На этом основаны идеи клиноременной передачи (повышается  $f$ ) и натяжных роликов (повышается  $\alpha$ ).

При круговом движении ремня на него действует центробежная сила

$F_v = \rho S v^2$ , где  $S$  - площадь сечения ремня. Центробежная сила стремится оторвать ремень от шкива и тем самым понижает нагружочную способность передачи.

В ремне действуют следующие напряжения:

- предварительное напряжение (от силы натяжения  $F_o$ )  $\sigma_o = F_o / S$ ;
- "полезное" напряжение (от полезной нагрузки  $F_t$ )  $\sigma_n = F_t / S$ ;
- напряжение изгиба  $\sigma_u = \delta E / D$  ( $\delta$  – толщина ремня,  $E$  – модуль упругости ремня,  $D$  – диаметр шкива);
- напряжения от центробежных сил  $\sigma_v = F_v / S$ .

Наибольшее суммарное напряжение возникает в сечении ремня в месте его набегания на малый шкив  $\sigma_{max} = \sigma_o + \sigma_n + \sigma_u + \sigma_v$ .

При этом напряжения изгиба не влияют на тяговую способность передачи, однако являются главной причиной усталостного разрушения ремня.

Силы натяжения ветвей ремня (кроме центробежных) воспринимаются опорами вала. Равнодействующая нагрузка на опору  $F_r \approx 2 F_o \cos(\beta/2)$ . Обычно эта радиальная нагрузка на опору в 2 ... 3 раза больше передаваемой ремнем вращающей силы.

Шкивы плоскоременных передач имеют: обод, несущий ремень, ступицу, сажаемую на вал и спицы или диск, соединяющий обод и ступицу.

Шкивы обычно изготавливают чугунными литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда R40 (ГОСТ 17383-73\*). Ширину шкива выбирают в зависимости от ширины ремня.

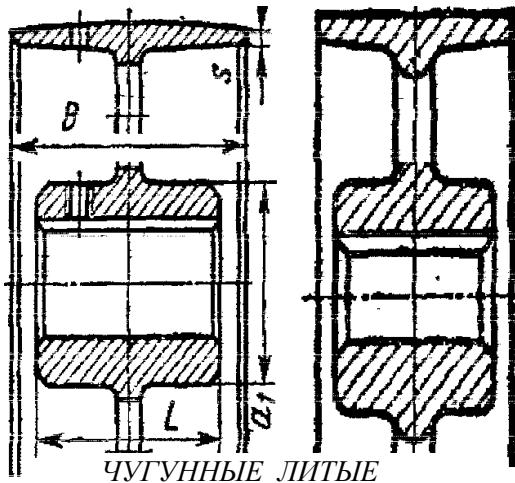
Во избежание сползания ремня их рабочие поверхности делают выпуклыми. Шероховатость  $R_z \leq 10 \text{ мкм}$ .

Чугунные шкивы применяют при скоростях до **30**  $\div$  **45 м/с.** Шкивы малых диаметров до **350 мм** имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров – ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях **60**  $\div$  **80 м/с.** Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до **100 м/с.**

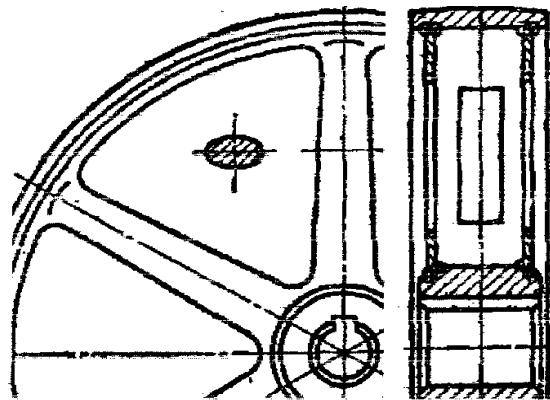
Плоские ремни должны обеспечивать:

- прочность при переменных напряжениях;
- износостойкость;

#### ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ШКИВЫ



ЧУГУННЫЕ ЛИТЫЕ



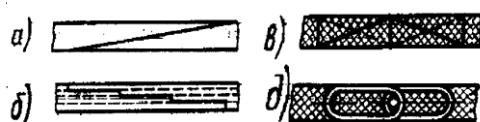
СТАЛЬНЫЕ И  
ЛЕГКОСПЛАВНЫЕ ЛИТЫЕ

- высокое трение со шкивами;
- малую изгибную жёсткость.

Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально завёрнутые ремни. В сырьих помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками [32].

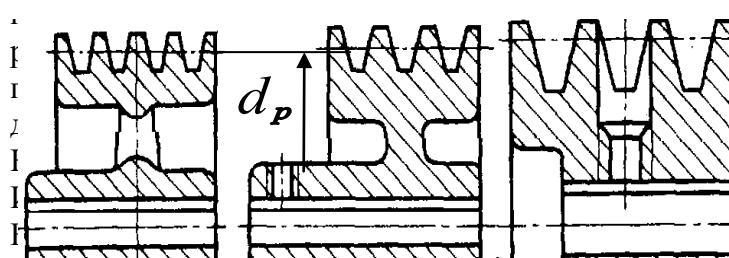
Ремни выпускают конечными и поставляют в рулонах.

#### СОЕДИНЕНИЯ КОНЦОВ РЕМНЯ



льшое влияние на работу передачи, особенно при  
ении следует учитывать рекомендации  
способ соединения – склеивание, которое  
резу (а), для слоёных по ступенчатой  
шивку встык жильными струнами (в,г).  
ся проволочные спирали, которые  
ажимают концы ремней (д).

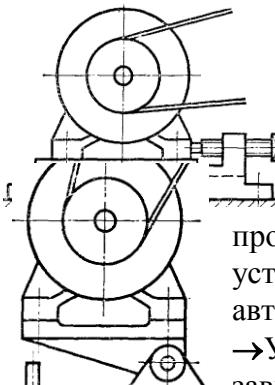
#### КЛИНОРЕМЕННЫЕ ШКИВЫ



хностью являются боковые стороны  
эт расчётную длину ремня, называют  
аётся  $d_p$ . По этому же ГОСТу для  
навки назначают в зависимости от  
материалов, что и плоскоременные.

Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца). Угол клина ремня **40°**.

Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня  $F_o$ , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:

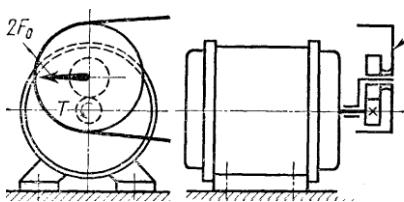


→Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки.

Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.

→Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.

→Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также



является осью ведомого колеса зубчатой передачи.

Натяжение ремня  $2F_o$  равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.

## 2. Классификация ремней.

**По форме поперечного сечения ремня:** плоскоременные (*поперечное сечение ремня имеет форму плоского вытянутого прямоугольника, рис. 1а*); клиноременные (*поперечное сечение ремня в форме трапеции, рис. 1б*); поликлиноременные (*ремень снаружи имеет плоскую поверхность, а внутренняя, взаимодействующая со шкивами, поверхность ремня снабжена продольными гребнями, выполненными в поперечном сечении в форме трапеции, рис. 1г*); круглоременные (*поперечное сечение ремня имеет форму, рис. 1в*); зубчатоременная (*внутренняя, контактирующая со шкивами, поверхность плоского ремня снабжена поперечными выступами, входящими в процессе работы передачи в соответствующие впадины шкивов, фото ниже*).

Наибольшее применение в машиностроении имеют клиновые и поликлиновые ремни. Передачу круглым резиновым ремнем (*диаметром 3...12 мм*) применяют в приводах малой мощности (*настольные станки, приборы, бытовые машины и т. п.*).

Разновидностью ременной передачи является зубчатоременная, в которой передача мощности осуществляется зубчатым ремнем путем зацепления зубцов ремня с выступами на шкивах. Этот тип передач является промежуточным между передачами зацеплением и передачами трением. Зубчатоременная передача не требует значительного предварительного натяжения ремня и не имеет такого недостатка, как скольжение ремня, которое присуще всем прочим ременным передачам.

Клиноременную передачу в основном применяют как открытую. Клиноременные передачи обладают большей тяговой способностью, требуют меньшего натяжения, благодаря чему меньше нагружают опоры валов, допускают меньшие углы обхвата, что позволяет применять их при больших передаточных отношениях и малому расстоянию между шкивами.

Клиновые и поликлиновые ремни выполняют бесконечными и прорезиненными. Нагрузку несет корд или сложенная в несколько слоев ткань.

Клиновые ремни выпускают трех видов: нормального сечения, узкие и широкие. Широкие ремни применяются в вариаторах.

Поликлиновые ремни – плоские ремни с высокопрочным кордом и внутренними продольными клиньями, входящими в канавки на шкивах. Они более гибкие, чем клиновые, лучше обеспечивают постоянство передаточного числа.

Плоские ремни обладают большой гибкостью, но требуют значительного предварительного натяжения ремня. Кроме того, плоский ремень не так устойчив на шкиве, как клиновый или поликлиновый.

### 3. Скольжение в ремённой передаче.

Скольжение ремня. В ременной передаче возникают два вида скольжения ремня по шкиву: упругое — неизбежное при нормальной работе передачи и буксование — при перегрузке.

В процессе обегания ремнем ведущего шкива натяжение его падает от  $F_1$  до  $F_2$ . Ремень укорачивается и отстает от шкива — возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве происходит аналогичное скольжение, но здесь натяжение ремня возрастает от  $F_2$  до  $L$ , он удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение ремня происходит не на всей дуге обхвата, а лишь на части ее — дуге скольжения  $a_c$ , которая всегда располагается со стороны сбегания ремня со шкива. Длина дуги скольжения определяется условием равновесия окружной силы  $F_t = F_1 - F_2$  и сил трения на этой дуге.

Со стороны набегания ремня на шкив имеется дуга покоя  $a_p$ , на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной натяжению набегающей ветви, и ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг  $a_c$  и  $a_p$  равна дуге обхвата  $a$ .

Скорости прямолинейных ветвей  $v_1$  и  $v_2$  равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потеря скорости  $v_1 - v_2$  определяется скольжением на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. мелкие стрелки на дуге  $a_c$ , рис. 17.5).

Таким образом, упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности натяжений ведущей и ведомой ветвей. Упругое скольжение приводит к снижению скорости, следовательно, к потере части мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его долговечность.

По мере роста силы  $F_t$  уменьшается дуга покоя  $a_{pl}$ , следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения  $a_{cl}$  достигает дуги обхвата  $a_l$  и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т. е. буксует. При буксовании ведомый шкив останавливается, к.п.д. передачи падает до нуля.

### 4. Общие сведения о цепных передачах.

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и цепи, охватывающей звездочки и зацепляющейся за их зубья. Применяют также цепные передачи с несколькими ведомыми звездочками. Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают натяжные устройства, смазочные устройства и ограждения.

Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или "гибкость" цепи.

Цепные передачи могут выполняться в широком диапазоне параметров. Широко используют цепные передачи в сельскохозяйственных и подъемно-транспортных машинах, нефтебуровом оборудовании, мотоциклах, велосипедах, автомобилях.

Цепные передачи применяют: а) при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения; б) при жестких требованиях к габаритам или в) при необходимости работы без проскальзывания (препятствующего применению клиноременных передач).

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т. е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками) в транспортерах, элеваторах, экскаваторах и других машинах.

К достоинствам цепных передач относят: 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний; 2) меньшие, чем у ременных передач, габариты; 3) отсутствие скольжения; 4) высокий КПД; 5) малые силы, действующие на

валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении; 6) возможность легкой замены цепи; 7) возможность передачи движения нескольким звездочкам.

Вместе с тем цепные передачи не лишены недостатков: 1) они работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным их износом, существенным при плохом смазывании и попадании пыли и грязи; износ шарниров приводит к увеличению шага звеньев и длины цепи, что вызывает необходимость применения натяжных устройств; 2) они требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, и более сложного ухода — смазывания, регулировки; 3) передачи требуют установки и картерах; 4) скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения, хотя эти колебания небольшие

## 5. Классификация цепей их устройство.

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяют на две группы: приводные и тяговые. Цепи стандартизованы, их производят на специализированных заводах. Выпуск только приводных цепей в СССР превышает 80 млн. м в год. Ими оснащается ежегодно более 8 млн. машин.

В качестве приводных применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износостойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой — разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т. е. ~ 1 дюйму)

В СССР изготавливают следующие приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—75\*:

ПРЛ — роликовые однорядные нормальной точности;

ПР — роликовые повышенной точности;

ПРД — роликовые длиннозвеневые;

ПВ — втулочные;

ПРИ — роликовые с изогнутыми пластинами,

а также роликовые цепи по ГОСТ 21834—76\* для буровых установок (в быстроходных передачах).

Роликовые цепи — это цепи со звеньями, каждое из которых выполнено из двух пластин, напрессованных на валики (наружные звенья) или на втулки (внутренние звенья). Втулки надеты на валики сопряженных звеньев и образуют шарниры. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются.

Втулки, в свою очередь, несут ролики, которые входят во впадины между зубьями на звездочках и сцепляются со звездочками. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины очерчивают контуром, напоминающим цифру 8 и приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению.

Валики (оси) цепей выполняют ступенчатыми или гладкими.

Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья, которые, однако, слабее, чем основные; поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев.

При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Их составляют из тех же элементов, что и однорядные, только их налики имеют увеличенную длину. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

Характеристики роликовых цепей повышенной точности ПР приведены в табл. 1. Роликовые цепи нормальной точности ПРЛ стандартизованы в диапазоне шагов 15,875.. .50,8 и рассчитаны на разрушающую нагрузку на 10...30% меньше, чем у цепей повышенной точности.

Длинно з в е н ы е р о л и к о в ы е ц е п и ПРД выполняют в удвоенным шагом по сравнению с обычными роликовыми. Поэтому они легче и дешевле обычных. Их целесообразно применять при малых скоростях, в частности, в сельскохозяйственном машиностроении.

Втулочные цепи ПВ по конструкции совпадают с роликовыми, но не имеют роликов, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира. Эти цепи изготавливают с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в мотоциклах и в автомобилях (привод к распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность.

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами ПРИ набирают из одинаковых звеньев, подобных переходному звену (см. рис. 12.2, е). В связи с тем, что пластины работают на изгиб и поэтому обладают повышенной податливостью, эти цепи применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т. д.).

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа (например, Цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568 -75\*). У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

Зубчатые цепи (табл. 2) - это цепи со звеньями из наборов пластин. Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочие (внешние) поверхности зубьев этих пластин (поверхности контакта со звездочками, ограничены плоскостями и наклонены одна к другой под углом вклинивания а, равным 60°). Этими поверхностями каждое звено садится на два зуба звездочки. Зубья звездочек имеют трапециевидный профиль.

Пластины в звеньях раздвинуты на толщину одной или двух пластин сопряженных звеньев.

В настоящее время в основном изготавливают цепи с шарнирами качения, которые стандартизованы (ГОСТ 13552—81\*).

Для образования шарниров в отверстия звеньев вставляют призмы с цилиндрическими рабочими поверхностями. Призмы опираются на лыски. При специальном профилировании отверстий пластин и соответствующих поверхностей призм можно получить в шарнире практически чистое качение. Имеются экспериментальные и эксплуатационные данные о том, что ресурс зубчатых цепей с шарнирами качения во много раз выше, чем цепей с шарнирами скольжения.

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек предусматривают направляющие пластины, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Применяют внутренние или боковые направляющие пластины. Внутренние направляющие пластины требуют проточки соответствующей канавки на звездочках. Они обеспечивают лучшее направление при высоких скоростях и имеют основное применение. Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

Тяговые цепи подразделяют г. а три основных типа: пластинчатые по ГОСТ 588—81\*; разборные по ГОСТ 589 85; кругловзвенные (нормальной и повышенной прочности) соответственно по ГОСТ 2319—81.

*Пластинчатые цепи* служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Они обычно состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без втулок; для них характерны

большие шаги, так как боковые пластины часто используют для закрепления полотна транспортера. Скорости движения цепей этого типа обычно не превышают 2...3 М/С. Кругловеные цепи используют в основном для подвеса и подъема грузов.

Существуют специальные цепи, передающие движение между звездочками с взаимно перпендикулярными осями. Валики (оси) двух соседних звеньев такой цепи взаимно перпендикулярны.

## 6. Параметры цепных передач.

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются в диапазоне от долей до сотен киловатт, в общем машиностроении обычно до 100 кВт. Межосевые расстояния цепных передач достигают 8 м.

Частоты вращения звездочек и скорость ограничиваются величиной силы удара, возникающей между зубом звездочки и шарниром цепи, износом и шумом передач.

Скорости движения цепей обычно не превышают 15 м/с, однако в передачах с цепями и звездочками высокого качества при эффективных способах смазывания достигают 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с,

$$V=znP/(60*1000)$$

где  $z$  — число зубьев звездочки;  $n$  стота ее вращения, мин<sup>-1</sup>;  $P$ — цепи, мм.

Передаточное отношение определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках:

$$z_1 n_1 P = z_2 n_2 P$$

Отсюда передаточное отношение, понимаемое как отношение частот вращения ведущей и ведомой звездочек,

$$U=n_1/n_2=z_2/z_1,$$

где  $n_1$  и  $n_2$ —частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин<sup>-1</sup>;  $z_1$  и  $z_2$ — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, углами обхвата и числами зубьев. Обычно  $U \leq 7$ . В отдельных случаях в тихоходных передачах, если позволяет место,  $U \leq 10$ .

Числа зубьев звездочек. Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками, а также шумом передач. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен  $360^\circ/z$ .

С уменьшением числа зубьев возрастают неравномерность скорости движения цепи и скорость удара цепи о звездочку. Минимальное число зубьев звездочек роликовых цепей в зависимости от передаточного отношения выбирают по эмпирической зависимости  $Z_{1min}=29-2u^3/13$

В зависимости от частоты вращения  $Z_{1min}$  выбирают при высоких частотах вращения  $Z_{1min}=19\dots23$ ; средних  $17\dots19$ , а при низких  $13\dots15$ . В передачах зубчатыми цепями  $Z_{1min}$  больше на  $20\dots30\%$ .

По мере износа цепи ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки от ножки к вершине, что приводит в конечном счете к нарушению зацепления. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки.

Поэтому максимальное число зубьев ограничивают при использовании роликовых цепей величиной  $100\dots120$ , а зубчатых  $120\dots140$ .

Предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу. Еще более благоприятно, с точки зрения износа, выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Расстояние между осями звездочек и длина цепи. Минимальное межосевое расстояние  $a_{min}$  (мм) определяют из условий:

отсутствия интерференции (т. е. пересечения) звездочек  
 $a_{min} > 0,5(D_{e1}+D_{e2})$

где  $D_{e1}$  и  $D_{e2}$ —наружные диаметры звездочек;  
чтобы угол обхвата цепью малой звездочки был больше  $120^\circ$ , т. е. угол наклона каждой ветви к оси передачи был меньше  $30^\circ$ . А так как  $\sin 30^\circ = 0,5$ , то  $a_{min} > d_2 - d_1$ .

Оптимальные межосевые расстояния

$$a = (30 \dots 50) P.$$

Обычно межосевые расстояния рекомендуют ограничивать величиной

$$A_{max}=80P$$

Потребное число звеньев цепи  $W$  определяют по предварительно выбранному межосевому расстоянию  $a$ , шагу  $P$  и числам зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$ :

$$W = (z_1 + z_2)/2 + 2a/P + ((z_2 - z_1)/2p)^2 P/a;$$

полученное значение  $W$  округляют до ближайшего целого (желательно четного) числа.

Эта формула выводится по аналогии с формулой для длины ремня и является приближенной. Первые два члена формулы дают потребное число звеньев при  $z_1 = z_2$ , когда ветви цепи параллельны, третий член учитывает наклон ветвей.

Расстояние между осями звездочек по выбранному числу звеньев цепи (без учета провисания цепи) следует из предыдущей формулы.

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки от силы тяжести и радиального бieniaия звездочек.

Для этого межосевое расстояние уменьшают на  $(0,002 \dots 0,004) a$ .

Шаг цепи принят за основной параметр ценной передачи. Цепи с большим шагом имеют большую несущую способность, но допускают значительно меньшие частоты вращения, они работают с большими динамическими нагрузками и шумом. Следует выбирать цепь с минимально допустимым для данной нагрузки шагом. Обычно  $a/80 \leq P \leq a/25$ ; уменьшить шаг зубчатых цепей при конструировании можно, увеличив ее ширину, а для роликовых цепей - применив многорядные цепи.

## 1. 5 Лекция № 5 (2 часа).

Тема: «Введение в курс ПТМ. Грузозахватные приспособления»

### 1.5.1 Вопросы лекции:

1. Роль ПТМ в механизации трудоемких работ.
2. Классификация ПТМ.
3. Классификация транспортируемых грузов.
4. Общие сведения о грузозахватных приспособлениях.
5. Грузовые крюки и петли.

### 1.5.2 Краткое содержание вопросов:

1. Роль ПТМ в механизации трудоемких работ.

Подъемно-транспортные машины являются важнейшим оборудованием для механизации работ во всех отраслях народного хозяйства — в горной промышленности, строительстве, на транспорте, в сельскохозяйственном производстве; применяются для перемещения грузов и людей на коротких трассах в вертикальном, горизонтальном и наклонном направлениях. Правильный выбор подъемно-транспортного оборудования влияет на нормальную работу и высокую продуктивность производства. Нельзя обеспечить его устойчивый ритм на современной ступени интенсификации без согласованной и безотказной работы современных средств механизации внутрицехового и межцехового транспортирования сырья, полуфабрикатов и готовой продукции на всех стадиях обработки и складирования. Современные высокопроизводительные грузоподъемные машины, работающие с большими скоростями и обладающие высокой грузоподъемностью, являются результатом постепенного развития этих машин в течение долгого времени. Еще в глубокой древности, за 4000 лет до нашей эры, древнекитайская

культура знала применение простейших грузоподъемных устройств - рычагов и полиспастов, используемых для подъема воды из колодцев и при возведении сооружений.

Аналогичные устройства для поднятия и перемещения больших тяжестей были известны и народам Ближнего Востока. Строительные работы, связанные с поднятием и перемещением больших тяжестей с использованием грузоподъемных механизмов, производились, например, при сооружении египетских пирамид. Так, пирамида Хеопса, сооруженная в XXVII в. до нашей эры, имела высоту 147 м и сложена из 2,5 млн. известняковых блоков массой от 2 до 30 т. Сложной технической задачей являлась установка плит Баальбекской террасы, находящейся на территории современного государства Ливан, имеющих длину до 20 м, сечение 4,8 x 4,2 м и массу более 1000 т. В античный период при строительстве храма Зевса в Гелиополисе во II в. до н.э. были установлены колонны из порфира массой до 360 т; в храме Артемиды в Эфесе использованы мраморные балки длиной до 90 м. Первыми средствами, облегчающими ручной труд, были рычаги, катки и наклонные плоскости. Проведение крупных строительных работ при таких средствах механизации требовало привлечения громадного количества людей. Так, на строительстве пирамиды Хеопса, продолжавшемся более 20 лет, было постоянно занято около 100 тыс. человек. Рычажные подъемники - прототипы современных стреловых кранов - использовались для подъема воды. Еще за 22 века до нашей эры начали применять и простейшие вороты с ручным приводом (рис. 1). В VII в. до н.э. появились блоки, а во II в. до н.э. вороты с червячной, цевочной и зубчатыми передачами с ручным приводом. К I веку до н.э. в Древнем Риме последующее усовершенствование подъемных механизмов привело к созданию поворотных подъемных кранов. Конструкция такого крана ограничивалась креплением на прочных деревянных брусьях, способных поворачиваться на катках в разные стороны. Максимальная высота подъема груза таким механизмом достигала 12 метров. Также римляне стали основателями самого первого лифта - клетевого подъемника. В эпоху средневековья, в XI-XIII вв., дальнейшее совершенствование техники переместились на территорию Западной Европы, где в связи с развитием торговли, мореплавания и горно-металлургической промышленности началось быстрое развитие грузоподъемных машин и расширилась область их применения. Появились первые прототипы современных кранов, имевшие ручной привод и привод от топчаковых колес. Вначале эти краны изготавливались из дерева и только для осей и крюков применялась сталь. В XIV- XV вв. стала активно развиваться механика, что подстегнуло к совершенствованию конструкций грузоподъемников. С появлением лебёдок и полиспастов появилась возможность поднимать грузы большего веса, с большей скоростью затрачивая на работу меньше усилий. Благодаря соединению ворота с полиспастом или блоком появилось множество разнообразных конструкций похожих на поворотные и переносные краны. В XIV-XV вв. европейцы начали создавать стреловые, поворотные и цепные краны на деревянной основе с конным приводом через топчки. Такие краны были более похожи на современные, чем все ранее созданные устройства. С глубокой древности известны и машины непрерывного транспортирования, сначала в виде водоподъемных колес и скребковых лотков, а затем в виде ковшовых подъемников (рис. 2) - прототипов современных элеваторов, приводившихся в движение силой течения воды или вручную. В 1860 г. создан первый кран с паровым двигателем. В 80-х годах XIX в. начали применяться краны с электрическими двигателями. Большая заслуга в деле развития подъемно-транспортной техники принадлежит России. Еще в XI в. для подъема тяжестей при возведении Софийского собора в Новгороде строители пользовались сложными системами полиспастов, дающими существенный выигрыш в силе и превосходившими по своим техническим возможностям устройства, применявшиеся в Западной Европе. В 1677 г. на колокольню Московского Кремля подняли Большой Успенский колокол массой 130 т. Подъем колокола проводился с помощью рычагов, полиспаста и ворота. Для облегчения подъема колокол соединен цепями с противовесом, что было оригинальным решением, облегчившим труд. В XVIII в. на металлургических заводах на Урале, Алтае и в Забайкалье применялось большое

количество разнообразного подъемно-транспортного оборудования для загрузки доменных печей, откатки вагонеток и др. В 1764 г. русский механик Е. Г. Кузнецов соорудил многоковшовый цепной водоподъемник, впоследствии им же переоборудованный для подъема руды и породы. Большой вклад в развитие механизации горнорудных работ внес замечательный русский гидротехник и механизатор К. Д. Фролов (1726-1800), работавший на Змеиногорском руднике на Алтае. В 1768 г. он применил грандиозную для того времени комплексную установку для подъема руды и удаления воды из шахт, приводимую в действие давлением воды. В 1769 г. с помощью оригинального устройства проведено перемещение на большое расстояние камня размером 15x9x7 м и массой более 1000 т, использованного скульптором Фальконе в качестве основания памятника Петру I. Его перемещали по медным шарам, уложенным в оббитых медными листами желобах (первый прототип шарикоподшипника). Перемещение осуществлялось с помощью воротов и полиспастов. В 1832 г. в Петербурге перед Зимним дворцом установлена Александровская колонна массой более 600 т с помощью деревянных лесов и 60 воротов, каждый из которых приводился в движение 16 рабочими. В 1834 г. с помощью канатов, полиспастов и воротов была осуществлена доставка и установка 48 колонн Исаакиевского собора в Петербурге - масса каждой колонны примерно 100 т. Процесс установки колонн был разработан настолько четко, что длительность установки одной колонны составляла в среднем всего 105 мин. Долгое время в России не занимались систематическим изучением и обобщением опыта развития подъемно-транспортных машин. И только в 80-х годах XX столетия проф. И. А. Вышнеградский (1831 - 1895) впервые создал курс подъемно-транспортных машин. В 1882 г. вышла работа проф. Н. П. Петрова, систематизирующая и обобщающая опыт механизированной перегрузки грузов. Большой вклад в развитие подъемно-транспортного машиностроения внесли проф. Н.И. Самусь, издавший в 1886 г. "Курс подъемных машин" с атласом, и Л. З. Ратковский, преподаватель Петербургского политехнического института и заведующий отделом подъемных машин и металлических конструкций Путиловского завода, издавший в 1907- 1910гг. ряд книг под общим названием "Подъемные краны". Начало производства отечественных подъемно-транспортных машин относится к 1900 г., когда впервые были построены краны на Брянском, Краматорском и Путиловском заводах. При этом первыми появились мостовые, а затем и железнодорожные краны общего назначения. В 1913 г. годовой выпуск кранов на Брянском и Краматорском заводах составлял 70 шт. Такое производство не могло удовлетворить запросы развивающейся промышленности. Большая часть машин ввозилась из-за границы или изготавливалась на заводах, расположенных в России, но принадлежащих иностранцам. После 1917 г. в России были созданы условия для быстрого развития отечественного подъемно-транспортного машиностроения, развития механизации тяжелых и трудоемких работ, механизации и автоматизации производства. Подъемно-транспортное машиностроение выделилось в самостоятельную область машиностроения. Были созданы специализированные заводы по выпуску подъемно - транспортного оборудования (Одесский завод Январского восстания, Новокраматорский завод Ленина, Харьковский завод Ленина, Ленинградский завод Кирова, Уральский завод Оржоникидзе). Вместе с расширением материальной базы подъемно-транспортного машиностроения росли и крепли кадры конструкторов. Первый советский автокран увидел свет в 1934 году. Тогда же были созданы и первые в стране мачтово-стреловые и гусеничные краны, агрегаты на тракторном шасси. Еще спустя несколько лет (в 1937 году) в России начали производить башенные краны, а затем (через десять лет, в 1947) – и пневматические конструкции. В 1924 г. в МГТУ им. Баумана по инициативе заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, доктора технических наук, проф. Л.Г. Кифера была впервые создана кафедра, готовящая специалистов подъемно-транспортного машиностроения, ставшая родоначальником большого количества специализированных кафедр этого профиля. Были созданы специализированные научно-исследовательские, проектно-конструкторские и технологические организации, занимающиеся вопросами создания новой подъемно-

транспортной техники, разработкой нормативной документации (стандартов, методических и руководящих документов и т.п.), такие как, например, АО ВНИИПТМАШ, являющийся головным научно-исследовательским институтом по кранам мостового типа, порталым, консольным, железнодорожным, а также по электроталям; АО ВНИИСТРОЙДОРМАШ - головной научно-исследовательский институт по стреловым самоходным кранам общего назначения и кранам-манипуляторам; СКТБК - специализированное конструкторско-технологическое бюро башенного краностроения и другие специализированные организации. Большой вклад в развитие подъемно-транспортного машиностроения внесли профессора Л.Г. Кифер, И. И. Абрамович, О. А. Спиваковский, А. И. Дукельский, П. С. Козьмин и др. Проф. Л.Г. Кифер впервые организовал подготовку инженеров по специальности "Подъемно-транспортные машины и оборудование" в МГТУ им. Баумана. В созданном им и проф. И. И. Абрамовичем учебнике "Грузоподъемные машины" с атласом конструкций обобщен отечественный и зарубежный опыт построения грузоподъемных машин первой половины XX в. В соответствии с функциями, выполняемыми подъемно-транспортными машинами, их классифицируют на грузоподъемные, транспортирующие и погрузочно-разгрузочные. Грузоподъемные машины предназначены для перемещения отдельных штучных грузов большой массы по произвольной пространственной трассе, включающей вертикальные, наклонные и горизонтальные участки, циклическим методом, при котором периоды работы перемежаются с периодами пауз. Они могут выполнять и монтажные операции, связанные с подъемом и точной установкой монтируемых элементов и оборудования, а также поддержанием их на весу до закрепления в проектном положении. Грузоподъемные машины для периодического вертикального или близкого к нему подъема-опускания грузов и людей (пассажиров) — подъемники (лифты) — отличаются тем, что в них площадка или кабина, в которой размещаются грузы или (и) пассажиры, движется в жестких направляющих. Транспортирующие машины предназначены для перемещения непрерывным потоком массовых однотипных, преимущественно навалочных грузов по определенной, обычно линейной трассе, которая может иметь горизонтальные и наклонные, а также вертикальные участки. Транспортирующие машины можно применять на сборочно-монтажных операциях при изготовлении различных по сложности изделий, использовать для перемещения людей (эскалаторами, пассажирскими конвейерами, подъемниками непрерывного действия). Погрузочно-разгрузочные машины предназначены для разгрузки материалов, полуфабрикатов и изделий с транспортных средств и из складов и погрузки их в транспортные средства — железнодорожный подвижной состав, на суда и др. Их отличительной особенностью является наличие захватывающего (зачерпывающего) органа. Погрузочно-разгрузочные машины применяют для перегрузки любых грузов, но в горном деле — преимущественно сыпучих навалочных грузов (угля, разрушенных руд, сыпучих материалов). Особой разновидностью погрузочно-разгрузочных машин являются погрузочные и монтажные манипуляторы, выполняемые в виде прикрепленного к основанию многозвеневого жесткого стрелового оборудования, отдельные звенья которого управляются гидроцилиндрами, а на свободном конце снабженного поворотным в двух или более плоскостях управляемым грузозахватом. Манипуляторы, рабочий процесс которых запрограммирован и осуществляется автоматически, являются объектом робототехники.

Специфической разновидностью подъемно-транспортного оборудования, иногда используемого в горном деле (особенно на карьерах и открытых складах) является канатно — кабельные краны, подвесные канатные дороги (кольцевые и маятниковые).

Необходимо отметить, что отдельные подъемно-транспортные машины выполняют одновременно с транспортными и технологические функции, например при перемещении винтовыми конвейерами бетона и раствора осуществляется и их перемешивание. Для управления рабочими процессами используют контрольно-предохранительные и управляющие устройства, электронно-вычислительные машины. Совершенствование подъемно-транспортных машин и комплексных подъемно-

транспортных установок нередко приводит к их усложнению к усилению взаимосвязи между отдельными узлами и агрегатами: при выходе из строя узла или детали нарушается работоспособность всего объекта. Поэтому для обеспечения нормальной и эффективной эксплуатации первостепенное значение имеет надежность работы подъемно-транспортных машин. Надежностью называется свойство машин сохранить во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Надежность зависит от качества изготовления машины и условий ее эксплуатации. Для строительства и обслуживания промышленных предприятий требуется большое количество подъемно-транспортных машин различных назначений и типоразмеров. Многообразие моделей машин, не вызываемое необходимостью, является помехой организации крупносерийного их производства и усложняет условия их эксплуатации; между тем именно крупносерийное производство обеспечивает за счет применения эффективной технологии изготовления возможность выпуска машин в большом количестве при минимальной себестоимости, высоких показателях надежности, на минимальных производственных площадях, при минимальном производственном персонале. Ограничивают число типоразмеров машин до того минимума, при котором все же полностью удовлетворяются потребности строительного производства, на основе стандартизации и унификации машин и нормализации отдельных их элементов. Стандартизация проводится в общесоюзном масштабе и охватывает все основные виды подъемно-транспортных машин — краны, транспортирующие машины, погрузчики и др. Государственные стандарты (ГОСТ) определяют основные показатели машин — грузоподъемность, длину стрел, пролет, ширину лент конвейеров, скорости движений рабочих органов, габариты, предельную массу, технические требования к качеству машины и другие, не конкретизируя конструктивное выполнение стандартиземых машин, и тем самым не ограничивают возможности их совершенствования. Унификация, осуществляемая параллельно со стандартизацией, заключается в приведении к конструктивному единобразию различных мало отличающихся по конструкции машин, в уменьшении числа их типоразмеров и в применении в них нормализованных узлов и деталей ограниченной номенклатуры. Итог унификации — создание типоразмерного ряда машин (типажа). Нормализация узлов и деталей (редукторов, тормозов, барабанов, муфт и др.), а иногда и целых механизмов, также представляет собой унификацию конструкций с сокращением числа типоразмеров, что позволяет резко повысить серийность и применить передовые методы изготовления, уменьшающие стоимость деталей и улучшающие их качество. Унификация и нормализация создают предпосылки для укрупнения и централизации производства машин, а также для ускоренной разработки рядов машин, иногда разного назначения, собираемых с использованием ограниченного числа нормализованных деталей и узлов. Основой является базовая модель, видоизменением отдельных элементов которой получаются новые ее модификации. Применение блочных конструкций позволяет выпускать сборочные единицы механизмов «на склад», т. е. в законченном виде, что приводит к специализации отдельных цехов и заводов. Специализация производства в свою очередь обеспечивает повышение качества изготавляемых сборочных единиц. Применение блочных конструкций создает максимум удобств в эксплуатации, так как позволяет легко удалить блок, требующий ремонт, без разборки смежных сборочных единиц. При наличии запасных блоков их замену можно производить в короткое время, что приводит к уменьшению простоя оборудования, и осуществлять высококачественный ремонт в специализированных ремонтных цехах. Кроме того, применение блочных конструкций позволяет максимально унифицировать отдельные сборочные единицы и детали по всей номенклатуре выпускаемых по объемно-транспортных машин, что увеличивает массовость производства и приводит к широкому применению нормализованных сборочных единиц. Стандартизация, унификация и нормализация значительно упрощают эксплуатацию машин, так как при применении унифицированных

машин и нормализованных узлов облегчаются обучение обслуживающей персонала, уход за машинами и их ремонт, который сводится к замене изношенных деталей и узлов новыми. Уменьшается также количество необходимых запасных деталей.

## 2. Классификация ПТМ.

Современные подъемно-транспортные машины характеризуются широким многообразием, определяемым характером перемещения груза, числом степеней свободы движения, типом грузонесущего и грузозахватного органов, предельным значением грузоподъемности и скоростей движения рабочих органов, типом привода, перемещающего рабочие органы, характером преимущественных функций подъема (опускания) или транспортирования груза и другим признакам. Машины и устройства, применяемые на погрузочно-разгрузочных, складских и транспортных операциях, по характеру перемещения груза подразделяются на две группы:

1) непрерывного действия: машины, рабочий орган которых (лента, канат, винт, скребок, лоток и др.) движется непрерывно, не останавливаясь для приема и отдачи груза, и перемещает груз к месту назначения непрерывным потоком;

2) периодического (циклического) действия: машины, у которых грузозахватный орган (крюк, ковш, полуавтоматический и автоматический захват и др.) переносит груз отдельными порциями и после каждого перемещения порции груза возвращается обратно порожним.

Классификация по характеру движения рабочих органов позволяет систематизировать расчеты технико-эксплуатационных показателей. В зависимости от назначения машины и устройства разделяются: 1) на специальные – предназначены для выполнения операций только с определенными грузами; 2) универсальные – предназначены для выполнения операций с различными грузами. Такая группировка позволяет обобщить опыт применения и упрощает выбор в зависимости от рода груза. По траектории перемещения машины делятся на перемещающие грузы: ·в горизонтальной или близкой к ней наклонной плоскости; ·в вертикальной или близкой к ней наклонной плоскости; ·в произвольном направлении. Машины, перемещающие грузы в горизонтальной плоскости, – транспортирующие, в вертикальной – грузоподъемные. В зависимости от наличия ходового устройства машины бывают: ·стационарные; ·передвижные (самоходные, несамоходные). В зависимости от типа силовой установки привода различают машины:

- с электроприводом (переменного и постоянного тока);
- двигателем внутреннего сгорания (карбюраторный, дизельный);
- гидро- и пневмоприводом.

В эксплуатационном отношении подъемно-транспортные машины классифицируются по группам перемещаемых грузов и характеру выполняемых операций:

- штучные грузы;
- тяжеловесные;
- длинномерные;
- сыпучие; · контейнерные;
- лесные и др.

Внутри каждой группы машины можно классифицировать по грузоподъемности, высоте подъема груза, а также по ряду других эксплуатационных, технических и конструктивных признаков.

## 3. Классификация транспортируемых грузов.

Насыпные грузы, транспортируемые машинами непрерывного действия – это массовыенавалочные кусковые, зернистые, порошкообразные и пылевидные материалы (руда, уголь, торф, щебень, зерно, песок, цемент и др.).

Свойства насыпных грузов:

кусковатость (размер и форма частиц);

плотность;  
 влажность;  
 угол естественного откоса;  
 подвижность частиц;  
 абразивность;  
 крепость;  
 коррозионность;  
 липкость;  
 ядовитость;  
 взрывоопасность;  
 способность к самовозгоранию, слеживанию, смерзанию.

Кусковатость (гранулометрический состав) – это количественное распределение частиц груза по крупности. Однородность размеров частиц насыпного груза определяется коэффициентом  $k_0$ :

$$k_0 = a_{\max}/a_{\min}, \quad (2.1)$$

где  $a_{\min}$  – размер максимальной частицы транспортируемого груза, мм;

$a_{\max}$  – размер минимальной частицы транспортируемого груза, мм.

При  $k_0 > 2,5$  – груз рядовой, при  $k_0 \leq 2,5$  – груз сортированный.

Насыпные грузы характеризуются размером типичного куска  $a$ . Для сортированных грузов  $a = (a_{\min} + a_{\max}) / 2$ , для рядовых  $a = a_{\max}$ . В зависимости от размеров частица  $a_{\max}$  насыпной груз подразделяется на следующие группы:

пылевидный (цемент) до 0,05 мм

порошкообразный (мелкий песок) 0,05–0,49 мм

зернистый (зерно) 0,5–9 мм

мелкокусковой (щебень) 10–60 мм

среднекусковой (уголь) 61–199 мм

крупнокусковой (руды) 200–500 мм

особо крупнокусковой (камни, валуны) более 500 мм

Плотность груза – это отношение его массы к занимаемому объему. Различают плотность груза свободно насыпанного (разрыхленного); в естественном плотном массиве.

Коэффициент разрыхления

$$k_{px} = \rho_p / \rho, \quad (2.2)$$

где  $\rho_p$  – плотность в массиве;

$\rho$  – плотность в разрыхленном состоянии.

В зависимости от плотности грузы разделяют на группы (табл. 2.1).

Влажность насыпного груза  $\omega_b$  (%) – это отношение массы содержащейся в грузе воды к массе высушенного груза:

$$\omega_b = (m_b - m_c) / m_c, \quad (2.3)$$

где  $m_b$  и  $m_c$  – массы порций влажного и просушенного грузов.

#### 4. Общие сведения о грузозахватных приспособлениях.

Грузозахватные приспособления и тара применяются в процессе производства работ по подъему и перемещению грузов с применением грузоподъемных машин. Строповка, обвязка и зацепка твердых грузов для подъема, перемещения и опускания их при выполнении строительно-монтажных, погрузочно-разгрузочных и других работ с применением грузоподъемных машин производятся при помощи грузозахватных приспособлений. Для подъема и перемещения жидких и сыпучих грузов используется специальная тара (бадьи, лотки, ящики, контейнеры, ковши и т.п.).

В зависимости от условий производства работ, геометрических размеров и массы груза используют грузозахватные приспособления разных конструкций (стропы, траверсы, захваты и т.п.). Стропы относятся к наиболее простым в конструктивном исполнении грузозахватным приспособлениям и представляют собой гибкие элементы с концевыми креплениями и захватными органами различных конструкций. В качестве

гибкого несущего элемента, как правило, используются стальные проволочные канаты, реже - цепи и ленты,

Стальные канаты менее трудоемки в изготовлении, имеют высокую удельную несущую способность и гибкость, значительно удобнее в работе и более долговечны, чем канаты из органических растительных волокон или стальные грузовые цепи. Стальной проволочный канат сглаживает динамические нагрузки и надежен, так как разрушение каната происходит не внезапно, как у цепи, а количество оборванных проволок увеличивается постепенно, что позволяет следить за состоянием каната и браковать его задолго до обрыва.

Преимуществами стальных цепей по сравнению со стальными канатами являются их высокая гибкость, простота конструкции, технологичность и способность огибать острые грани, без применения подкладок. Существенными недостатками стальных цепей являются их большая масса, возможность внезапного разрыва вследствие быстрого раскрытия образовавшихся трещин и необходимость тщательного повседневного контроля состояния (износа) звеньев цепи. Кроме того, стальные цепи не допускают приложения динамических нагрузок, а дефекты в металле звеньев цепи трудно обнаружить.

## 5. Грузовые крюки и петли.

Грузовые крюки и петли относятся к универсальным грузозахватным приспособлениям, к которым груз крепят с помощью канатных или цепных стропов. Крюки исполняют коваными (штампованными) и пластинчатыми. Кованые и пластинчатые крюки разделяют на однорогие (рис. 1, а) грузоподъемностью 40—315 т и двуторогие (рис. 1, б) грузоподъемностью 80—320 т (ГОСТ 2105—75\*, ГОСТ 6619—75). Заготовки крюков должны быть выполнены из стали 20 (ГОСТ 1050—74\*\*) или из стали 20Г (ГОСТ 4543—71) с последующим отжигом для снятия внутренних напряжений. Применение сварки при изготовлении заготовок крюков, а также заделка и заварка дефектов не допускаются.

На хвостовой части крюков нарезают треугольную или трапециoidalную резьбу для крепления крюка к траверсе грузовой подвески. Каждый крюк должен выдерживать нагрузку, превышающую его грузоподъемную силу на 25%. В мостовых электрических кранах применяют также грузовые петли (рис. 1, в), а для кранов большой грузоподъемности — пластинчатые крюки (рис. 1, г), ГОСТ 6619—75, которые собирают из отдельных элементов, вырезанных из листовой стали и соединенных между собой заклепками. Пластинчатые крюки имеют проушины для крепления на траверсе грузовых обойм канатного подвеса груза.

## 1.6 Лекция № 6 (2 часа).

Тема: «Грузоподъемные машины»

### 1.6.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения.
2. Режимы работы грузоподъемных машин.
3. Основные характеристики, привод ГПМ.
4. Механизмы и основные элементы механизмов грузоподъемных машин.

### 1.6.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения.

Грузоподъемные машины – машины циклического действия, предназначенные для подъема и перемещения грузов на небольшие расстояния в пределах определенной площади промышленного предприятия.

По целевому применению грузоподъемные машины (ГПМ) делятся на машины общего и специального назначения.

Грузоподъемные машины общего назначения являются универсальными и предназначены для выполнения многообразных подъемно-транспортных операций.

Грузоподъёмные машины специального назначения предназначены для выполнения подъёмно-транспортных работ при осуществлении конкретных технологических операций и процессов.

По конструктивному исполнению грузоподъёмные машины классифицируются на:

- подъёмные механизмы;
- подъёмники;
- грузоподъёмные краны;
- погрузчики;
- манипуляторы.

Подъёмные механизмы (домкраты, тали, лебёдки) – предназначены для подъёма грузов небольшой массы (до 10 т) на небольшую высоту (домкраты и тали), а также перемещения грузов на небольшие расстояния (лебёдки). Силовой привод у этих машин может быть ручным, пневматическим, гидравлическим и электрическим. Подъёмные механизмы применяются, как правило, при производстве строительно-монтажных работ.

Подъёмники – используются для подъёма груза и людей в специальных грузонесущих устройствах, движущихся по жёстким вертикальным (наклонным) направляющим или рельсовому пути. По способу передачи силового воздействия от привода к грузонесущим устройствам различают канатные, цепные, реечные, винтовые и плунжерные подъёмники. Подъёмники имеют, как правило, электрический привод, реже – гидравлический.

По назначению подъемники подразделяются на:

- лифты – подъёмники непрерывного действия с вертикальным движением кабины или платформы по жёстким направляющим, установленным в ограждённой со всех сторон шахте;
- фуникулеры – подъёмники для перевозки грузов или пассажиров в вагонах, движущихся по наклонному рельсовому пути с канатной тягой;
- скиповые подъёмники – передвижные или стационарные установки для подъёма сыпучих грузов в скипах (специальных ковшах) по наклонным или вертикальным направляющим. Находят применение в шахтах, рудниках, карьерах и др.;
- строительные подъёмники – перемещающиеся по вертикальным направляющим платформы (кабины) с грузом (людьми) для доставки их на этажи строящихся зданий или сооружений.

Грузоподъемные краны. Грузоподъемные краны (ГК) являются наиболее распространенным средством механизации погрузочно-разгрузочных работ на промышленных предприятиях. ГК классифицируются:

- по конструктивному исполнению (мостового типа, стрелового типа, самоходные и др.);
- по конструкции захватного устройства (крюковые, грейферные (для сыпучих материалов), магнитные и др.);
- по виду перемещения (стационарные и передвижные);
- по конструкции ходового устройства (рельсовые, гусеничные, канатные, шагающие, плавучие);
- по виду привода механизмов (ручные, электрические, гидравлические, пневматические и др.);
- по степени поворота стрелы (полноповоротные, неполноповоротные, неповоротные);
- по способу опирания (опорные и подвесные).

Погрузчики. Используются преимущественно для погрузки, разгрузки и транспортирования штучных и насыпных грузов. Погрузчики могут быть периодического действия (штучные и насыпные грузы) и непрерывного действия (для насыпных грузов). Наиболее распространены погрузчики, смонтированные на автомобильном шасси. При работах внутри помещений применяются электропогрузчики.

Роботы и манипуляторы. Робот – автоматическая машина, выполняющая двигательные и управляющие функции, заменяющие аналогичные функции человека при перемещении грузов. Грузоподъёмность роботов может достигать несколько тонн.

Манипуляторы – машины, используемые для механизации складских работ, при монтаже оборудования, для операций по установке тяжёлых деталей на металлообрабатывающие станки и в др. случаях.

## 2. Режимы работы грузоподъемных машин.

Грузоподъемными называются такие машины циклического действия, которые предназначены для подъема и перемещения грузов.

Рабочий цикл грузоподъемной машины включает в себя отдельные операции: захват груза, его подъем, перемещение к месту доставки, опускание и установку на основание, подъем грузозахватного органа без груза, его перемещение к исходному пункту загрузки и опускание. Цикл состоит из двух частей: рабочей и холостой. В течение первой части цикла машина совершает полезную работу — груз доставляется из пункта загрузки в пункт разгрузки; в течение второй части цикла полезная работа не производится — машина возвращается в исходную позицию для начала нового цикла. Операции цикла выполняются с помощью механизмов, каждый из которых имеет свое назначение. Так, для подъема и опускания груза служит механизм подъема груза, для перемещения машины — механизм передвижения, для поворота вращающейся части — механизм поворота и т. д.

Механизмы, являясь составными частями грузоподъемной машины, устанавливаются на ее металлоконструкции. В зависимости от назначения машин, их металлоконструкции могут существенно отличаться друг от друга. Механизмы конструируются по одним принципам независимо от типа грузоподъемной машины. Они комплектуются из типовых деталей и узлов, общих для всех машин. К таким деталям и узлам относятся: гибкие органы, грузозахватные приспособления, блоки, барабаны, полиспасты, тормоза, опорно-поворотные круги, редукторы и электродвигатели. Обобщающим параметром, учитывающим условия эксплуатации грузоподъемной машины или ее механизма и степень загрузки их по времени, является режим работы данного механизма или всей машины в целом. При расчете деталей и узлов механизмов грузоподъемных машин на прочность, износ, долговечность и нагрев, а также при определении мощности механизмов и выборе электродвигателей, тормозов и редукторов используются нормативные величины, устанавливаемые в зависимости от того, к какому режиму работы отнесена данная машина или отдельный ее механизм.

Режим работы механизмов грузоподъемных машин с машинным приводом определяется исходя из следующих показателей:

коэффициента использования механизма по грузоподъемности

$$k_{rp} = \frac{Q_c}{Q_n},$$

где

$Q_c$  — среднесменное значение массы поднимаемого груза;

$Q_n$  — номинальная грузоподъемность;

коэффициента годового использования механизма

$$k_r = \frac{t_r}{365},$$

где  $t_r$  — число дней работы механизма в году;

коэффициента суточного использования механизма

$$k_c = \frac{t_c}{24},$$

где  $t_c$  — число часов работы механизма в сутки;

относительной продолжительности включения двигателя механизма

$$\Pi B^0/\emptyset = \frac{t_p}{t_n} 100,$$

где

$t_p$  — время работы механизма в течение цикла;

$t_{\text{ц}}$  — полное время цикла.

Относительная продолжительность включения характеризует использование механизма в течение цикла. Для электрооборудования ПВ% определяется при  $t_u = 10$  мин, для механизмов — при  $t_u = 1$  ч. При оценке режима работы электрооборудования учитывается также число включений механизма в час и температура окружающей среды. Режим работы крана принимается по режиму работы механизма подъема груза (если их несколько — то по режиму механизма главного подъема).

Правила Госгортехнадзора устанавливают следующие режимы работы:  
легкий - Л, средний - С, тяжелый - Т и весьма тяжелый — ВТ.

### 3. Основные характеристики, привод ГПМ.

*Привод грузоподъемной машины* включает в себя двигатель, промежуточную передачу и аппаратуру управления. В ГПМ используются двигатели внутреннего сгорания, электрические и комбинированные (дизель-электрические, электрогидравлические, электропневматические и т.д.).

На выбор типа привода конкретной машины влияют такие факторы:

- соответствие свойств двигателя заданному режиму работы ГПМ;
- характер действующих внешних нагрузок на машины;
- стоимость изготовления и эксплуатации машины с данным видом привода;
- возможность использования того или иного вида энергии;
- удобство управления машиной;
- особенности условий эксплуатации машины.

Основным видом силового оборудования для ГПМ являются электрические двигатели. Электрический привод имеет ряд достоинств: низкая стоимость, особенно двигателей переменного тока; высокий к. п. д.; постоянная готовность к работе; большая перегрузочная способность и возможность пуска под загрузкой; простота управления. Вместе с тем электропривод не лишен недостатков, основными из которых являются затруднения в подаче электроэнергии к передвижным ГПМ; громоздкость аппаратуры управления системам электропривода с регулированием скорости; относительно большой вес на единицу мощности. Токоподвод к грузоподъемным машинам или к отдельным механизмам кранов осуществляется с помощью гибких кабелей, троллеев и кольцевых токоприемников. В самоходных и плавучих кранах, где важна независимость от стационарных источников энергии, применяется *привод от двигателей внутреннего сгорания*(ДВС). Достоинствами ДВС являются постоянная готовность к действию, невысокие удельные масса и размеры, надежность в работе. Однако по сравнению с электрическим приводом ДВС имеет ряд недостатков: невозможность запуска под нагрузкой, сложность регулирования скоростей и реверсирования исполнительных механизмов, загрязнение окружающей среды и др.

Для передачи крутящего момента от такого двигателя к рабочим механизмам крана применяется механическая, электрическая или гидравлическая передача. Механическая передача состоит из системы зубчатых колес, обеспечивающих кинематическую связь выходного вала двигателя и исполнительного механизма ГПМ. При электрической передаче дизель приводит в действие электрический генератор, от которого электроэнергия поступает к электродвигателям рабочих механизмов. Такой кран называют дизель-электрическим.

В настоящее время в самоходных машинах намечается тенденция к росту применения *гидропривода*, что связано с возрастанием технического совершенства

гидромашин и повышением требований к качеству привода грузоподъемных машин, которые проще удовлетворяются путем применения гидропривода.

Гидропривод не требует применения громоздких и кинематически сложных устройств, позволяет сравнительно просто регулировать скорости в широких пределах, имеет большие перегрузочные способности, он отличается компактностью и малой массой на единицу мощности. Наряду с отмеченными достоинствами гидропривод имеет и недостатки: большая стоимость, обусловленная необходимостью высокой точности изготовления, трудность предупреждения утечек жидкости, ухудшение работы при низких температурах, необходимость в относительно частой замене рабочей жидкости и т. п.

В ПТМ широко применяют стальные канаты, особенно в механизмах подъема и в грузозахватных устройствах. Канаты изготавливают одинарной свивкой из проволок, либо двойной - когда из проволок свивают пряди, а пряди свивают в канат. Если проволоки в прядях и пряди в канате скручены в одну сторону, то получается канат односторонней свивки, а в разные – крестовой. Крестовые более устойчивы к раскручиванию, но поверхность у них менее гладкая, а жесткость выше.

Стальные канаты, применяемые в ГПМ должны соответствовать государственным стандартам, иметь сертификат предприятия — изготовителя канатов об их испытании в соответствии с ГОСТ 3241 и ГОСТ 18899. Выбор стальных канатов должен производиться в соответствии с Правилами по кранам, ИСО 4308/1, ИСО 4308/2 и другими нормативными документами.

При проектировании, а также перед установкой на кран канаты должны быть проверены расчетом по формуле

$$F_0 \geq Z_p \cdot S_{max}$$

где  $F_0$  — разрывное усилие каната в целом, принимаемое по сертификату (свидетельству) об их испытании;

$Z_p$  — минимальный коэффициент использования каната (коэффициент запаса прочности), определяемый по табл. 3.7 в зависимости от группы классификации механизма по ИСО 4301/1;

$S_{max}$  — наибольшее натяжение ветви каната, указанное в паспорте крана.

#### 4. Механизмы и основные элементы механизмов грузоподъемных машин.

В грузоподъемных машинах для передачи усилий по перемещению груза кроме деталей и узлов общего назначения, изучаемых в курсах «Детали машин» (валы, оси, подшипники, шестерни, муфты и т. д.), применяются детали и узлы специального назначения (грузовые и тяговые гибкие органы, грузозахватные приспособления, полиспасты, барабаны, блоки, остановы, тормоза и т. д.).

Проволочные стальные канаты представляют собой наиболее распространенные гибкие органы, обладающие высокой прочностью и надежностью в работе. Канаты называют грузовыми, если они входят в комплект механизма подъема; тяговыми если они перемещают груз, массу которого воспринимает несущая конструкция машины. Канаты свивают из стальных проволок диаметром 0,2 - 3 мм с расчетным пределом прочности проволоки при растяжении 1,6-103 - 2-103 МПа. Различают канаты одинарной, двойной и тройной свивки. Канаты одинарной свивки получают послойной навивкой друг на друга в различных направлениях отдельных проволок. Канаты двойной свивки изготавливают из предварительно свитых проволочных прядей, навиваемых на органический или металлический сердечник. В канатах тройной свивки в качестве прядей используют канаты двойной свивки малого диаметра.

Органические сердечники канатов, которые изготавливают из пеньки (реже из синтетических материалов), служат аккумулятором смазки. Металлическим сердечником канатов служит отдельная прядь или канат двойной свивки. Канаты с металлическим

сердечником практически не подвергаются сплющиванию и применяются при многослойной навивке на барабан.

Свивка канатов может быть односторонней, когда проволоки в прядях и сами пряди свиваются в одном направлении (правом или левом), и крестовой, когда свивка ведется в противоположных направлениях. Обладая повышенной гибкостью и долговечностью по сравнению с канатами крестовой свивки, канаты односторонней свивки легче сминаются и раскручиваются под нагрузкой.

По характеру соприкосновения проволок в прядях различают канаты с точечным (ТК), линейным (ЛК) и точечно-линейным (ТЛК) касанием. Пряди канатов типа ТК (рис. III.1, а) свиты из проволок одинакового диаметра, а типа ЛК (рис. III.1, б, в, г, д) и ТЛК (рис. III.1, е)—из проволок различных диаметров, что обеспечивает более плотное заполнение сечения каната и линейное касание проволок в прядях, при котором контактные напряжения ниже, чем при точечном. Поэтому канаты типа ПК обладают большей гибкостью, прочностью, износостойкостью и долговечностью по сравнению с канатами типа ТК.

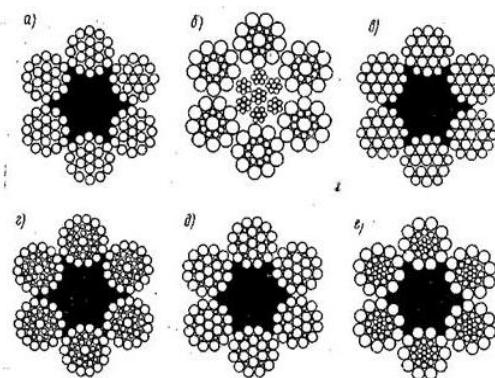


Рис.1. Конструкция стальных канатов

В грузоподъемных машинах применяют преимущественно канаты двойной свивки типа ЛК с шестью прядями в поперечном сечении и числом проволок в каждой 19—37.

Канаты типа ЛК имеют несколько разновидностей. К основному индексу каната добавляется буква О (ЛК-О) при одинаковом диаметре проволоки отдельных слоев пряди (рис. 1, б); буква Р (ЛК-Р)—при двух разных диаметрах проволоки в верхнем слое пряди (рис. 1, б); буквы РО (ЛК-РО), если проволоки разного и одинакового диаметров распределены по отдельным -слоям пряди (рис. 1, г); буква З (ЛК-З), если между двумя слоями проволок размещаются заполняющие проволоки меньшего диаметра.

Диаметр стального каната  $d_K$  (в мм) подбирают в соответствии с требованиям Госгортехнадзора по разрывному усилию  $Sp$  (в кгс, Н).

Государственная инспекция Комитета по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору.

Каждый канат снабжается заводским паспортом (сертификатом), в котором указывают диаметр каната, его назначение, механические свойства проволоки, вид покрытия, сочетание направления свивки, способ свивки, тип касания проволок в прядях, материал сердечника, номер ГОСТа.

Канат считается непригодным для эксплуатации, если число оборванных проволок в наружных слоях прядей на длине одного шага свивки превышает пределы, установленные нормами Госгортехнадзора.

Пластинчатые (ГОСТ 191—63) и сварные овальнозвенные (ГОСТ 2319—70) цепи также используют в качестве гибких грузовых органов.

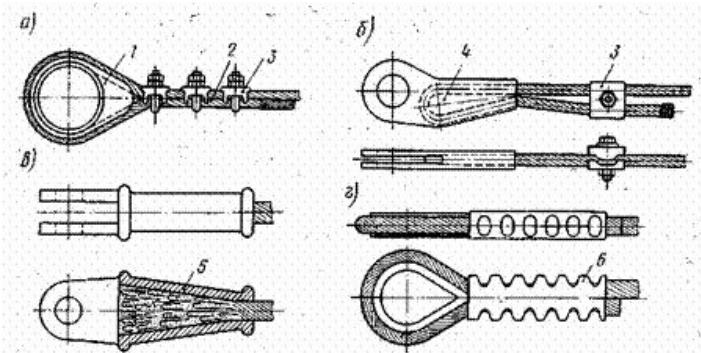


Рис. 2. Схемы крепления концов стальных канатов

Для крепления к канатам грузов, крюков, траверс и захватов на их концах имеются петли. Они получаются путем огибания конца каната вокруг стального овального кольца — коуша (рис. 2, а), который предохраняет канат от смятия и перетирания проволок на перегибе. После огибания коуша конец каната плотно прижимают к его основной ветви и обматывают проволокой из мягкой стали участок длиной не менее 15 диаметров каната, но не менее 300 мм или же зажимают специальными зажимами 3 в количестве не менее трех. Канат закрепляют также путем заклинивания закладным коушем (рис. 2, б) или заливки расплетенного конца расплавленным свинцом в конической втулке 5 (рис. 2, в). Канаты могут крепиться в специальных соединителях 6 (рис. 2, г) путем опрессовки.

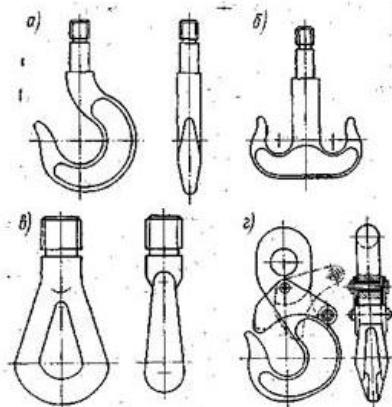


Рис. 3. Разновидность грузоподъемных крюков:  
а — однорогий; б — двурогий; в — петля грузовая; г—крюк с замком

Для подвешивания штучных грузов и специальных захватных приспособлений к канатам грузоподъемных машин служат крюки и петли (рис. 3), изготовленные ковкой или штамповкой из мягкой стали. Для повышения безопасности работы крюки часто оснащают откидными замками, предохраняющими канат от соскакивания. Крюки и петли должны иметь клеймо завода-изготовителя и паспорт, в котором приводится их полная техническая характеристика.

Канатные стропы, изготовленные из стальных канатов, используют для подвешивания грузов к крюкам или петлям.

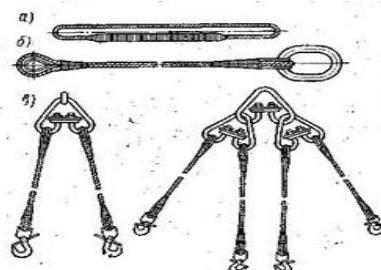


Рис. 4. Стропы для подъема грузов:  
а — универсальный; б — облегченный; в — многоветвевой

Различают стропы: универсальные, изготовленные в виде замкнутой петли (рис. 4, а); облегченные (одинарные), имеющие на концах крюк или петлю (рис. 4, б); многоветвевые (от 2 до 8 ветвей, применяемые для строповки грузов в нескольких точках (рис. 4, в). Коэффициент запаса прочности К стальных канатов для стропов принимают не менее 10.

Крюками и петлями оснащаются подвижные грузовые блоки, ось которых перемещается в пространстве. Ось неподвижных (направляющих) блоков, применяемых для изменения направления движения каната, в пространстве не перемещается. Основной деталью каждого блока является колесо-ролик, на ободе которого имеется чисто обработанная профильная канавка (ручей) для каната определенного диаметра.

Однорольные и многорольные подвижные блоки применяют при монтаже санитарно-технических систем и оборудования из элементов небольшой массы в стесненных условиях. Однорольный монтажный блок (рис. 5, а) состоит из чугунного или стального ролика, вращающегося на подшипниках качения или скольжения вокруг оси, жестко закрепленной на щеках, связанных болтами. В нижней части щек шарнирно укреплена траверса, в которой на упорном шарикоподшипнике или сферической шайбе подвешен крюк.

Полиспасты (рис. 6) применяют для выигрыша в силе или скорости. Они состоят из подвижных и неподвижных одно- или многорольных блоков, огибаемых последовательно по определенной системе одним общим канатом (реже цепью). Подвижные блоки группируются в подвижной обойме, несущей крюк или петлю для захвата груза, неподвижные — в неподвижной обойме, прикрепляемой к какой-либо конструкции. Один конец каната закрепляют на подвижной (рис. 6, б) или неподвижной (рис. 6, б, а, в) обойме, другой (сбегающий) — на барабане лебедки.

Полиспасты, применяемые для выигрыша в силе, называют редукторными, для выигрыша в скорости — мультипликаторными. Последние применяют реже. Редукторные полиспасты (рис. 6, а, б, в) позволяют уменьшить натяжение в канате, навиваемом на барабан лебедки (при соответствующем проигрыше в скорости подъема груза) и применяются как самостоятельные грузоподъемные устройства на монтажных работах или входят в состав механизмов подъема кранов, подъемников, одноковшовых экскаваторов и т. п. Мультипликаторные полиспасты (рис. 6, г) позволяют получать повышенные скорости перемещения груза или элемента рабочего оборудования машины при малых скоростях приводного механизма (обычно пневмо- или гидроцилиндра) и применяются в гидравлических и пневматических подъемниках, механизмах выдвижения-втягивания телескопических стрел стреловых самоходных кранов и экскаваторов-планировщиков, механизмах подъема-опускания рабочего органа траншейных экскаваторов и т. п.

Полиспаст характеризуется кратностью  $i_{in}$ , определяемой числом ветвей каната, на которых подвешена подвижная обойма. У полиспастов для выигрыша в силе свободный конец каната может сбегать с неподвижного (рис. 3.6, а) или подвижного (рис. 3.6, б, в) блоков.

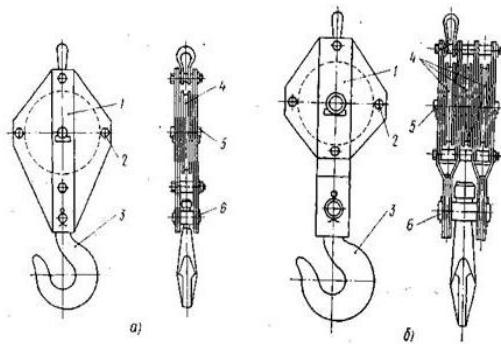


Рис. 5. Монтажные блоки: а — однорольный; б — многорольный

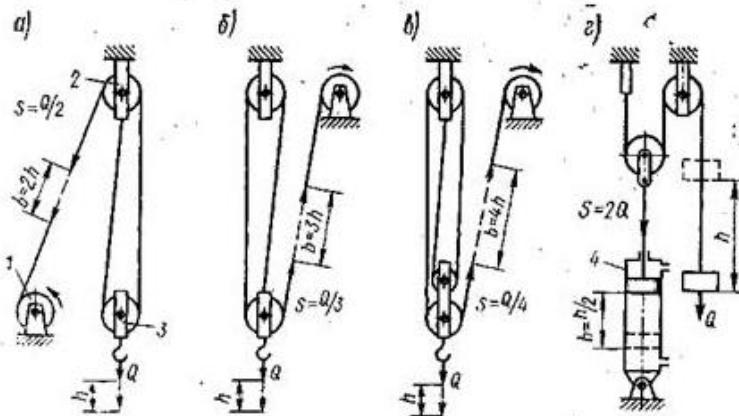


Рис. 6. Полиспасты: о, б, в — для выигрыша в силе; г — для выигрыша в скорости; 1 — лебедка; 2 — неподвижная обойма; 3 — подвижная обойма; 4 — пневмо- или гидроцилиндр

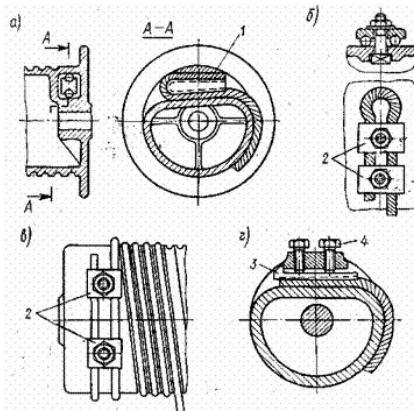


Рис. 7. Крепление каната к барабану

Барабаны предназначены для навивания и послойной укладки на них канатов при перемещении грузов или грузовых тележек. Барабаны выполняют литыми (из чугуна или стали) и сварными из листовой стали. Они могут вращаться на подшипниках качения или скольжения вокруг неподвижной оси или же вместе с валом. Различают барабаны для многослойной и однослойной навивки каната. На поверхности последних нарезают винтовую канавку для правильного расположения каната и уменьшения его износа.

Поверхность барабанов для многослойной навивки обычно выполняют гладкой, ограниченной с обеих сторон бортами (ребордами). Реборда должна выступать над последним слоем уложенного каната не менее чем на два его диаметра. Крепление каната на барабане осуществляется с помощью клина (рис. 3.7,а) в теле барабана, прижимных планок (рис. 3.7,б,в) или желобчатой закладной чеки, прижимаемой к канату винтами (рис. 3.7,г). Для уменьшения нагрузки на детали крепления на барабане при сматывании каната должно оставаться не менее полутора его витков.

Механизмы грузоподъемных машин снабжаются остановочными устройствами (остановами) и тормозами.

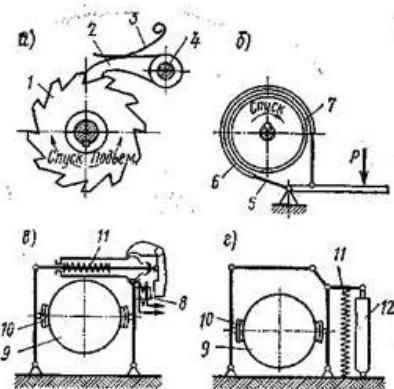


Рис. 8. Остановы и тормоза:

а — храповой останов; б — ленточный дифференциальный тормоз; в — колодочный тормоз с электромагнитом; г — колодочный тормоз с электрогидравлическим толкателем

Остановы предназначены для стопорения и надежного удержания (фиксирования) поднятого груза в заданном положении. По конструкции остановы делят на храповые, роликовые и фрикционные. Наиболее распространены храповые остановы (рис. 3.8,а), состоящие из храпового колеса и собачки.

Храповое колесо жестко закреплено на валу или барабане подъемного механизма, ось собачки — на неподвижном основании. Собачка принудительно (с помощью пружины, груза и т. д.) вводится в зацепление с зубьями храпового колеса и препятствует его повороту при опускании груза. При подъеме груза храповое колесо вращается в обратном направлении и собачка свободно проскальзывает по его зубьям, не препятствуя вращению. Храповые колеса выполняют с внутренним и наружным зацеплениями. Для смягчения ударов при включении останова применяют не одну, а две или три собачки.

Тормоза. Принцип действия их основан на уравновешивании целиком или частично крутящего момента на валу механизма тормозным моментом, возникающим от сил трения между подвижными и неподвижными элементами тормоза.

По назначению тормоза делятся на стопорные и спускные.

Стопорные тормоза служат для остановки механизмов, отключенных от двигателя или удержания груза на весу, а спускные — для регулирования скорости опускания груза. По характеру работы (действию) различают закрытые (нормально замкнутые) и открытые (нормально разомкнутые) тормоза. Закрытые тормоза постоянно включены (замкнуты) в нерабочем состоянии усилием пружины или силой тяжести тормозного груза и выключаются (размыкаются) на период работы механизма. Открытые тормоза постоянно выключены (разомкнуты) и включаются (замыкаются) при торможении.

По способу управления тормоза делят на управляемые и неуправляемые (автоматические). Автоматические тормоза (обычно нормально замкнутые) устанавливаются, как правило, в механизмах с электроприводом и размыкаются под действием электромагнитов, электрогидравлических или электромеханических толкателей. Управляемые тормоза приводятся в действие через систему рычагов мускульной силой рабочего и устанавливаются, как правило, в механизмах с ручным приводом, с приводом от парового двигателя или двигателя внутреннего сгорания. Для создания значительных тормозных усилий в систему управления тормозом включают гидравлический или пневматический усилители.

По конструкции тормоза разделяются на ленточные, колодочные, конусные и дисковые. Их устанавливают на приводном валу или непосредственно на подъемном (тяговом) барабане.

Ленточный тормоз (рис. 3.8, б) состоит из стальной ленты 5 с фрикционными накладками 6, охватывающей тормозной шкив 7 и системы рычагов, регулирующих натяжение ленты. При натяжении рычагами тормозная лента зажимает вращающийся шкив, осуществляя его торможение.

Различают простые, дифференциальные и суммирующие ленточные тормоза, которые отличаются друг от друга способом закрепления набегающего конца тормозной ленты. Простые и дифференциальные тормоза являются тормозами одностороннего действия и предназначены для торможения шкивов, вращающихся постоянно в одном направлении. По сравнению с простыми дифференциальные тормоза имеют значительно меньшее усилие включения. Суммирующие тормоза — двустороннего действия и устанавливаются при реверсивной работе шкива.

Колодочные тормоза (рис. 3.8, в, г) выполняют, как правило, с двумя тормозными колодками 10, зажимающими тормозной шкив с диаметрально противоположных сторон. К колодкам прикреплена стальная вальцованные лента, обладающая повышенными фрикционными качествами. Двухколодочные тормоза — стопорные, автоматические, нормально-замкнутые, двустороннего действия. Замыкание двухколодочных тормозов в большинстве современных конструкций осуществляется усилием сжатой пружины, размыкание — специальными тормозными электромагнитами, электромеханическими или электрогидравлическими толкателями, включенными параллельно приводному двигателю механизма. Размыкание тормоза происходит одновременно с включением двигателя.

## **1.7 Лекция № 7 (2 часа).**

**Тема: «Элементы грузовых и тяговых устройств. Механизмы подъема груза»**

### **1.7.1 Вопросы лекции:**

1. Гибкие элементы (канаты и цепи). Классификация. Расчет.
2. Блоки и барабаны. Материалы. Расчет.
3. Полиспасты.
4. Назначение, структура механизма.
5. Механизмы с машинным приводом, состав и исходные данные.
6. Статическая мощность, выбор двигателя с учетом ПВ.

### **1.7.2 Краткое содержание вопросов:**

1. Гибкие элементы (канаты и цепи). Классификация. Расчет.

Гибкими тяговыми органами конвейеров являются цепи, ленты и канаты.

Преимущества тяговых цепей:

- возможность огибания звездочек и блоков малого диаметра;
- гибкость в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
- высокая прочность при малом удлинении;
- удобство и высокая прочность грузонесущих и опорных элементов;
- надежность передачи тягового усилия зацеплением на звездочке при малом первоначальном натяжении;
- возможность работы при высокой температуре.

Недостатки тяговых цепей:

- большая масса и высокая стоимость;
- наличие большого количества шарниров, требующих регулярного наблюдения и смазки;
- ограничение скорости движения из-за дополнительных динамических нагрузок;
- интенсивное изнашивание цепи при высоких скоростях.

Преимущества конвейерных лент:

- возможность сочетания функций тягового и несущего элементов;
- малая масса;

- простота конструкции и эксплуатации;
- возможность перемещения с высокими скоростями;
- отсутствие быстроизнашивающихся шарниров;
- удовлетворение требованиям свойств транспортируемых грузов и окружающей среды.

Недостатки конвейерных лент:

- фрикционный способ передачи, требующий большого первоначального натяжения;
- недостаточный срок службы при транспортировании тяжелых и крупнокусковых грузов;
- ограниченная возможность использования для транспортирования горячих грузов;
- сложность текущего ремонта и очистки от липких грузов;
- повышенное удлинение ленты (до 4%) при рабочих нагрузках.

Преимущества канатов:

- меньшая стоимость и масса по сравнению с цепями при равной прочности;
- гибкость во всех направлениях;
- меньшая подверженность воздействию пыли и грязи из-за отсутствия шарниров;
- возможность перемещения с высокими скоростями.

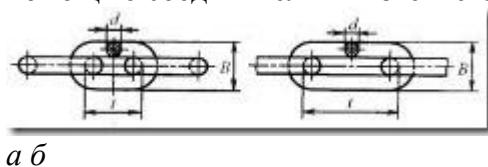
Недостатки канатов:

- сложность создания надежного привода;
- большое первоначальное натяжение при фрикционном приводе;
- малый срок службы;
- большая вытяжка при рабочих нагрузках;
- сложность крепления рабочих элементов и замены отдельных частей каната.

## Тяговые цепи

Основными параметрами тяговой цепи являются шаг звена, разрушающая нагрузка, масса 1 м цепи, определяющим признаком является конструкция цепи [2].

Круглозвенные сварные цепи (рис. 2.1) изготавливаются из круглой легированной стали отрезками 1–2 м, соединяются в процессе сборки с грузонесущими элементами с помощью соединительных звеньев.



*a* *b*

Рис. 2.1. Круглозвенные сварные цепи:

*a* – короткозвенные; *b* – длиннозвенные

Преимущества круглозвенных цепей: простота конструкции; малая стоимость; пространственная гибкость; наличие открытого самоочищающегося шарнира [2].

Недостатки круглозвенных цепей: малая площадь контакта звеньев; быстрое изнашивание; недостаточная точность изготовления звеньев.

Литые цепи (рис. 2.2) имеют разнообразные конструкции, изготавливаются из ковкого чугуна.

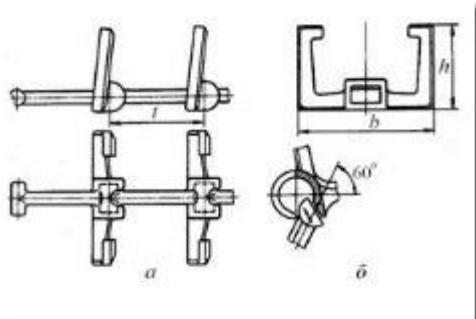


Рис. 2.2. Литая разборная цепь из ковкого чугуна:

*a* – конструкция; *b* – способ сборки-разборки

Преимущества литых цепей: малая стоимость; возможность изготовления звеньев сложной конфигурации.

Недостатки литых цепей: большая масса; невысокая надежность.

Литые цепи применяют в конвейерах с контурными скребками сложной конфигурации [2].

Комбинированные цепи (рис. 2.3) изготавливают из звеньев, отлитых из ковкого чугуна или стали заодно с втулками, и точеных стальных валиков, возможно сочетание литых внутренних звеньев с наружными штампованными звеньями из полосовой стали [2]. Пластиначатыми являются цепи со звеньями из пластин, соединенных валиками или втулками [2]. Для крепления грузонесущих элементов конвейеров к цепи пластины обычно выполняют с отверстиями или снабжают их полками с отверстиями. По конструкции узла шарнира пластиначатые цепи:

- безвтулочные (рис. 2.4);
- безроликовые; роликовые;
- втулочные (рис. 2.5): без роликовые; роликовые;
- катковые (рис. 2.6): с гладкими катками; с ребордами на катках.

При легких режимах работы применяют пластиначатые безвтулочные цепи (рис. 2.4), которые имеют наиболее простую конструкцию и низкую стоимость и применяются в конвейерах только при малых скоростях и невысоких нагрузках.

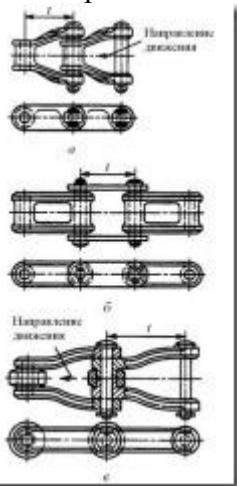


Рис. 2.3. Комбинированные цепи:  
а, б – безроликовые; в – роликовая

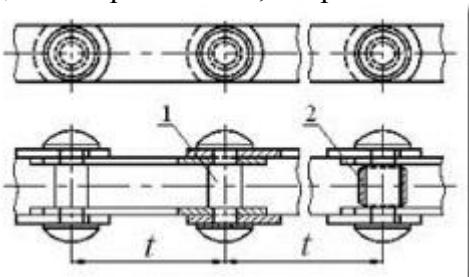


Рис. 2.4. Пластиначатые цепи безвтулочные:

- 1 – безроликовые; 2 – роликовые

Наиболее эффективными и имеющими широкое применение являются роликовые и катковые пластиначатые цепи [2]. При перегибе цепи на звездочке давление между валиком и втулкой в шарнире распределяется по значительно большей поверхности, чем у безвтулочной цепи, поэтому при одинаковых усилиях давление и износ в шарнире получаются меньшими.

При средних и тяжелых режимах работы используют втулочные (безроликовые и роликовые) (рис. 2.5) и катковые пластиначатые цепи (рис. 2.6). При применении на конвейере в качестве тягового элемента двух параллельных цепей отдельные валики выполняют иногда в виде сквозной оси, соединяющей обе цепи.

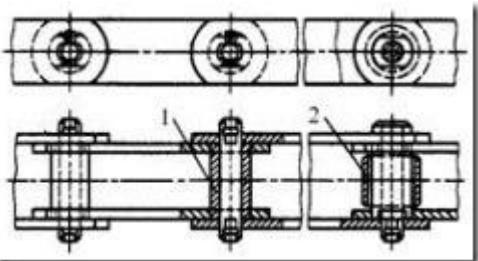


Рис. 2.5. Пластинчатые цепи втулочные:  
1 – безроликовые; 2 – роликовые

Ролики устанавливают для уменьшения износа валика или втулки и зуба звездочки. Катки служат также ходовыми опорами, т. к. цепь на них движется по направляющим путям. По форме звеньев различают цепи с прямыми и изогнутыми пластинами. Наибольшее распространение в конвейерах получили роликовые и катковые пластинчатые цепи. Катки цепи устанавливают на подшипниках скольжения или на подшипниках качения. Цепи с катками на подшипниках качения применяют на конвейерах тяжелого типа с большими нагрузками (тележечные конвейеры) для уменьшения сопротивления движению цепи.

Основные параметры и размеры цепей регламентированы ГОСТ 588–81, основными параметрами тяговой цепи являются: шаг звена, разрушающая нагрузка, масса 1 м цепи; определяющим признаком является конструкция цепи. Нормальный ряд шагов цепи: 40, 50, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800 и 1000 мм.

Пластинчатые цепи имеют широкое применение в пластинчатых, ковшовых, тележечных, цепенесущих конвейерах и элеваторах. Преимуществами тяговых пластинчатых цепей являются: простота изготовления; экономичность производства; удобство крепления рабочих элементов; высокая точность изготовления; высокая прочность и износостойкость.

К недостаткам пластинчатых цепей относятся: отсутствие пространственной гибкости; сложность обеспечения неподвижных соединений деталей шарниров с пластинами.

Коэффициентом запаса прочности тягового элемента является отношение разрушающей нагрузки к допускаемой. Принятый запас прочности должен обеспечивать надежную, безопасную и долговечную работу конвейера в определенных условиях эксплуатации.

Разборные цепи (рис. 2.7, 2.8) по конструкции и способу изготовления: кованые (горячештампованные); холодноштампованные [2].

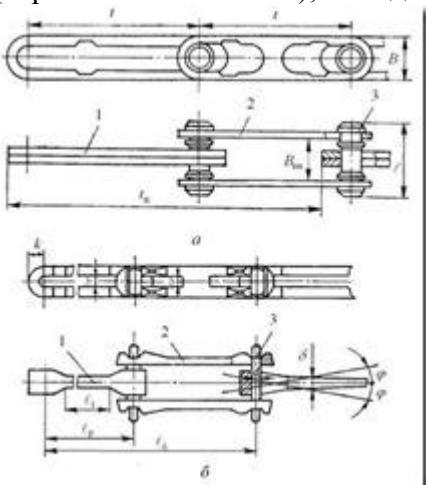


Рис. 2.7. Разборные холодноштампованные цепи:  
а – с фиксированными валиками; б – с искривленными пластинами;  
1 и 2 – пластины; 3 – валик

Эти цепи являются наиболее совершенными и применяются в подвесных, сборочных, тележечных, скребковых конвейерах. Основные параметры разборных цепей регламентированы ГОСТ 589-74.

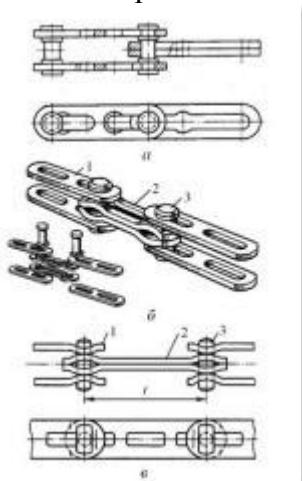


Рис. 2.8. Холодноштампованная разборная цепь:

1 – наружное звено цепи; 2 – внутреннее звено цепи; 3 – валик

Вильчатые цепи (рис. 2.9) используются на конвейерах с погруженными скребками и имеют упрощенный безвтулочный шарнир [2]. Запас прочности для изготовления цепей выбирают повышенным (12–15) с учетом уменьшения сечения звена от износа.

Параметры вильчатых цепей регламентированы ГОСТ 12996-79, нормальный ряд шагов цепи: 100; 125; 160; 200; 250 мм.

Профиль зуба звездочки для тяговых цепей строят графически. Основным расчетным параметром является диаметр делительной окружности. Приводные звездочки отливают из стали 35Л или изготавливают в виде зубчатого венца из листовой стали 40 или 50; зубья звездочек подвергают поверхностной обработке.

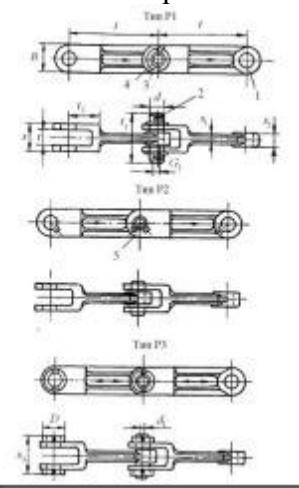


Рис. 2.9. Вильчатая цепь:

1 – звено; 2 – палец; 3 – шплинт; 4 – шайба; 5 – штифт-шпонка

## 2.Блоки и барабаны. Материалы. Расчет.

Барабаны на кранах служат для навивки канатов, при помощи которых поднимают и опускают груз. На поверхности барабана имеются спиральные канавки (ручьи), благодаря чему грузовой канат при наматывании ложится правильными рядами. Канавки по ширине делают немного больше диаметра грузового каната, чтобы он ложился свободно и не задевал ее боковых стенок.

Канавки способствуют правильной укладке каната и предотвращают трение между его набегающей ветвью и уже уложенным витком. На одной половине барабана они направлены вправо, а на другой половине — влево. Это необходимо для того, чтобы груз,

подвешенный на двух ветвях каната, поднимался и опускался по вертикали без горизонтального перемещения вдоль барабана.

Барабаны изготавливают литыми из чугуна и стали или сварными из листовой стали. Литые барабаны тяжелее сварных на 40—50 %. Все витки каната, навитого на барабан, имеют одинаковый диаметр, что при постоянной угловой скорости барабана позволяет получить постоянную скорость навивки. Крепление каната на барабане должно быть надежным и в то же время удобным для быстрой смены изношенного каната.

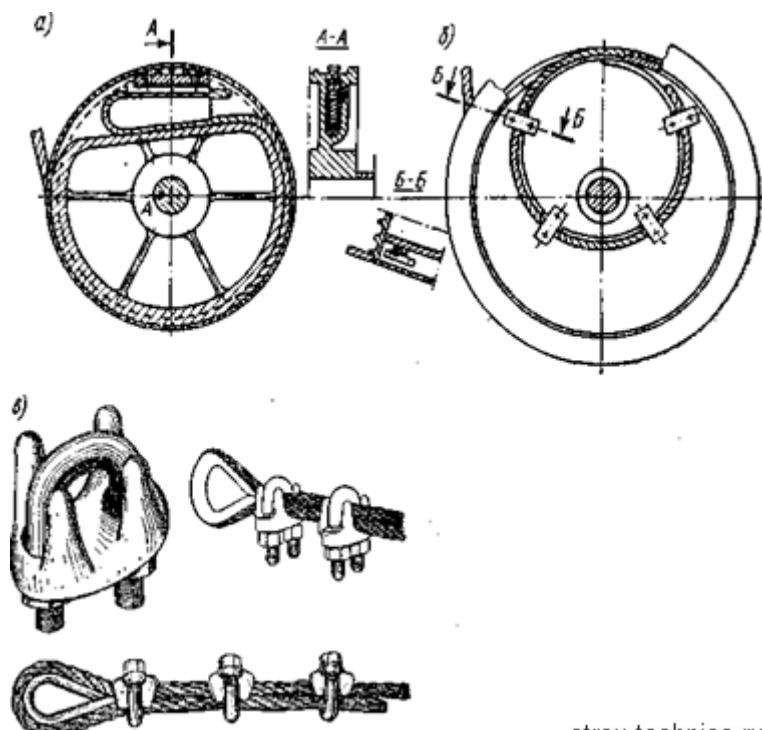
Между участками барабана с канавками размещается гладкая ненарезная часть. Концы каната в большинстве случаев закрепляют по краям барабана. Ветви каната, спускающиеся с барабана, подводятся к наружным блокам крюковой подвески, и при наматывании каната на барабан происходит его навивка от краев к середине. В кранах большой грузоподъемности с большой кратностью полиспаста и, значит, большим количеством блоков на подвеске требуется наличие у барабанов длинных ненарезных участков, что приводит к увеличению длины барабана и размеров механизма подъема.

Для устранения этого неудобства применяют схему навивки каната, при которой его концы закрепляются у краев средней гладкой части барабана и подводятся к внутренним блокам крюковой подвески. При подъеме груза навивка каната происходит по направлению от середины к краям барабана. Но и в этом случае можно сделать навивку по вышеуказанной схеме, уменьшив число ветвей полиспаста с соответствующим увеличением диаметра каната. Канатовместимость барабана должна быть такой, чтобы при низшем возможном положении грузозахватного органа на барабане оставались навитыми не менее 1,5 витков каната, не считая витков, находящихся под зажимным устройством.

У грейферных кранов, при работе которых возможны рывки и ослабление каната, при однослоиной навивке каната барабаны должны иметь канавку глубиной не менее 0,5 диаметра каната или снабжаться устройством, обеспечивающим правильную укладку каната на барабане. Наиболее удобны конструкции крепления каната на барабане при помощи клина и стопорных болтов, хомутов и нескольких витков каната, намотанных на ступицу барабана, и прижимных планок и болтов (рис. 2.30).

Петля на конце каната при креплении его на барабане, а также петля стропа, сопряженная с кольцами, крюками и другими деталями, должны быть выполнены с применением коуша путем заплетки свободного конца каната, постановки зажимов или другим проверенным способом по утвержденным нормам.

Конец каната на барабане можно прикреплять также в стальной кованой, штампованной, литой конусной втулке клином или заливкой легкоплавким сплавом. Применять сварные втулки не разрешается. Корпуса втулки и клинья не должны иметь острых кромок, о которые может перетираться канат.



[stroy-technics.ru](http://stroy-technics.ru)

Рис. 2.30. Крепление каната на барабане: а — с помощью клина; б — прижимными планками; в — зажимом «коренной зуб»

Канатные барабаны кранов чаще устанавливают на вращающихся и реже на неподвижных осях. В первом случае барабан соединен болтами с зубчатым колесом, закрепленным на шпонке, и вращается вместе с ним и осью (рис. 2.31). Удобство обслуживания, смазки и ремонта — основные преимущества струкций.

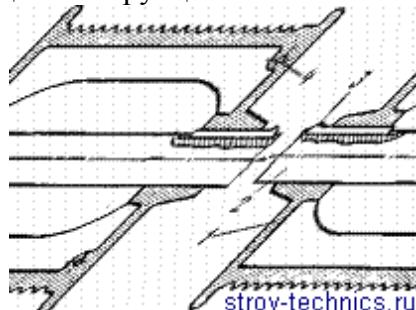


Рис. 2.31. Канатный барабан

Для мостовых кранов коэффициент  $e$  имеет следующие значения: при легком режиме работы  $e = 20$ ; при среднем  $e = 25$ ; при тяжелом  $e = 30$ ; при весьма тяжелом  $e = 35$ . Допускается принимать диаметр барабана меньше определенного по формуле (2.3) на 15%, а диаметр уравнительного блока — на 20%.

В зависимости от условий работы крана блоки изготавливают литыми, чугунными или стальными. В современных кранах блоки вращаются на подшипниках качения. Не разрешается применять на кранах блоки с дефектами — отбитыми бортами, трещинами, с выработкой втулок и т. п.

Существует несколько способов подвешивания блочных подвесок к барабану в зависимости от числа ветвей каната. При четырех ветвях (рис. 2.32, а) канат перекидывают через уравнительный блок, уравнивают обе половины каната, а затем один конец пропускают через блок подвески и закрепляют на барабане. Второй конец каната пропускают через второй блок подвески и также закрепляют на барабане.

При шести ветвях полиспаста (рис. 2.32, б) конец каната пропускают через уравнительный блок, расположенный между двумя нижними рабочими блоками полиспаста. После этого концы канатов перекидывают через верхние неподвижные блоки, пропускают через нижние блоки полиспастов и закрепляют на барабане.

При десяти ветвях (рис. 2.32, в) подвеску каната выполняют так: канат пропускают через уравнительный блок, расположенный внизу между подвижными блоками полиспаста; концы перекидывают через верхние неподвижные блоки, потом под подвижные блоки полиспаста, через вторые верхние блоки, затем через нижние подвижные блоки полиспаста и закрепляют концы каната на барабане.

Конструкции уравнительных блоков показаны на рис. 2.33. Уравнительный блок вращается только при выравнивании ветвей нового каната. Когда ветви выравняются, он не вращается или вращается почти незаметно — на доли оборота.

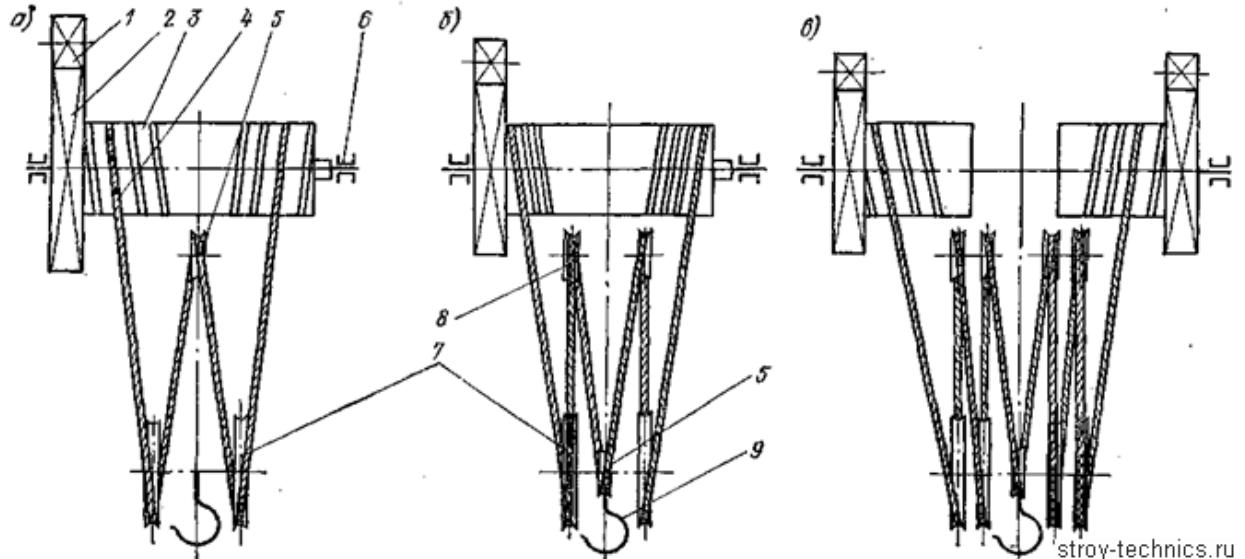


Рис. 2.32. Подвешивание полиспастов к барабанам

1 — малая ведущая шестерня; 2 — барабанная шестерня; 3 — барабан; 4 — шипники; 7 — подвижные блоки; 9 — верхний блок; 9 — крюк

### 3. Полиспасты.

а). б).

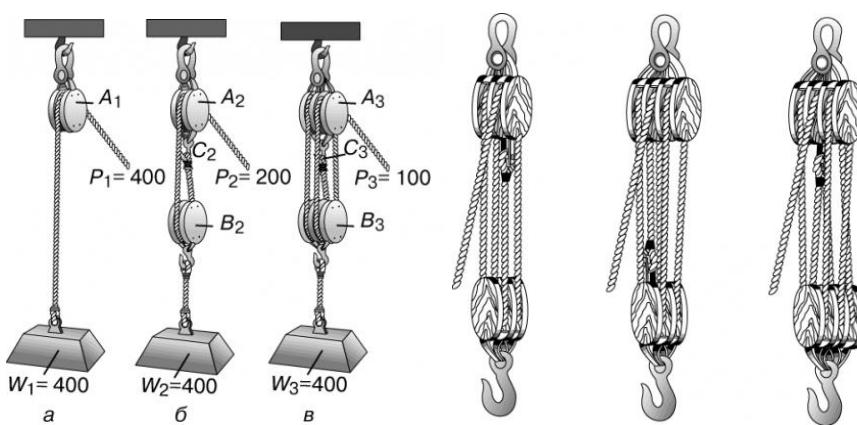


Рис. 133. Принцип действия блока и полиспаста.

Полиспаст система из блоков и веревок, предназначенная для подъема тяжелых грузов или натягивания веревок, использующая в своей работе принцип рычага (выигрываем в силе — проигрываем в расстоянии).

Полиспасты, изображенные на рис. 133, б с различными комбинациями блоков трех типов: слева — пара двойных блоков; в центре — тройной блок с двойным; справа — пара тройных

блоков. В тройном блоке конец троса, к которому прилагается тяговое усилие, проходит через центральный желоб; при этом нижний – подвижный – блок крепится коушем так, что его ось перпендикулярна оси верхнего – неподвижного – блока.

Принципы действия этих механизмов поясняются на рисунках. На рис. а груз весом  $W_1$  поднимают с помощью одиночного блока усилием  $P_1$ , равным весу. Груз  $W_2$  поднимают простейшим кратным полиспастом, состоящим из двух блоков, усилием  $P_2$ , равным только половине веса  $W_2$ . Воздействие этого веса делится поровну между ветвями троса, на которых шкив  $B_2$  подведен к шкиву  $A_2$  с помощью крюка  $C_2$ . Следовательно, для того чтобы поднять груз  $W_2$ , к ветви троса, проходящей через желоб шкива  $A_2$ , достаточно приложить силу  $P_2$ , равную половине веса  $W_2$ ; таким образом, простейший полиспаст дает двойной выигрыш в силе. Последний рисунок на а) поясняет работу полиспаста с двумя шкивами, каждый из которых имеет два желоба. Здесь усилие  $P_3$ , необходимое для поднятия груза  $W_3$ , составляет лишь четверть его веса. Это достигается благодаря распределению всего веса  $W_3$  между четырьмя тросами подвеса блока  $B_3$ . Отметим, что кратность выигрыша в силе при подъеме тяжестей всегда равна числу тросов, на которых висит подвижный блок  $B_3$ . Полиспаст по своему принципу действия подобен рычагу: выигрыш в силе равен проигрышу в расстоянии при теоретическом равенстве совершаемых работ.

Основной характеристикой полиспаста является его *кратность*  $i_n$ , представляющая собой число ветвей гибкого органа, на которых подвешивается поднимаемый груз. Это определение нельзя распространять на *сдвоенные* системы (фиг. 134, в), представляющие *два* параллельно работающих полиспаста. Хотя груз подведен здесь на четырех ветвях, этот полиспаст является сдвоенным двукратным ( $i = 2$ ), а не четырехкратным. Попутно следует отметить особенность блока  $A$ , который по существу не является элементом полиспаста и не вращается при подъеме и опускании груза, а служит исключительно для устранения перекосов подвески от неравномерной вытяжки каната, небольших отклонений в диаметре барабана и каната и прочих случайных причин. Поэтому блок  $A$  и называется *уравнительным*. Ввиду того, что уравнительный блок почти не вращается и канат не подвергается на нем повторным изгибам, диаметр его можно делать значительно меньше (обычно на  $40\%$ ), чем у рабочих блоков.

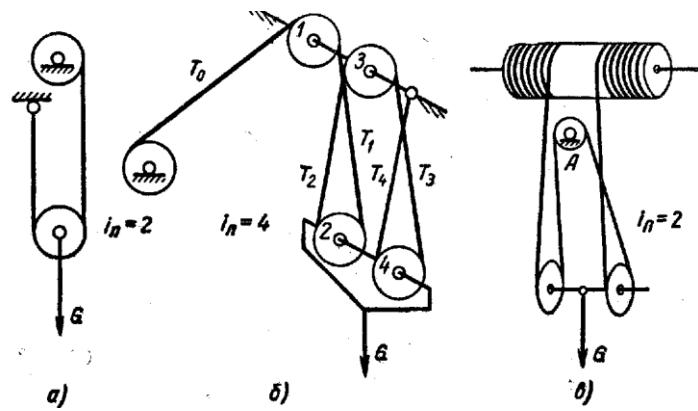


Рис. 134. Схемы полиспастов: а —двукратный; б — четырехкратный; в —сдвоенный двукратный.

### ^Kанатные барабаны

Барабаны, как было указано выше, служат для преобразования вращательного движения привода подъемного механизма (вала рукоятки или двигателя) в поступательное движение подъема или опускания груза. Как правило, барабаны имеют цилиндрическую форму. В

особых же случаях, когда натяжение набегающей на барабан ветви каната закономерно изменяется от минимума до максимума, целесообразно придавать барабану коническую форму, чтобы получить на нем постоянный грузовой момент

$$M_{zp} = T_{\min} \cdot R_{\max} \approx T_{\max} \cdot R_{\min} \approx \text{const.} \quad (21.1)$$

В большинстве случаев канат наматывается на барабан в один слой. При очень больших высотах подъема для уменьшения размеров барабана приходится прибегать к многослойной навивке каната (рис. 135). Очевидно, что при такой навивке нижние слои каната испытывают значительное сжатие со стороны верхних слоев. Кроме того, расчетный диаметр барабана возрастает по мере навивания каната и соответственно увеличивает (при постоянном  $T_0$ ) грузовой момент барабана; однако в некоторых специальных случаях увеличение  $D_0$  может удачно компенсироваться понижением натяжения  $T_0$  (за счет уменьшения длины каната и его веса), вследствие чего грузовой момент сохраняет примерно постоянную величину.

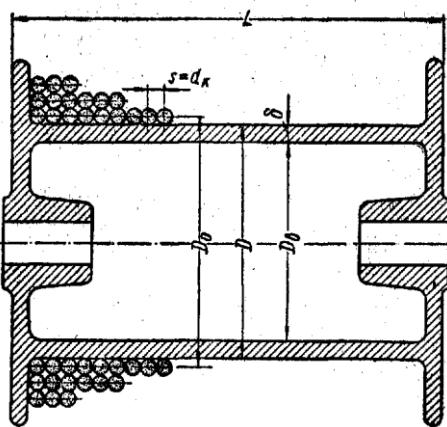
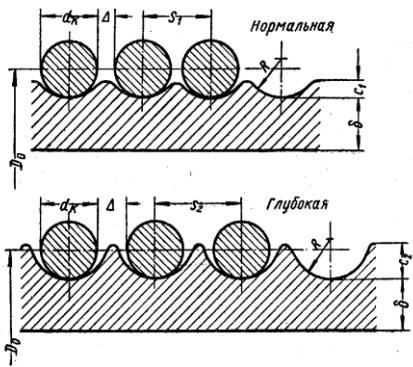
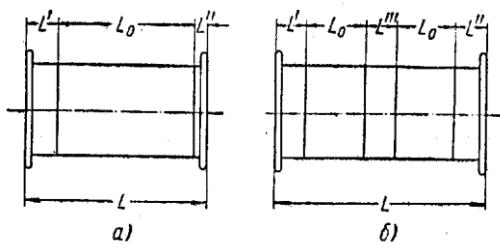


Рис. 135. Гладкий барабан,

Диаметр барабана выбирается таким образом, чтобы при навивании на него волокна или проволоки каната не испытывали больших напряжений изгиба. Практикой установлены минимальные размеры барабана: для пенькового каната  $D_0 \geq 10d_0$ , для проволочного каната  $D_0 \geq (12 \dots 40)d_k$  (стр. 63) в зависимости от условий его эксплуатации. Для пеньковых канатов применяются гладкие барабаны (рис. 135) с чисто обработанной цилиндрической поверхностью. Витки каната располагаются на ней по винтовой линии с шагом, равным диаметру каната,  $s = d_k$ . Такие барабаны пригодны и для проволочных канатов, но для них преимущественно применяются барабаны с винтовой канавкой, проточенной на его поверхности. На рис. 136 показаны профили нормальной и глубокой канавки. При такой конструкции значительно снижается удельное давление между канатом и поверхностью барабана, а также устраняется, вследствие наличия зазоров  $\Delta$ , трение каната о соседний виток при набегании каната на барабан и сбегании с него, что существенно повышает срок его службы. На практике чаще применяется нормальная (мелкая) канавка, у которой шаг  $s_x$  меньше, чем у глубокой канавки  $s_2$ , вследствие чего рабочая длина барабана получается при нормальной канавке также меньше, чем при глубокой. Принципиально же глубокая канавка для каната лучше мелкой (нормальной), поэтому в случаях, когда вышеприведенные соображения не имеют значения, нет никаких оснований избегать ее применения.



Фиг. 136. Профиль канавок для каната на барабане.



Фиг. 137. К расчету длины барабана.

Теоретически канат должен набегать на поверхность барабана в плоскости, перпендикулярной к его оси (точнее — по касательной к средней винтовой линии витка каната на барабане). Удовлетворить это условие, не осложняя подъемного механизма рядом дополнительных отклоняющих блоков, в большинстве случаев невозможно. Поэтому практически это требование сводится к ограничению угла отклонения  $\alpha$  набегающей на барабан ветви каната от идеального ее направления (рис. 135 и 136).

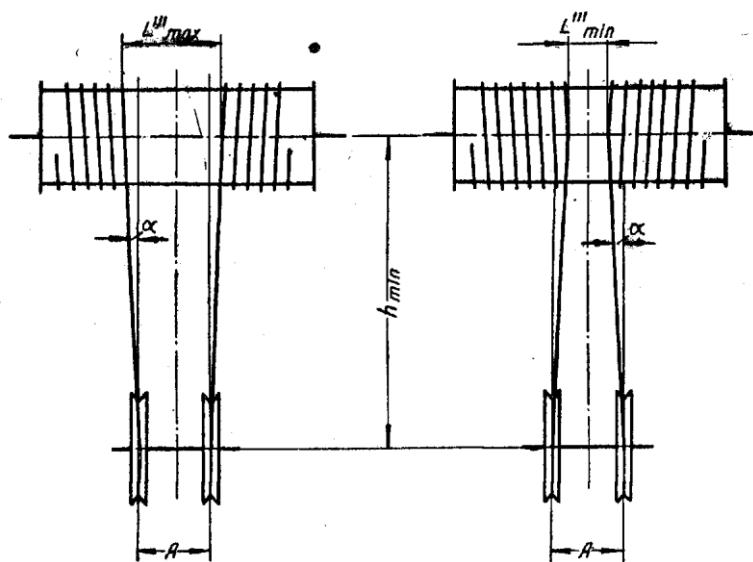


Рис. 138. Схема набегания каната на барабан.

Для гладких цилиндрических барабанов, во избежание смещения витков каната вдоль оси барабана, принимают  $\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{L_0}{2h_{\min}} \leq 0,025$ , а для барабанов с винтовой канавкой  $\operatorname{tg} \alpha \leq 0,1$  (т. е.  $\alpha \leq 6^\circ$ ).

Полезная длина барабана определяется в основном его канатоёмкостью, т. е. длиной каната  $l$ , которая должна быть намотана на него. Величина  $l$  определяется заданной высотой подъема груза  $H_{max}$  и кратностью принятого полиспаста  $i_n$ :

$$l = H_{max} i_n \cdot (22.2)$$

По величине  $l$  находят количество рабочих витков каната на барабане:

$$z_p \approx \frac{l}{\pi D_0} = \frac{H_{max} i_n}{\pi D_0}. (22.3)$$

На барабане должно быть предусмотрено место для двух-трех (но не менее полутора по правилам Госгортехнадзора) дополнительных витков, которые никогда не должны сматываться с барабана и которые "служат для уменьшения усилия, действующего на крепление конца каната к барабану. В некоторых учебных пособиях эти дополнительные витки часто называются *запасными*, что неправильно определяет их назначение; правильнее называть их *неприкосновенными*. Эти витки оказывают довольно существенное влияние на величину усилия  $F_1$  для расчета закрепления каната на барабане. При  $a_{min} = 3\pi$  (1,5 витка) и  $f = 0,10 \dots 0,15$  получаем используя зависимость Эйлера (16.5):

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{f\alpha}} = \frac{F_1}{e^{0,2 \dots 3\pi}} \approx \frac{F_1}{3 \dots 4},$$

т. е. в 3—4 раза меньше натяжения набегающей на барабан ветви каната.

Полное число витков каната на барабане

$$z = z_p + z_d,$$

где  $z_d$  — число дополнительных неприкосновенных витков.

### **▲ Фрикционные барабаны (шпили)**

Большое заданное перемещение груза предопределяет и большую длину барабана или заставляет прибегать к многослойной навивке каната на барабан. Во избежание этого иногда применяют специальные фрикционные барабаны, которые отличаются от обычных тем, что конец каната не крепится к нему, а удерживается на его поверхности исключительно за счет сил трения между витками каната и барабаном. Подобные устройства применяются преимущественно в механизмах для горизонтального перемещения грузов — в лебедках для подачи железнодорожных вагонов при маневровых работах, при швартовке судов и т. п. Подобный механизм (вертикальный шпиль) изображен на рис. 139. Канат, при помощи которого перемещается груз, охватывает несколькими витками барабан, а сбегающая ветвь его натягивается руками усилием  $F_1$ . Согласно уравнению Эйлера (16.5),

Величина коэффициента  $e^{f\alpha}$

Угол обхвата $\alpha$	$f=0,15$	$f=0,2$
$2\pi$	2,6	3,5
$4\pi$	6,6	12,4
$6\pi$	17	43,4
$8\pi$	43,4	152,4

Для повышения  $f$  на поверхности барабана иногда делают невысокие ребра, расположенные по образующим. Таким образом, натягивая сбегающую с барабана ветвь каната небольшой силой  $F_1 \approx 100$  Н, мы можем получить на набегающей ветви его при обхвате барабана четырьмя витками усилие в зависимости от величины коэффициента трения на рабочей поверхности.

$$F_2 = F_1 \cdot e^{af} = 100 \cdot (434 \dots 1524) = 43400 \dots 152400 \text{ Н}$$

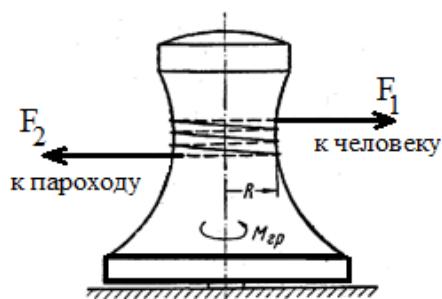


Рис. 139. Вертикальный шпиль.

Фрикционные барабаны обычно делают переменного диаметра во избежание перемещения витков каната вдоль оси барабана. При относительно небольшом перемещении груза можно применять и обычный цилиндрический барабан — часто так осуществляют механизмы для передвижения тележки поворотного крана.

Грузовой момент барабана:

$$T_{zp} = (F_2 - F_1) \frac{D_0}{2} \approx F_2 \frac{D_0}{2}, \quad (22.4)$$

так как  $F_1 \ll F_2$

Момент  $T_\delta$  для преодоления  $T_{zp}$

$$T_\delta = \frac{(F_2 - F_1) \frac{D_0}{2}}{\eta_\delta} \approx \frac{F_2 \frac{D_0}{2}}{\eta_\delta} \quad (22.5)$$

## Крепление конца каната на барабане

Все конструкции крепления конца каната на барабане основаны на использовании сил трения. При расчете этих креплений безусловно можно и нужно учитывать уменьшение усилия, действующего на крепление, за счет трения неприкосновенных витков каната о поверхность барабана, вводя в расчет достаточно низкий коэффициент трения и минимальное регламентированное число этих витков 1,5 (т. е.  $\alpha \approx 3\pi$ ). Тогда усилие для расчета крепления

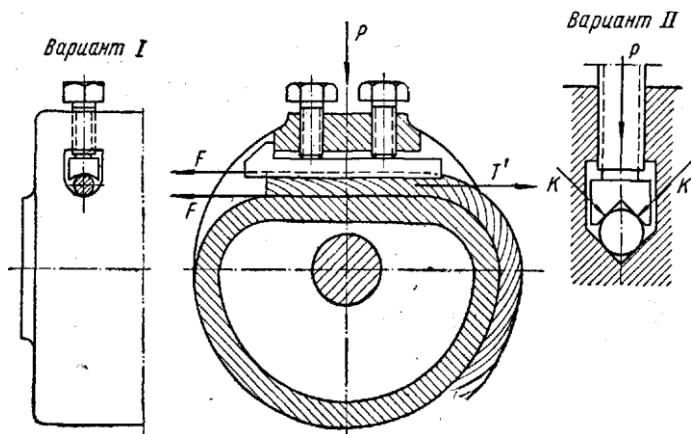


Рис.140. Крепление каната на барабане.

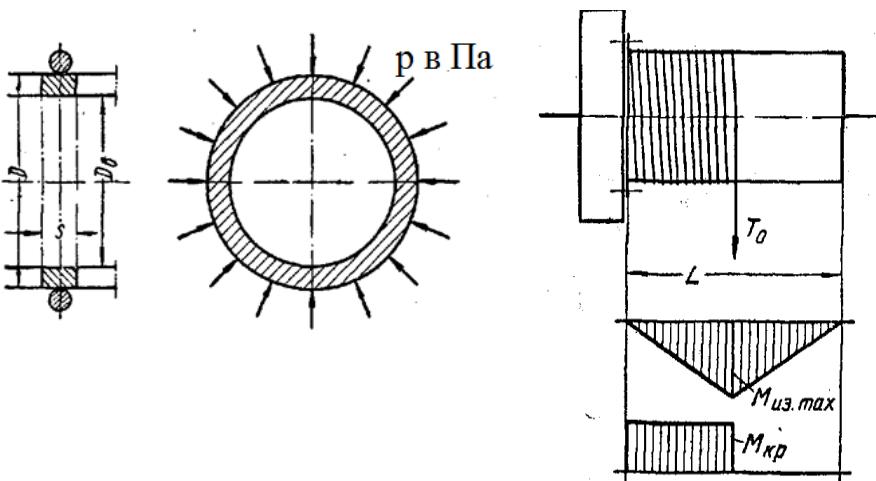
### ▲ Расчёты барабанов

Основным напряжением, возникающим в теле барабана под действием огибающего его каната, является сжатие. Для определения величины этого напряжения вырежем из барабана один виток (рис. 141,а) и применим к нему теорию напряженного состояния кольца, подверженного распределенному по его наружной поверхности давлению (задача Ламэ). При натяжении каната наибольшие напряжения сжатия получаются при таком нагружении на внутренней поверхности кольца:

$$\sigma_{сж.\max} \approx \frac{4F_2 D^2}{D \cdot 2D \cdot 2s \cdot s} = \frac{F_2}{s \cdot \delta} \leq [\sigma]_{сж}. \quad (22.6)$$

Допускаемое напряжение сжатия для чугунных барабанов принимается в пределах  $[\sigma]_{сж} = 70...90$  МПа, а для литых и сварных стальных барабанов  $[\sigma]_{сж} = 100...120$  МПа.

Кроме сжатия, в теле барабана возникают еще дополнительные напряжения изгиба и кручения, значительно меньшие  $\sigma_{сж}$ . Наибольшие напряжения изгиба получаются при набегании каната на середину барабана (рис. 141,б):



а) б)

Рис.141. Схема расчёта барабана на прочность.

$$M_{uz\max} \approx \frac{F_2 L}{4}$$

крутящим же моментом является грузовой момент барабана

Напряжения

$$\sigma_{uz} = \frac{M_{uz\max}}{W} = \frac{\frac{F_2 L}{4}}{0,1 \frac{D^4 - D_e^4}{D}} \leq [\sigma]_s \quad (22.7)$$

и

$$\tau_{vp} = \frac{M_{vp}}{W_p} = \frac{\frac{F_2 D}{2}}{0,2 \frac{D^4 - D_e^4}{D}} \leq [\tau]_{vp} \quad (22.8)$$

где  $W$  и  $W_p$  — экваториальный и полярный момент сопротивления поперечного сечения барабана.

#### 4. Назначение, структура механизма.

*Механизм подъема с ручным приводом.* Этот механизм состоит из гибкого рабочего элемента (каната или цепи) навиваемого на барабан; из передачи снабженной тормозным устройством, и приводной рукоятки. Груз весом  $G$  соединен с гибким элементом с помощью канатных или цепных строп и универсального или специального грузозахватного устройства.

Согласно правилам Госгортехнадзора механизм подъема с ручным приводом должен иметь грузоупорный тормоз.

При расположении механизма подъема с ручным приводом на некоторой высоте (однобалочный мостовой кран) взамен приводной рукоятки установлено тяговое колесо, приводимое в движение рабочим с помощью бесконечной сварной тяговой цепи *Механизм подъема с индивидуальным машинным приводом*. Основным отличием этого механизма от ручного является наличие приводного двигателя и ограничителя высоты подъема В качестве приводного двигателя в основном используют электродвигатель и реже гидродвигатель. Для уменьшения окружной скорости барабана и соответствующего увеличения крутящего момента на его валу, между барабаном и двигателем установлен редуктор. Согласно правилам Госгортехнадзора каждый механизм подъема с машинным приводом, индивидуальным или групповым, должен быть снабжен ограничителем высоты подъема груза, автоматически останавливающим механизм подъема в том случае, если крановщик не отключит своевременно механизм при подходе груза к верхнему допустимому положению.

Тормоз механизма подъема служит для останавливания механизма после отключения приводного двигателя и удерживания поднятого груза в подвешенном состоянии. Работа, совершаемая тормозом при остановке движущегося механизма зависит от направления движения груза.

*Механизм подъема груза с групповым машинным приводом*. Этот механизм подъема и другие механизмы крана имеют привод от одного общего двигателя. Групповой привод в основном применяют в самоходных стреловых кранах.

##### 5. Механизмы с машинным приводом, состав и исходные данные.

В промышленном и гражданском строительстве широко используются различные грузоподъемные машины. Они обеспечивают подъем и перемещение в пространстве штучных грузов и сыпучих материалов в пределах строительной площадки.

Грузоподъемные машины относятся к машинам циклического действия, у которых рабочий ход (перемещение груза) чередуется с холостым обратным ходом и остановками, необходимыми для приема и передачи груза.

По назначению простые грузоподъемные машины подразделяются на следующие группы:

Домкраты - грузоподъемные устройства, позволяющие перемещать грузы на небольшое расстояние.

Лебедки - являющиеся, как самостоятельными механизмами, так и составной частью грузоподъемных машин, которые позволяют поднимать, опускать, а также перемещать груз по горизонтали.

Тали и тельферы - грузоподъемные устройства, применяемые для подъема груза по вертикали с одновременным перемещением его по горизонтали.

Подъемники - грузоподъемные устройства, обеспечивающие подъем груза на платформах, движущихся в направляющих.

Краны - грузоподъемные машины, обеспечивающие подъем груза на большую высоту, обслуживающие большие площади различной формы.

К основным параметрам, характеризующим грузоподъемные машины, относятся грузоподъемность, грузовой момент, высота подъема, вылет крюка с грузом, скорости различных движений - подъема, кругового поворота, передвижения.

Учитывая исходные данные (прил. №1), построить кинематическую схему механизма подъема груза, схему привода и рассчитать электрореверсивную лебедку с полиспастом.

Исходные данные:

Масса поднимаемого груза -  $Q$

Высота подъема -  $H$ , м;

Скорость подъема -  $V$  м/мин;

Режим работы - легкий, средний, тяжелый.

6. Статическая мощность, выбор двигателя с учетом ПВ.

Статическая мощность электродвигателя при подъеме номинального груза равна (кВт):

$$P = Qv/1000 ,$$

где  $\eta$  – общий КПД подъемного механизма при номинальной нагрузке. Обычно принимают  $\eta = 0,8–0,85$ . КПД зависит от загрузки механизма.

По вычисленному значению  $P'$ , заданной  $\Pi\%$ , принятому роду тока и напряжению выбираем из каталога необходимый электродвигатель, выписывая при этом его тип, действительную каталожную мощность  $P_d$  и частоту вращения  $n_d$  при заданном значении  $\Pi\%$ , а также номинальную мощность  $P_n$  и номинальную частоту вращения  $n_n$  при  $\Pi\% 25\%$ , момент инерции ротора электродвигателя  $I_p$ , кратность максимального момента  $T_{max}/T_n$ .

Мощность выбранного электродвигателя при соответствующем значении  $\Pi\%$  должна быть несколько меньше статической мощности при подъеме номинального груза. Номинальный момент выбранного электродвигателя определяется по формуле:

$$T_n = 9550P_d/n_d .$$

### **1.8 Лекция № 8 (2 часа).**

**Тема: «Механизмы передвижения и поворота кранов»**

#### **1.8.1 Вопросы лекции:**

1. Назначение, классификация и конструктивные разновидности.
2. Ходовые колеса их конструкция и расчет.
3. Привод механизма.
4. Механизм поворота: общие сведения, назначение, принцип работы.
5. Варианты конструкций.

#### **1.8.2 Краткое содержание вопросов:**

1. Назначение, классификация и конструктивные разновидности.

В башенных кранах применяются различные конструкции механизмов передвижения, однако независимо от типа башенного крана любой механизм передвижения состоит из следующих основных элементов: двигателя, соединительной муфты, электромагнитного тормоза, редукторов и ходовых колес, часть которых является приводными.

Механизмы передвижения различаются по их расположению а компоновке: с приводом от одного электродвигателя на два колеса, расположенных с одной стороны крана; с приводом на два соседних колеса, расположенных с обеих сторон крана; с приводом на два диагонально расположенных колеса; с приводом от двух двигателей, каждый из которых обслуживает только одно колесо или одну балансирную тележку. Электродвигатель может быть расположен на портале крана или непосредственно на нижней балке портала или ходовой тележке.

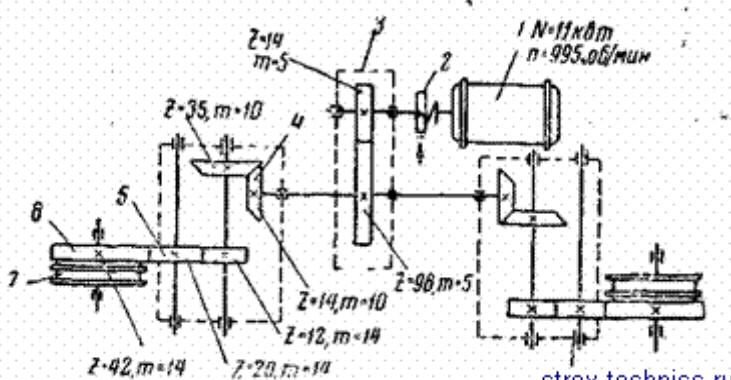


Рис. 1. Кинематическая схема механизма передвижения крана СБК-1:

На рис. 1 дана кинематическая схема механизма передвижения крана СБК-1.

Привод осуществляется от электродвигателя мощностью (N) 11 кет, который посредством эластичной муфты соединен с валом одноступенчатого редуктора. На общем валу с большей, шестерней редуктора посажены две конические шестерни симметрично расположенных двухступенчатых редукторов. Ведомые цилиндрические шестерни этих редукторов находятся в зацеплении с зубчатыми венцами, соединенными болтами с ходовыми колесами башенного крана.

На рис. 20 дана кинематическая схема механизма передвижения крана БК-2. Привод осуществляется от электродвигателя мощностью кет, соединенного посредством эластичной муфты с двухступенчатым редуктором. Выходной вал редуктора посредством уравнительных муфт соединен с двумя симметрично расположенными относительно редуктора валами, на концах которых жестко насажены цилиндрические шестерни. Эти шестерни входят в зацепление с зубчатыми венцами, соединенными болтами с ходовыми колесами.

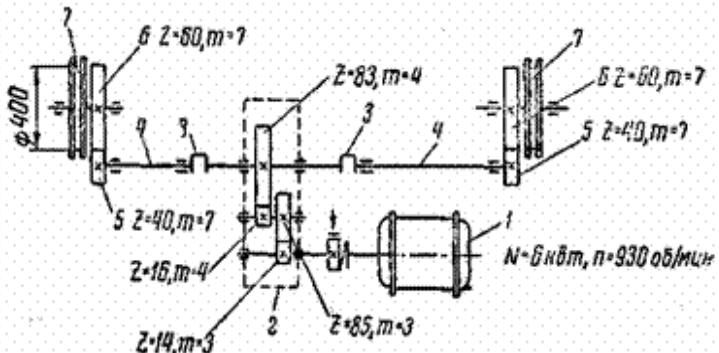


Рис. 2. Кинематическая схема механизма передвижения крана БК-2

2. Ходовые колеса их конструкция и расчет.

**Ходовые колеса для рельсовых путей.** В ходовой части мостов и тележек кранов, предназначенной для рельсового передвижения, применяются различные типы ходовых колес. В соответствии с требованиями правил Госгортехнадзора ходовые колеса выполняются или устанавливаются так, чтобы исключалась возможность схода колес с рельсов. Основным типом ходовых колес являются колеса с двумя боковыми выступами —ребордами. На мостовых, консольных и велосипедных кранах допускается использование и безребордных колес, но с обязательной установкой дополнительных горизонтальных роликов,держивающих колеса крана на рельсах.

Одноребордные колеса имеют ограниченное применение и могут использоваться для тележек, передвигающихся по ездовой балке, а также для наземных кранов, за исключением башенных, в том случае, если оба рельса пути расположены на одном уровне, а ширина колеи не превышает 4 м, или при передвижении каждой стороны крана по двум рельсам, когда реборды колес, движущихся по этим рельсам, противоположны друг другу.

По назначению различают приводные (ведущие) и неприводные (ведомые) ходовые колеса. Получая принудительное вращение от механизма передвижения, приводные ходовые колеса благодаря силам сцепления между поверхностями ободьев и рельсов осуществляют перемещение крана или тележки. Неприводные колеса, являясь только опорными, свободно вращаются на своих осях.

По форме поверхности катания ходовые колеса подразделяются на цилиндрические, конические и бочкообразные. Цилиндрические колеса имеют преимущественное применение для тележек и мостов кранов. Однако при движении моста крана с неизбежными перекосами относительно подкрановых путей приводные цилиндрические колеса не способствуют центрированию его хода, а их реборды, все время набегая на головку рельса, повышают сопротивление передвижению и подвергаются быстрому износу.

При использовании приводных конических колес колесо отстающей стороны моста крана опирается на рельс окружностью большего диаметра. При одинаковой скорости вращения приводных конических колес отстающая сторона крана начинает передвигаться с более высокой скоростью и кран автоматически выравнивается на рельсах. Коническая поверхность катания целесообразна только для приводных колес четырехколесного мостового крана без балансиров, имеющего центральный привод. Хотя у конических приводных колес реборды в работе практически не участвуют, их наличие способствует предотвращению случайного схода крана с рельсов. Неприводные колеса изготавливают всегда цилиндрическими.

Размеры ободьев крановых колес выбираются по ГОСТ 3569—60. Для ходовых колес необходимо обеспечить чистоту обработки поверхности катания вместе с внутренними частями реборд не ниже 5-го класса, а точность изготовления по диаметру катания не ниже С4. С целью компенсации неточностей укладки крановых рельсов и установки ходовых колес ширина рабочей части их ободьев принимается больше ширины головки рельса: для двухребордных цилиндрических — на 30 мм и конических — на 40 мм, для колес тележек — 15—20 мм, для одноребордных колес — на 30 мм.

Крановые ходовые колеса испытывают значительные нагрузки и являются быстроизнашиваемыми деталями, поэтому для обеспечения необходимой долговечности они изготавливаются коваными из высокоуглеродистой стали. Поверхность катания колес должна быть подвергнута термообработке — закалке до твердости HB 300—350 на глубину не менее 15 мм с постепенным переходом к незакаленному слою.

Ходовые колеса из чугунного литья по качеству не ниже марки СЧ15-32 допускается применять только на кранах с ручным приводом. Колеса больших диаметров для экономии дорогостоящих материалов рекомендуется изготавливать сборными, состоящими из ступицы, отлитой из низкоуглеродистой стали, и бандажа из качественной стали, надетого с натягом при нагреве.

Одноребордные конические (рис. 10, а) и бочкообразные (10, б) колеса применяются на подвесных однорельсовых тележках. При качении конического колеса подвесной тележки происходит неизбежное его проскальзывание по наклонным боковым дорожкам нижнего пояса ездовой балки. Это проскальзывание является результатом различия в величине окружных скоростей конической поверхности качения колеса на линии контакта, из-за чего наблюдается повышенный износ и колес, и полок ездовой балки. Бочкообразные колеса, не обладая этим недостатком, менее чувствительны к перекосам рамы тележки.

В кранах применяется несколько способов установки ходовых колес. Наиболее распространен монтаж приводных ходовых колес на отдельных валах, а неприводных — на отдельных вращающихся осях. Корпуса подшипников изготавливаются в виде отъемных или разъемных букс, которые на тележке крепятся к раме, а на мостах — к концевым балкам или балансиром. Применение отдельных валов и вращающихся осей, а также отъемных или разъемных букс намного упрощает сборку, разборку и смену элементов

ходовой части. На рис. 11 показаны приводное и неприводное ходовые колеса с отъемными буксами, установленные на роликовых подшипниках.

Для уменьшения сопротивления движению, повышения надежности и удобства эксплуатации ходовые колеса тележек и мостов кранов устанавливаются на подшипниках качения и значительно реже — на подшипниках скольжения. По действующему стандарту на ходовые колеса наибольший диаметр поверхности катания ходового колеса не должен превышать 1000 мм.

Размеры ходовых колес предопределяют их несущую способность и величину наибольшей допускаемой нагрузки, которую они могут передать на рельсы. Поэтому установка тележек и мостов на четыре ходовых колеса возможна только для кранов малой грузоподъемности до 50 Т. Для кранов грузоподъемностью 75—125 Т мост имеет 8 ходовых колес, а при грузоподъемности 150 Т и выше — 16 ходовых колес. У тяжелых порталных кранов общее число ходовых колес достигает 32 и даже 40. Тележки кранов делают на 4 и 8 колесах, а при значительной грузоподъемности — на 16 колесах. Установка мостов и тележек на 8, 16 и на большем числе ходовых колес усложняет конструкцию ходовой части.

Необходимость обеспечения равномерного распределения нагрузки между колесами заставляет применять уравновешивающие балансиры, использование которых приводит к увеличению габаритной высоты концевой балки моста и уменьшению ее горизонтальной жесткости. В основу таких конструкций (рис. 12) положены унифицированные двухколесные тележки — балансиры со съемными буксами. Шестнадцатиколесный кран имеет дваглавых 1 и четыре малых 2 балансира. Число приводных колес принимается равным 1, 1/2 или 1/4 от общего числа ходовых колес. Привод механизма передвижения должен при этом обеспечить синхронное вращение одной, двух или четырех (редко) пар приводных ходовых колес. Он может состоять из нескольких механизмов с центральным или с раздельным приводом.

**Рельсы.** Для кранов применяются различные типы рельсов. В качестве подкрановых и подтележечных рельсов используются: железнодорожные рельсы широкой и узкой колеи, специальные крановые рельсы, горячекатаная квадратная и прокатная полосовая сталь. Железнодорожные и крановые рельсы изготавливаются из высокоуглеродистой стали и имеют скругленную головку. Крановые рельсы имеют стенку повышенной толщины и более широкую опорную плоскость, благодаря чему обеспечивается равномерная передача давления колес на верхний пояс подкрановой балки.

Выбор типа рельса зависит от режима работы крана, от типа и величины давления ходовых колес. Использование конических колес предопределяет установку рельсов со скругленными головками. Для цилиндрических колес основными типами являются железнодорожные и крановые рельсы. Рельсы из квадратной и полосовой стали применяют для кранов сравнительно небольшой грузоподъемности и при отсутствии специальных рельсов. Железнодорожные, козловые, порталные и велосипедные краны передвигаются главным образом по железнодорожным рельсам.

Рельсы крепят к подкрановым балкам или укладывают по типу железнодорожных путей па специальные основания. Существует два способа крепления рельсов: неподвижное и подвижное. Неподвижное крепление рельса к подкрановой балке, выполняемое при помощи сварки, допустимо для кранов с легким режимом работы. Основным рекомендуемым способом крепления считается подвижное. Это крепление позволяет осуществлять рихтовку (выравнивание) пути и обеспечивает удобную и сравнительно простую замену изношенных рельсов. Некоторые из способов крепления подкрановых рельсов приведены на рис. 13. Железнодорожные рельсы часто закрепляют на подкрановой балке парными тяжами диаметром 22—25 мм (рис. 13, а), а специальные подкрановые рельсы — боковыми накладками (рис. 13, б). Парные тяжи и боковые накладки устанавливают с шагом, равным 600—700 мм. Рельсы прямоугольного и

квадратного профилей могут прикрепляться к балкам при помощи планок, вставляемых в пазы бруса (рис. 13, в).

**Расчет ходовых колес.** Расчет ходовых колес заключается в проверке выбранных размеров (диаметра и ширины) поверхности катания обода колеса по величине напряжения смятия в месте его контакта с рельсом от максимально возможного давления ходового колеса на рельс. Тележки и мосты кранов, за исключением трехопорных конструкций, представляют собой четырехпорные один раз статически неопределенные системы. Для упрощения задачи с допустимым для практики приближением рама тележки и мост крана рассматриваются в виде статически определимых систем. Упрощенные статически определимые многоопорные системы имеют геометрическую и статическую симметрию и решаются методами простых разложений вертикальных сил или моментов. Максимальная нагрузка на рельс рассчитывается для колеса, относительно которого груз, тележка с грузом или стрела с грузом могут иметь наиболее невыгодное положение. Если тележка или мост крана опираются не на четыре, а на большее число колес при помощи уравновешивающих балансиров, то величина наибольшей нагрузки на колесо уменьшается и становится равной:

$$N_{\max} = \frac{N'_{\max}}{n_6},$$

где  $N'_{\max}$  — наибольшая нагрузка, приходящаяся па одну из четырех балансирующих опор тележки или крана;  $n_6$  — число ходовых колес в балансирующей опоре.

Приведенные ниже зависимости для максимальных давлений на рельсы получены без учета качества изготовления и монтажа рам тележек или металлоконструкций мостов кранов, их упругости, а также упругости и состояния рельсовых путей.

### 3. Привод механизма.

Механизмы передвижения трансмиссионным валом (рис привод механизма передвижения) Выходной вал редуктора соединяют отдельных секций, соединенных подшипниках на площадке также соединяется с валами имеет ту же частоту вращения крутящий момент. Поэтому что вызывает утяжеление свободном конце вала двигателя Механизм передвижения трансмиссионным валом частоту вращения, что крутящий момент. Размеры

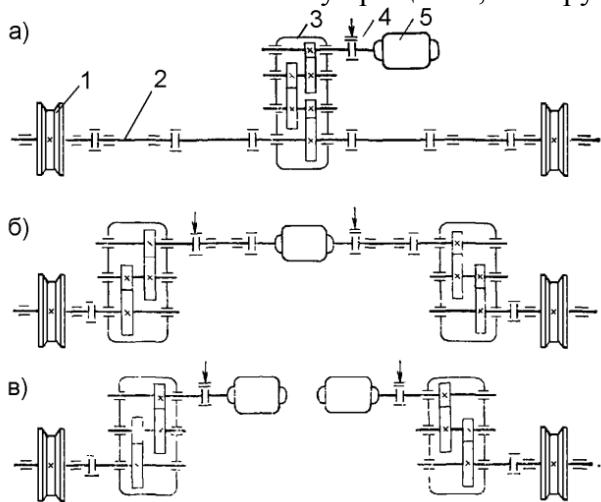


Рисунок 1. Схемы механизмов трансмиссионным валом раздельным приводом транспортным машинам" для ГМ, три варианта механизмов передвижения с центральным приводом (рис. 1, а) имеют на средней части тележки передвижения, состоящий из двигателя 5, муфты редуктора соединяют с трансмиссионным валом соединенных между собой муфтами площадке моста крана. Посредством муфт трансмиссионный валами приводных ходовых колес 1. Трансмиссионный частоту вращения, что и ходовые колеса, и поэтому вал, муфты и опоры вала имеют утяжеление механизма. Тормоз устанавливают двигателя. передвижения с центральным приводом

(рис. 1, б) обеспечивает трансмиссионному что и двигателя и передает через Размеры муфт, подшипников и диаметр трансмиссионного механизма передвижения кранов: валом; б - с быстроходным трансмиссионным 2 часов). Передвижения с приводными приводом с тихоходным части тележки (ходовой рамы) 5, муфты 4 и редуктора 3. трансмиссионным валом 2, собранным из муфтами и установленных в муфт трансмиссионный вал Трансмиссионный вал колеса, и передает большой имеют большие размеры, устанавливают на муфте 4 или на приводом с быстроходным трансмиссионному валу ту же через вал минимальный диаметр трансмиссионного вала а - с тихоходным трансмиссионным валом; в - с 3 Лекции по "Подъемно-транспортным машинам" для ГМ (32 лекционных часов). получаются небольшими. Необходимое передаточное число привода получают с помощью двух одинаковых редукторов, установленных около концевых балок моста крана. Выходные валы редуктора соединяются с валом ходовых колес посредством муфты. Несмотря на наличие двух редукторов, механизм при значительных пролетах получается более легким. Однако из-за высокой частоты вращения трансмиссионного вала необходимы высокая точность его изготовления и монтажа, проведение балансировки и обеспечение повышенной жесткости металлоконструкции моста. Конструкция муфт должна позволять компенсировать деформации площадок, возникающие в процессе работы крана под нагрузкой. Механизмы передвижения с раздельным приводом. Для снижения трудоемкости изготовления крана и его массы применяют раздельный привод концевых балок моста (рис. 1, в). По этой схеме каждая концевая балка моста имеет самостоятельный привод, причем приводы, расположенные на различных концевых балках, связаны только металлоконструкцией крана. В процессе движения крана с раздельным приводом происходит перераспределение нагрузки между обоими двигателями. Хотя схема механизма с раздельным приводом требует наличия двух двигателей, двух тормозов и двух редукторов, она наиболее дешева, имеет малую массу и проста в изготовлении. Этот привод обеспечивает нормальную работу кранов при  $L/B \leq 6$ , где L - пролет крана, B - его база. Раздельный привод целесообразно применять при пролетах, превышающих 16 м; при меньших пролетах экономически более выгоден центральный привод механизма передвижения. Механизмы с раздельным приводом устанавливаются на рабочих площадках около концевых балок. Соединение вала двигателя с входным валом редуктора осуществляют с помощью промежуточных валов с зубчатыми муфтами или муфтами типа шарнира Гука. В современных кранах все большее применение находят редукторы, навешиваемые непосредственно на ведомый вал. Тормозное устройство может быть прикреплено к редуктору на специальной подставке, или установлено на муфте, соединяющей редуктор с двигателем, или же быть встроенным в электродвигатель.

#### 4. Механизм поворота: общие сведения, назначение, принцип работы.

Поворот башни крана со стрелой осуществляется за счет электродвигателя, редуктора, опорно-поворотного устройства и тормозного устройства. Редуктор механизма поворота с вертикально расположенным электродвигателем, на верхнем конце которого располагается тормоз.

Механизм поворота, закрепленный на поворотной платформе, позволяет осуществлять поворот крана за счет вращения выходной шестерни, находящейся в зацеплении с венцом поворотного устройства, закрепленным на ходовой раме. Крепление механизма поворота на поворотной платформе осуществляется в протоке нижнего листа платформы с помощью двух крепежных болтов с регламентированным зазором в соединении 2...3 мм. Такое соединение не требует выверки соосности при установке, что упрощает монтаж механизма. Тормоз, расположенный на выходном верхнем конце электродвигателя с вертикальной осью вращения, выполнен двухколодочным специальной конструкции.

Механизм поворота (рис.1) состоит из: вертикального трехступенчатого редуктора 1, выходной вал которого заканчивается шестерней, фланцевого электродвигателя 2, со шкивом 3, охватываемым колодками специального тормоза 4 и кожуха 5.

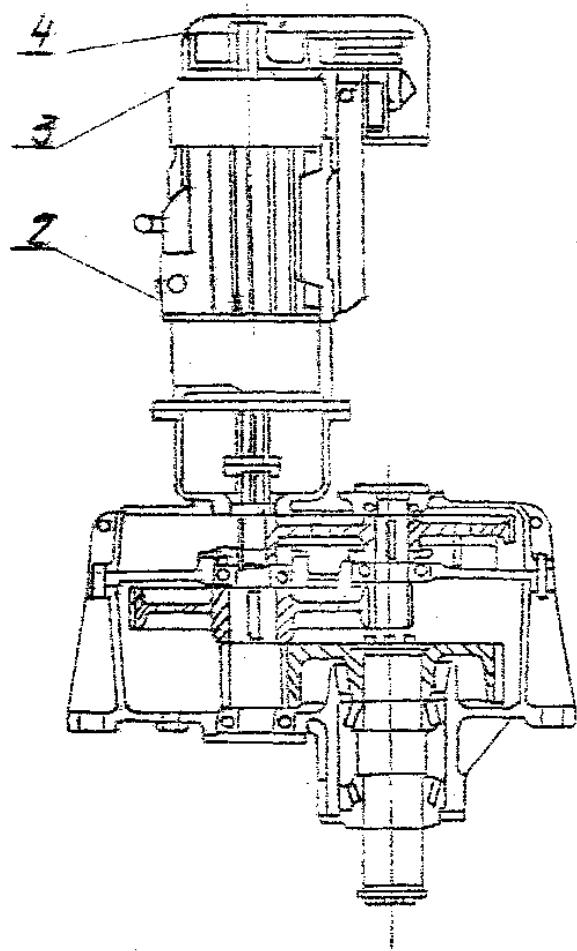


Рисунок 1 – Продольный разрез механизма поворота

Кинематическая схема механизма показана на рис.2.

Редуктор состоит из корпуса, имеющего в нижней части лапы с 4-мя отверстиями, диаметром 40 мм для крепления механизма к поворотной платформе.

Нижний конец вала электродвигателя соединен через зубчатую муфту с вал-шестерней  $Z_1$ , закрепляющейся с зубчатым колесом в свою очередь  $Z_2$ . В свою очередь зубчатое колесо  $Z_2$  через вал-шестерню  $Z_3$  соединяется с зубчатым колесом второй ступени  $Z_4$ . Через вал-шестернию  $Z_5$  соединяется зубчатое колесо  $Z_6$  и шлицевой вал третьей ступени, на который насаживается выходное колесо.

Выходной вал установлен на двух конических подшипниках, все остальные опоры вала выполнены на шарикоподшипниках. В крышке редуктора имеется отверстие для заливки масла, закрываемое пробкой отдушиной со щупом. В нижней части корпуса имеется отверстие с пробкой для слива масла.

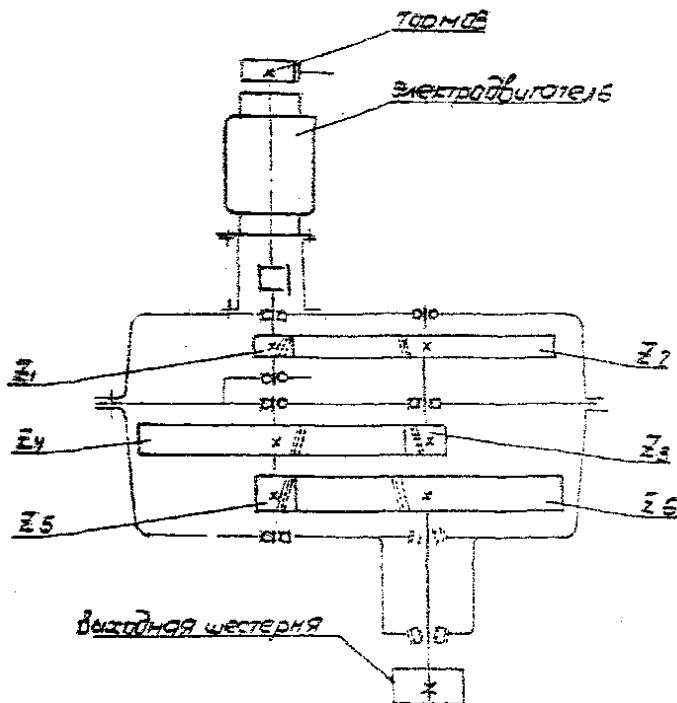


Рисунок 2 – Кинематическая схема

Тормоз механизма закреплен на лапах электродвигателя посредством рейки. Торможение механизма поворота осуществляется специальным тормозом с горизонтально-расположенными и раздельно действующими колодками на тормозную муфту (рис.3). Колодки, рычаги, пружины, регулирующие штифты, пальцы и электромагниты типа МО 100-Б смонтированы на кронштейне 7, привернутом к лапам электродвигателя. Тормозной шкив и тормозное устройство закрываются съемным кожухом 5 (см. рис.1).

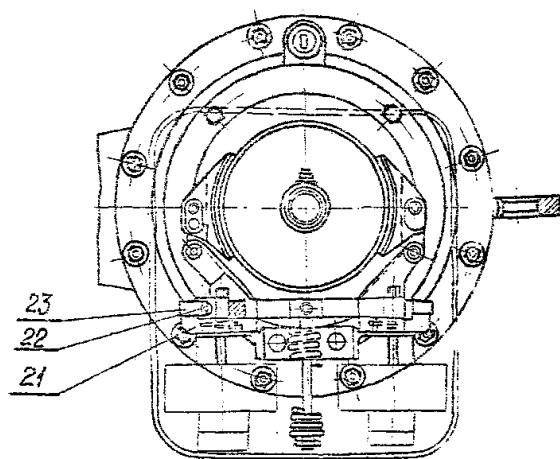


Рисунок 3 - Механизм поворота. Разрез по тормозу

Для разворота поворотной платформы вручную, как при транспортировке крана в составе автопоезда, так и при возникновении случайной необходимости во время эксплуатации крана, предусмотрена съемная безопасная «рукойтка механизма поворота», которая надвигается на ступицу тормозного шкива механизма поворота.

Безопасная рукоятка (рис.4) состоит из рукоятки роликовой муфты свободного хода и стопорного рычага. Ступица 1 смонтирована на подшипнике 2, в разъемном корпусе 3. Вращение ступицы 1 рукояткой 4 производится через двухстороннюю роликовую обгонную муфту. Муфта состоит из наружной обоймы 5, внутренней обоймы 6, связанной со ступицей болтами 7. Четыре ролика 8 уложенные на кольцо 9 между наружной и внутренней обоймами подпружены гильзами 10. Корпус 3 удерживается от вращения стопорным рычагом 11, палец которого входит в одно из отверстий рамы тормоза 13.

При вращении рукоятки 4 ее вилка, нажимая на ролики 8, растормаживает обгонную муфту и передает движение внутренней обойме 6 и связанной с ней ступице 1. При обратном движении ролики 8 муфты заклиниваются, и крутящийся момент со стороны механизма поворота замыкается стопором 11 на раму тормоза.

Такая конструкция безопасной рукоятки обеспечивает поворот ходовой части крана при транспортировке и исключает самопроизвольное вращение рукоятки на уклонах и неровностях пути.

##### 5. Варианты конструкций.

Ходовые и поворотные рамы кранов в процессе работы изнашиваются и повреждаются, причем если степень износа превысила допустимые размеры, то рамы подлежат ремонту.

Одним из видов износа рам является коррозия, особенно в тех местах, где они плохо окрашены, куда попадает и где застаивается влага. В рамках кранов могут появляться поперечные, продольные и наклонные трещины, прогибы продольных балок, буферных брусьев, отрыв и вмятины листов, трещины в углах соединений буферных брусьев с боковыми балками, трещины в буферных брусьях около отверстий ударнотяговых приборов, трещины в швеллерах поворотной рамы в месте постановки котла и пр. Перед ремонтом рамы должны быть очищены от грязи и ржавчины и тщательно осмотрены. Если при осмотре будет обнаружено повреждение коррозией металлических частей рамы на глубину более третьей части поперечного сечения, то такие части должны быть заменены новыми. Все погнутые брусья рам выпрямляют. Трещины и надломы исправляют электросваркой или наложением на поврежденные места металлических накладок при помощи сварки. Толщина накладок должна быть на 10% больше толщины ремонтируемой части бруса, а ширина накладки — не меньше ширины полки или полотна бруса, на который ставится накладка.

При ремонте сваркой балок и швеллерных брусьев, имеющих трещины на вертикальном полотне, по концам трещин высверливают отверстия диаметром 8 мм, а кромки трещин скашивают под углом 60—70°. Разделанные таким образом трещины заваривают электросваркой. Для усиления поврежденного места ставят накладки с двух сторон, если трещина сквозная, и с одной стороны, если трещина несквозная. Боковые грани накладок срезают под углом с закруглением в вершине с тем, чтобы сварной шов не ложился поперек бруса.

Изгибы продольных балок рам выпрямляют домкратами и затяжками. При значительных местных прогибах правку необходимо производить с предварительным нагревом выпрямляемых мест. Для нагрева применяют жаровни с горячим углем, паяльные лампы или газовые горелки.

Все скрепления рам должны быть проверены, а ослабшие заклепки переклепаны. Прогиб продольных балок поворотных рам в вертикальной плоскости должен быть не более 25 мм, а в горизонтальной плоскости — не более 15 мм. Прогиб поперечных балок допускается;

не более 10 мм, а перекос рамы в горизонтальной плоскости — не более 20 мм. Прогиб балок ходовых рам допускается: в продольном направлении в пределах 20—30 мм, в поперечном — 12—18 мм (пределный-соответственно 40—25 мм).

Кронштейны поворотной рамы должны быть перпендикулярны раме и параллельны между собой. Отклонения допускаются в местах постановки осей барабанов и траверсы стрелы на  $\pm 2$  мм, а в остальных частях на  $J-5$  мм. При ремонтах допускается наплавка отверстий для осей барабанов в кронштейнах и щековинах с последующей обработкой по диаметру осей. Погнутые листы настила поворотной рамы выпрямляют, а оторванные приваривают. При постановке новых листов их толщина должна быть не менее 5 мм. Подножки крана, скобы, погнутые части рельсовых захватов исправляют, изношенные валики заменяют новыми. Забитую и изношенную резьбу хвостовиков исправляют. Проверяют и исправляют балки выносных опор, детали для их вытаскивания и закрепления. Исправляют также и бетонную балластировку рамы, если в этом есть необходимость.

Опорные кольца могут иметь следующие неисправности: выработка поверхности катания — общую, т. е. по всему кругу катания, и местную, трещины, ослабление крепления к раме, перекосы. Общий износ опорных колец по высоте допускается не более 10—20 мм; этот износ компенсируется постановкой подкладок соответствующей толщины под подошву кольца. При наличии местных выработок на поверхности опорного кольца более 2 мм кольцо необходимо обточить. Допускается наплавка местных выработок с последующей обработкой. Опорные кольца должны лежать в плоскости, перпендикулярной оси центральной колонны. Трещины в опорных кольцах исправляют электросваркой. Для этого трещину разделяют под электросварку и заваривают. Если сварка выходит на поверхность катания, то это место должно быть зачищено пилой или наждачным кругом.

Опорные катки могут иметь выработку по всей окружности катания, выработку местную и выбоины (скользуны). Втулки и оси катков могут иметь износ и задиры. Для устранения проката, который допускается в пределах 5 мм, катки обтачивают на станке. Местный прокат и выбоины катков исправляют наплавкой с последующей обработкой на станке. Уменьшение диаметра катка при обработке должно быть не более 6 мм от размера по чертежу. Катки не должны иметь овальности; разность диаметров комплекта катков на кран после обработки должна быть в пределах 0,1—0,5 мм.

Изношенные втулки катков заменяют новыми, а оси восстанавливают наплавкой с последующей обработкой на станке. Для увеличения срока работы осей их необходимо цементировать, хромировать или закаливать токами высокой частоты. Боковой разбег собранных катков на осях должен соответствовать чертежному размеру. При ремонте опорных катков необходимо осмотреть и исправить все смазочные приспособления, а смазочные отверстия прочистить.

В процессе работы происходит износ подшипников, наружных и внутренних втулок центральной колонны, ослабление ее в местах крепления, а также просадка колонны и износ трущихся поверхностей.

Центральная колонна должна плотно сидеть в своем гнезде без какой-либо слабины. Трущиеся поверхности колонны, подшипников и втулок не должны иметь задиров, рисок, забоин и значительных выработок. Износ чугунного подшипника центральной колонны кранов типа ПК-6 по диаметру допускается в пределах 3 мм. Зазор между верхней гайкой колонны и подшипником должен быть не более 3 мм. Уменьшение диаметра рабочей части колонны при капитальном ремонте допускается в пределах 1 мм против размера по чертежу, а при среднем ремонте — до 2 мм.

Зазор между подшипником и колонной в средней части не должен быть более 1 мм при капитальном я 2 мм при среднем ремонте.

Изношенную поверхность центральной колонны можно исправить наплавкой. Наплавку производят валиками по образующей вдоль оси, наплавляя их поочередно по одному с каждой противоположной стороны. Толщина валика 4—5 мм, ширина 9—10 мм, длина не менее 150 мм. Каждый наплавленный последующий валик должен перекрывать

предыдущий на V3 его ширины. При наплавке подрезы не допускаются. После наплавки колонна должна быть подвергнута отжигу, для чего ее нагревают до температуры 600—650° С, медленно охлаждают и обрабатывают на станке. После проточки на наплавленном месте не должно быть пор, черноты, непроваренных мест и подрезов на границе основного металла. На колонне ставят клеймо с указанием сварщика, производившего наплавку.

Большой зазор подшипника можно устраниТЬ постановкой в его среднюю часть чугунной втулки с толщиной стенок 17 мм. Для этого подшипник должен быть предварительно расточен. Заварка трещин и наплавка внутренней поверхности подшипника не допускаются. Подшипник центральной колонны укрепляют точеными болтами, которые должны плотно входить в отверстия фланца и рамы под легкими ударами молотка.

Изношенные втулки центральной колонны заменяют новыми. Разработанные места для центральной колонны в раме крана исправляют наплавкой с последующей обработкой по диаметру колонны.

Все смазочные отверстия должны быть прочищены, а смазочные устройства приведены в исправное состояние. Гайки, крепящие колонну, должны иметь исправную резьбу и исправные стопорные болты. Шпонки,держивающие колонну от проворачивания, подвергают осмотру и, если они имеют вмятины или забоины, их заменяют новыми.

## **2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ**

### **2.1 Лабораторная работа №1 (2 часа).**

**Тема: «Определение параметров цилиндрического зубчатого редуктора»**

#### **2.1.1 Цель работы:**

1. Ознакомление с конструкцией цилиндрического редуктора.
2. Определение основных геометрических и кинематических параметров зацепления.
3. Приобретение навыков расчёта деталей редуктора.

#### **2.1.2 Задачи работы:**

1. Выполнить разборку одноступенчатого цилиндрического редуктора.
2. Произвести измерение зубчатой передачи.
3. Выполнить расчёт.

#### **2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Штангенциркуль.

#### **2.1.4 Описание (ход) работы:**

##### I. Домашнее задание

1. Назначение и устройство цилиндрического редуктора.
2. Укажите достоинства и недостатки косозубой цилиндрической передачи по сравнению с прямозубой.
3. Перечислите основные параметры цилиндрической зубчатой передачи, как они определяются?
4. Какой модуль косозубой цилиндрической передачи стандартизован?
5. Какая основная причина ограничения угла наклона зуба в косозубой цилиндрической передаче?
6. Какие силы действуют в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, как они определяются?
7. С какой целью применяются шевронные колёса?
8. Как составляется расчётная схема вала?
9. Как строятся эпюры изгибающих моментов?
10. Напишите условие статической прочности вала.
11. Расшифруйте условное обозначение подшипника тихоходного вала редуктора.
12. Что понимается под динамической грузоподъёмностью, указанной в каталоге на подшипники качения?
13. Как определяются нагрузки на подшипники качения?
14. Какие факторы влияют на долговечность подшипников качения?

##### II. Описание редуктора, основные расчётные зависимости

Для удобства сборки корпус редуктора выполняют разъёмным. Плоскость разъёма проходит через оси валов. На рис. 1 показан одноступенчатый цилиндрический редуктор при снятой крышке.

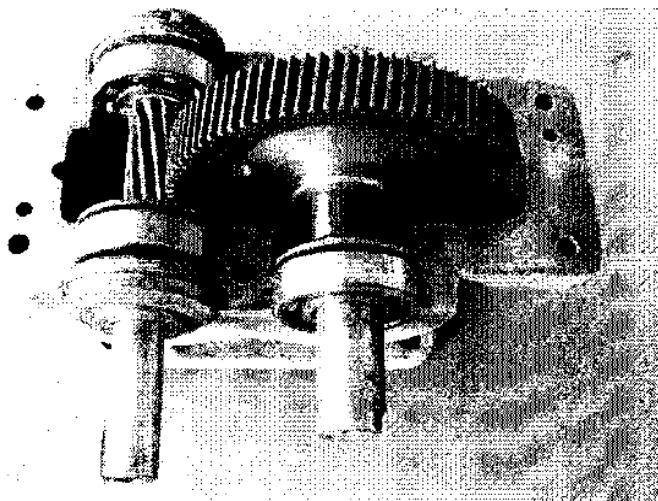


Рис. 1. Одноступенчатый косозубый цилиндрический редуктор горизонтального исполнения

У косозубых колёс зубья располагаются по винтовой линии, составляющей с образующей делительного цилиндра угол  $\beta$  (рис. 2). Угол наклона зубьев обычно находится в диапазоне  $\beta = 8^0 - 18^0$ , он одинаков для сопряжённых колёс, но их зубья противоположно направлены. В косозубом колесе различают торцовый  $m_t$ , нормальный  $m_n$  и осевой  $m_a$  модули. Эти модули связаны между собой зависимостью

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{m_a}{\operatorname{ctg} \beta}$$

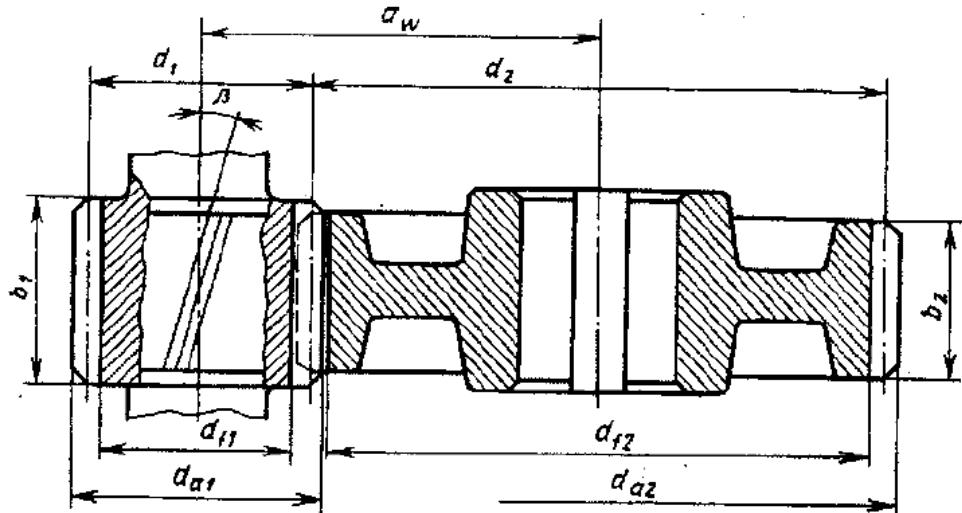


Рис. 2. Геометрические параметры косозубой цилиндрической передачи

Стандартное значение имеет нормальный модуль  $m_n$ , принимаемый из рядов чисел (1-й ряд следует предпочитать 2-му):

1-й ряд, мм 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10

2-й ряд, мм 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

Для косозубого колеса делительный диаметр определяется торцевым модулем

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$$

где  $z$  – число зубьев.

Диаметр окружности выступов  $d_a = d + 2m_n$ .

Диаметр окружности впадин  $d_f = d - 2,5m_n$ .

Высота головки зуба  $h_a = m_n$ .

Высота ножки зуба  $h_f = 1,25m_n$ .

Высота зуба  $h = h_a + h_f = 2,25m_n$ .

Основным геометрическим параметром цилиндрической передачи является межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

Передаточное число  $u = \frac{z_2}{z_1}$

### III. Силы в зацеплении

В косозубой передаче нормальную силу раскладывают на три составляющие (рис. 3)

$$\bar{F}_n = \bar{F}_t + \bar{F}_r + \bar{F}_a$$

где  $F_t = \frac{2T}{d}$  - окружная сила;

$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$  - радиальная сила;

$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$  - осевая сила;

$T$  – крутящий момент на колесе;

$\alpha_w$  – профильный угол,  $\alpha_w = 20^\circ$ .

Основные параметры прямозубой цилиндрической передачи определяются по тем же формулам при  $\beta = 0^\circ$ .

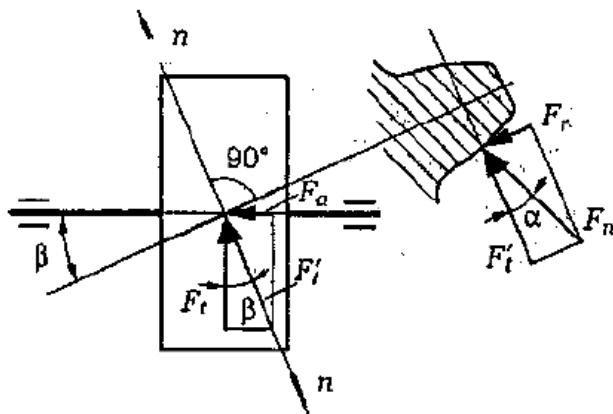


Рис. 3 Силы в зацеплении косозубых колёс

### IV. Порядок выполнения работы

4.1. Определение основных параметров цилиндрической передачи.

Замерить межосевое расстояние  $a_w$ .

Произвести частичную разборку редуктора в следующем порядке:

- отворачиваются винты и снимаются крышки подшипников вместе с регулировочными прокладками и крышка редуктора;
- вынимаются валы вместе с колёсами и подшипниками.

Подсчитать число зубьев колёс  $z_1, z_2$  и передаточное число  $u$ .

Измерить внешние диаметры колёс  $d_{a1}, d_{a2}$ , высоту зуба колёса  $h$ , ширину зубчатого венца колёс  $b_1$  и  $b_2$ .

Вычислить модуль зуба  $m = \frac{h}{2,25}$  и округлить до стандартного значения.

Модуль прямозубого колеса можно определить, используя формулу  $d_{a2} = m \cdot (z_1 + z_2)$

$$\text{откуда } m = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2}$$

Для косозубого колеса определить угол наклона зубьев  $\beta$  различными способами. В первом приближении  $\beta$  можно замерить транспортиром по накатанному колесом следу на листе бумаги.

Так как  $d_{a2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} + 2m$ , вычислим угол наклона зубьев по формуле

$$\beta = \arccos \frac{z}{\frac{d_a}{m} - 2}$$

И наконец, по замеренному межосевому расстоянию с учётом стандартного значения модуля можно найти

$$\beta = \arccos \left[ \frac{0,5m \cdot (z_1 + z_2)}{a_w} \right]$$

С учётом найденных значений  $m$  и  $\beta$  рассчитать диаметры колёс  $d_{a1}, d_{f1}, d_{a2}, d_{f2}$ , межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

Расчётное и замеренное значение  $a_w$  не должно отличаться более чем на 3 %.

#### 4.2. Расчёт тихоходного вала редуктора на прочность.

Исходные данные для расчёта вала задаются преподавателем:

$T_2$  – крутящий момент на тихоходном валу, Н·м;

$n_2$  – частота вращения тихоходного вала, мин<sup>-1</sup>;

Материал вала – сталь 45 с пределом текучести  $\sigma_t = 550$  МПа.

Коэффициент перегрузки –  $\kappa_p = 1,5$ .

С учётом заданного момента  $T_2$  определить силы в зацеплении цилиндрической передачи редуктора  $F_t, F_r, F_a$ .

Вычертить в масштабе на отдельном листе эскиз вала в сборе с подшипниками и колёсом (рис. 4, а), проставить на нём численные значения продольных и диаметральных размеров.

Под эскизом изображается расчётная схема вала (рис. 4, б). Вал рассматриваем как балку на шарирных опорах, которые расположены посередине радиальных подшипников.

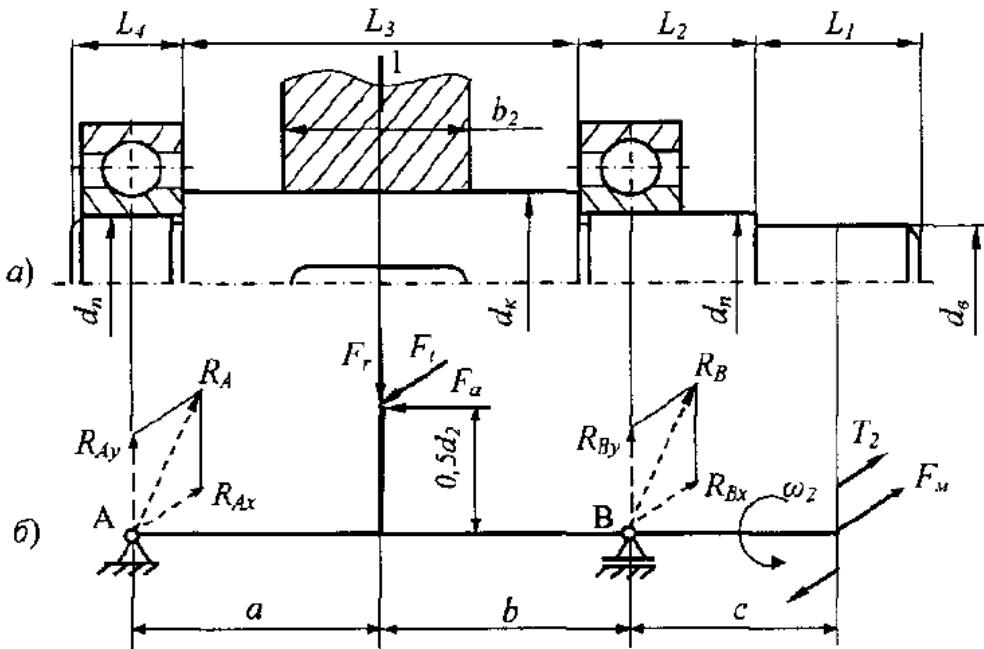


Рис. 4. Тихоходный вал редуктора:  
а – эскиз вала в сборе с подшипниками и колесом; б – расчётная схема вала

Нагрузки от колеса на вал считаем сосредоточенными, их прикладываем на радиусе делительной окружности посередине ширины зубчатого венца. Окружная сила  $F_t$  на ведомом колесе создаёт движущий момент, направленный по вращению вала. Радиальная сила  $F_r$  направлена по радиусу к центру колеса. Направление осевой силы  $F_a$  зависит от направления винтовой линии зубьев (для прямозубого колеса  $F_a = 0$ ). К середине выходного участка вала прикладываем консольную силу от муфты  $F_m$ . Направление силы  $F_m$  неизвестно, принимаем наиболее худший вариант её приложения в сторону, противоположной окружной силе  $F_t$ . Значение  $F_m$  приближенно можно определить в долях от окружной силы:  $F_m = 0,3F$ . Вращающий момент на конце вала  $T_2$  является моментом сил сопротивления, поэтому направлен противоположно вращению.

В двух взаимно перпендикулярных плоскостях показываем реакции опор. По размерам эскиза вала на расчётной схеме следует определить расстояния между реакциями опор и внешними силами: а; б; с.

Найти реакции опор, приравнивая нулю сумму моментов всех сил относительно каждой опоры.

Построить эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, эпюру крутящих моментов.

Рассмотреть опасное сечение вала под колесом 1.

Суммарный изгибающий момент в сечении 1:  $M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2}$ ,

где  $M_{x1}$  и  $M_{y1}$  – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскости.

Моменты сопротивления сечение 1 вала со шпоночным пазом и номинальные напряжения:

$$\text{при изгибе } W_{\hat{E}} = \frac{\pi \cdot d_{\hat{e}}^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_{\hat{e}} - t_1)^2}{2d_{\hat{e}}}; \quad \sigma_1 = \frac{M_1}{W_{\hat{E}}}$$

$$\text{и кручении } W_{\hat{e}} = \frac{\pi \cdot d_{\hat{e}}^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_{\hat{e}} - t_1)^2}{2d_{\hat{e}}}; \quad \tau_1 = \frac{T_2}{W_{\hat{e}}}$$

где  $b$  – ширина шпоночного паза;

$t_1$  – глубина паза вала.

Эквивалентное напряжение определить по четвёртой теории прочности:

$$\sigma_{y\hat{e}\hat{a}} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2}$$

В опасном сечении найти напряжение при кратковременной перегрузке:

$$\sigma_{\max} = k_i \cdot \sigma_{y\hat{e}\hat{a}}$$

где  $k_i$  – коэффициент перегрузки.

Определить коэффициент запаса прочности по пределу текучести материала вала  $\sigma_t$  и сопоставить с допускаемым значением:

$$S_{\dot{\delta}} = \frac{\sigma_{\dot{\delta}}}{\sigma_{\max}} \geq [S_{\dot{\delta}}] = 1,2 - 1,8$$

Если условие прочности не выполняется, выбрать более прочную сталь.

#### 4.3. Расчёт долговечности подшипников тихоходного вала.

Расшифровать условное обозначение подшипника (по клейму на торцевой поверхности одного из колец), определить его типоразмер, серию, по каталогу паспортную динамическую грузоподъёмность  $C_r$ .

Определить нагрузки на подшипники, используя расчётную схему вала.

Радиальная нагрузка на подшипник  $R$  равна полной радиальной реакции опоры. Которая определяется как геометрическая сумма реакции  $R_x$  и  $R_y$  во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 4, б).

$$\text{Для левого подшипника } R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$$

$$\text{Для правого подшипника } R_{\dot{A}} = \sqrt{R_{\dot{A}x}^2 + R_{\dot{A}y}^2}$$

Осевую нагрузку  $F_a$  на вал воспринимает левый подшипник, для правого подшипника  $F_a = 0$ .

Подсчитать эквивалентную динамическую нагрузку по формуле:

$$\text{Для левого подшипника } P = (X \cdot V \cdot R_A + Y \cdot F_a) \cdot \hat{E}_a \cdot \hat{E}_{\dot{\delta}}$$

$$\text{Для правого подшипника } P = V \cdot R_{\dot{A}} \cdot \hat{E}_a \cdot \hat{E}_{\dot{\delta}}$$

где  $V$  – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца  $V = 1$ );

$K_b$  – коэффициент безопасности (для редукторов  $K_b = 1,3$ );

$K_T$  – температурный коэффициент ( $K_T = 1$  при  $t < 100^0\text{C}$ );

$X, Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки.

При отношении  $\frac{F_a}{V \cdot R_A} \leq e$  для левого подшипника осевую силу не учитывать, где  $e$

– параметр осевого нагружения.  $X, Y, e$  берутся из каталога.

Определить расчётный ресурс наиболее нагруженного подшипника в часах

$$L_R = \frac{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{23}}{60n_2} \cdot \left( \frac{C_r}{P} \right)^m$$

где  $m = 3$  – для шарикоподшипников;

$a_1$  – коэффициент безопасности ( $a_1 = 1$  при вероятности безотказной работы 0,9);

$a_{23}$  – коэффициент, учитывающий совместное влияние качества металла колец, тел качения и условий эксплуатации ( $a_{23} = 0,7$  – для обычных условий применения);

$n_2$  – частота вращения тихоходного вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$C_r$  – паспортная динамическая грузоподъёмность, Н.

## 2.2 Лабораторная работа №2 (2 часа).

Тема: «Определение коэффициента полезного действия червячного редуктора»

**2.2.1 Цель работы:** работа предназначена для экспериментального и теоретического определения КПД червячного редуктора при различных нагрузках.

### **2.2.2 Задачи работы:**

1. Произвести тарировку индикаторов часового типа.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

### **2.2.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Груз 20 Н.
2. Линейки.

### **2.2.4 Описание (ход) работы:**

#### I. Домашнее задание

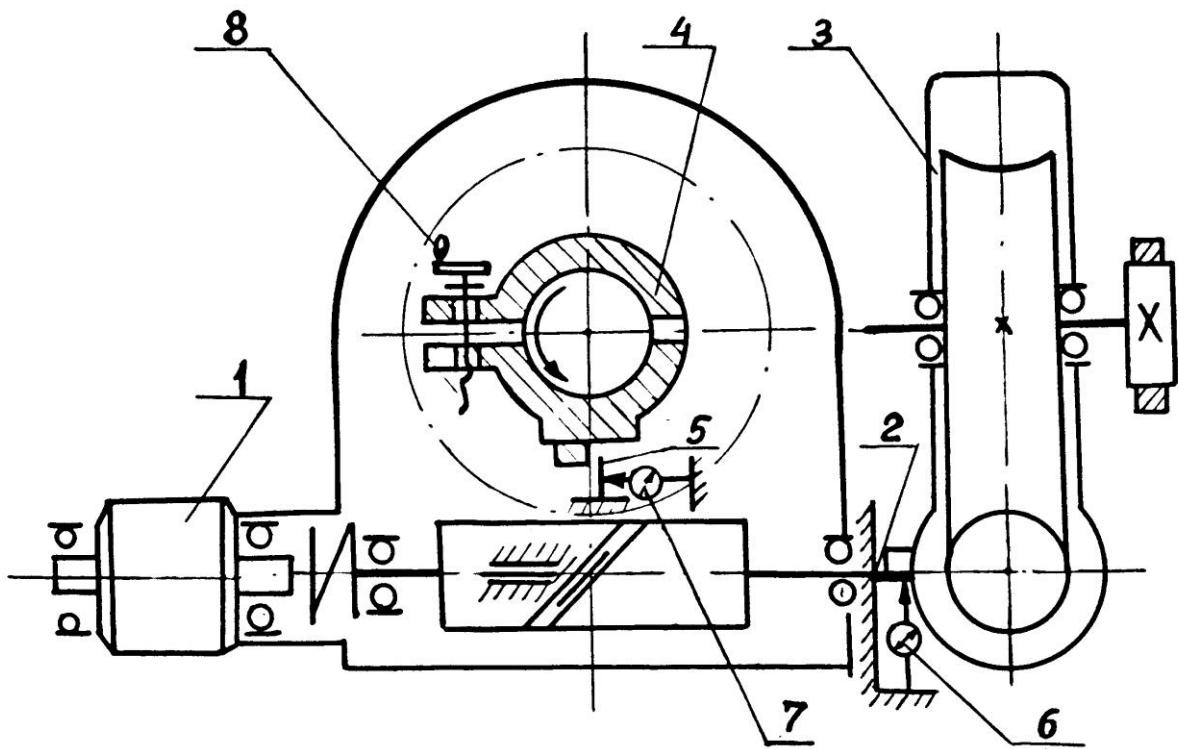
1. По какой формуле определяется передаточное число червячной передачи?
2. Как можно выразить межосевое расстояние червячной передачи через модуль?
3. Как определить угол подъёма винтовой линии червяка?
4. Условие самоторможения червячной передачи.
5. По какой формуле определяется экспериментальное значение КПД червячной передачи?
6. По какой формуле определяется теоретическое значение КПД?
7. Как определяются тарировочные коэффициенты  $K_1$  и  $K_2$ ?
8. Опишите тормозное устройство лабораторной установки.
9. Опишите червячный редуктор лабораторной установки.
10. По какой формуле определяется скорость скольжения витков червяка по червячному колесу?

#### II. Приборы и инструменты

1. Установка для определения коэффициента полезного действия редуктора - 1 шт.
2. Рычаги для тарировки - 2 шт.
3. Груз для тарировки - 1 шт.
4. Индикатор часового типа - 2 шт.

#### III. Основные технические данные

1. Испытываемый редуктор:
  - а) тип – червячный
  - б) число витков червяка  $Z_1 = 3$  (ГОСТом 2144-76 не предусмотрено)
  - в) число зубьев червячного колеса  $Z_2 = 84$
  - г) передаточное число  $u = \frac{Z_2}{Z_1} = 28$
  - д) модуль червяка и колеса  $m = 2\text{мм}$
  - е) коэффициент диаметра червяка  $q = 11$
  - ж) угол наклона линии червяка  $\gamma = 10^0 19'$
2. Измерение моментов производится:
  - а) индикатором часового типа с точностью отсчёта – 0,01мм



Установка ТММ 39-А

#### IV. Описание конструкции и правила пользования

Установка ТММ 39-А состоит из электродвигателя, испытываемого червячного редуктора, нагрузочного – тормозного устройства и тарировочного устройства.

#### **ВНИМАНИЕ!**

Перед включением в сеть требуется:

1. Тормоз полностью растормозить. Без преподавателя не включать. Электродвигатель типа А31-4 с  $n=1410$  об/мин и мощностью в 0,6 кВт. (1)
2. Статор электродвигателя смонтирован на шарикоподшипниковых опорах в кронштейнах таким образом, что может вращаться вокруг общей оси с ротором (балансирный электродвигатель). На статоре закреплена призма, которая при работе электродвигателя упирается в плоскую пружину (2), укреплённую на основании установки и ограничивающую вращение статора.
3. Червячный редуктор (3) состоит из трёхвиткового червяка и червячного колеса, смонтированных на шарикоподшипниковых опорах в чугунном корпусе.
4. Тормозное устройство (4) служит для создания крутящего момента на выходном валу редуктора и имитирует рабочую нагрузку. Устройство состоит из тормозного шкива и двух скоб с тормозными колодками, охватывающими шкив.
5. Изменение усилия зажима колодок осуществляется вращением рукоятки (8). При этом цилиндрическая пружина, заключённая в стакане изменяет всю длину и этим изменяет усилие прижима одной скобы к другой усилие прижима тормозных колодок к шкиву.
6. На нижней скобе нагрузочного устройства закреплена призма, которая при вращении червячного колеса упирается в плоскую пружину (5) укреплённую на основании и ограниченную вращением скоб.

**При нагруженном тормозе работать не более 1 минуты! При максимальной нагрузке прибор не включать!**

Измерительное устройство состоит из плоских пружин (2,5), закреплённых на кронштейнах и индикаторов часового типа (6,7) упирающихся своими стержнями в плоские пружины. Отклонение стрелок индикаторов при изгибе пружины показывает

соответственно величину моментов на валу червяка и червячного колеса, т.е. величину момента сил движущих и момента сил сопротивления.

Тарировочное приспособление предназначено для тарировки пружин и состоит из двух рычагов и груза. При пуске электродвигателя, вращение ротора передаётся через редуктор шкиву. Между шкивом и тормозными колодками возникают силы трения, создающие момент сил сопротивления или тормозной момент. Этот момент через призму действует на пружину (5) и изгибает её. Тормозной момент определяют по показаниям индикатора (7). В то же время реактивный момент, возникающий у электродвигателя, стремится повернуть статор в направлении обратном направлению вращения ротора. Через призму этот момент действует на пружину (2) и изгибает её. Реактивный момент двигателя, равный моменту движущихся сил, определяют по показаниям индикатора (6).

Для уменьшения колебания стрелок индикатора при работе, на концы штока индикатора следует насаживать наконечники из резины.

#### IV. Рабочее задание

1. Производят тарировку пружин и датчиков (см. ниже).
2. Отсчеты индикаторов устанавливаются на 0.
3. Включают электродвигатель. Вращением маховика (8) сближают скобы и создают тормозной момент на валу червячного колеса. Снимают отсчёты по индикатору (момент на колесе не более 60 делений индикатора).
4. Увеличивая прижим тормозных колодок к шкиву, последовательно создают три тормозных момента, для каждого из которых снимают отсчёты с обоих индикаторов ( $T_1$  и  $T_2$ ).
5. Вычисляют значение КПД для различных нагрузок по показаниям индикатора.
6. Определяют КПД по аналитической формуле и результат сопоставляют с его экспериментальным значением.
  - a) Тарировка пружины, регистрирующей  $T_1$  – момент сил движущихся на валу червяка.

Перед тарировкой индикатор устанавливают на 0, на головки винтов, ввернутых в торцовую часть статора, устанавливают рычаг и на него груз, который называет отклонение стрелки индикатора. Зная момент, создаваемый грузом, а также сняв показания индикатора, определяют тарировочные коэффициенты ( $K_1$ ):

$$K_1 = \frac{T_1 \text{Нмм}}{n_1 \text{дел.инд.}}$$

Передвигая груз в другое положение трижды определяют значение  $K_1$  индикатора и находят среднее значение.

б) Тарировка пружины, регистрирующей  $T_2$  – момент сил сопротивления (момент на валу червячного колеса)

На ось шкива устанавливают и закрепляют рычаг, имеющий форму угольника с вертикальным и горизонтальным ребрами. На горизонтальное ребро рычага на максимальном плече помещают груз, который создаёт момент вокруг оси червячного колеса. Регулируемый винт, устанавливаемый на вертикальном ребре рычага, надавливает на пружину, которая вызывает отклонение стрелки индикатора.

Соответственно с этим, аналогично коэффициенту  $K_1$  определяют тарировочные коэффициенты  $K_2$ :

$$K_2 = \frac{T_2 \text{Нмм}}{n_2 \text{дел.инд.}}$$

в) Коэффициент полезного действия редуктора, полученный экспериментально будет равен:

$$\eta_{\text{Экс}} = \frac{T_2}{T_1 \cdot u},$$

где  $T_1$  (Н мм) – момент сил действующих (момент на валу червяка);

$T_2$  (Н мм) – момент сил сопротивления (момент на валу червячного колеса);

$u$  – передаточное число червячного редуктора.

Найденный КПД экспериментальным путём сравнивают с КПД вычисленным теоретически

$$\eta_{\text{теор}} = \frac{\operatorname{tg} \cdot \gamma}{\operatorname{tg} \cdot (\gamma + \phi_1)},$$

где  $\gamma$  - угол подъёма витка червяка, ( $\gamma = 10^0 19'$ )

$\phi_1$  – приведённый угол трения, зависящий от материалов элементов сопряжения, качества поверхности смазки и скорости скольжения.

$v_{\text{ск}}$ , м/с	$\phi_1$	$v_{\text{ск}}$ , м/с	$\phi_1$
0,1	$4^0 30' - 5^0 10'$	2,5	$1^0 40' - 2^0 20'$
0,5	$3^0 10' - 3^0 40'$	3	$1^0 30' - 2^0 00'$
1,0	$2^0 30' - 3^0 10'$	4	$1^0 20' - 1^0 40'$
1,5	$2^0 30' - 2^0 50'$	7	$1^0 00' - 1^0 30'$
2,0	$2^0 00' - 2^0 30'$	10	$0^0 55' - 1^0 20'$

$v_{\text{ск}}$  – определяется по формуле:

$$v_{\text{ск}} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2},$$

где  $m$  – модуль в мм;

$n_1$  – частота вращения червяка, об/мин;

$q$  – коэффициент диаметра червяка регулируемый ГОСТом 2144-76

$Z_1$  – число витков червяка.

Погрешность определяется по формуле:

$$\Delta = \frac{\eta_{\text{эксп}} - \eta_{\text{теор}}}{\eta_{\text{теор}}}.$$

### 2.3 Лабораторная работа №3 (2 часа).

**Тема: «Испытание клиноремённой передачи»**

**2.3.1 Цель работы:** Определение КПД и коэффициента тяги клиноремённой передачи.

#### 2.3.2 Задачи работы:

1. Снять показания с индикаторов часового типа.
2. Выполнить расчёты.

#### 2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Груз 80 Н.

#### 2.3.4 Описание (ход) работы:

##### I. Домашнее задание.

Ответить на вопросы:

1. Причина упругого скольжения приводного ремня на шкивах.
2. Формула для определения коэффициента скольжения ремня, её вывод.
3. Формула для определения коэффициента полезного действия ременной передачи, её анализ.
4. Что называется коэффициентом тяги ременной передачи и что он характеризует?

5. Как определить передаваемое ремнём полезное усилие?
6. Как определить полезное напряжение в ремне?
7. Как определить натяжение ведущей и ведомой ветвей ремня?
8. Конструкция и особенности тормозного устройства.
9. Способ замера моментов на ведущем и ведомом валах.
10. Устройство для определения частоты вращения ведущего и ведомого шкивов.
11. Способ создания начального натяжения ремня.

## II. Расчётные зависимости.

- a) Тяговый орган ременной передачи отличается упругой податливостью.

Напряжения ремня при работе в ведущей и ведомой ветвях неодинаковые, вследствие этого появляются скольжения ремня на шкивах. На ведущий шкив ремень набегает со скоростью  $v_1$  и сходит со скоростью  $v_2$ , а скорость на ободе шкива постоянна  $v$ , поэтому в тех местах, где скорости соприкасающихся поверхностей ремня и шкива неодинаковы, скольжение неизбежно. Коэффициент скольжения ремня определяется по формуле:

$$\xi = \left( 1 - \frac{D_2 \cdot n_2}{D_1 \cdot n_1} \right) \cdot 100, \% \quad (1)$$

где:  $D_1$  и  $D_2$  - диаметры ведущего и ведомого шкивов,

$n_1$  и  $n_2$  – частота вращения ведущего и ведомого шкивов.

б) Потери в ременной передаче складываются из потерь связанных с упругостью ремня и обусловленных скольжением на шкивах, а также трением в опорах шкивов.

Коэффициент полезного действия ременной передачи есть отношение полезно затраченной мощности ко всей подводимой мощности:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} \quad (2)$$

где:  $T_1$  и  $T_2$  – крутящие моменты на ведущем и ведомом валах,

$\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловая скорость вращения ведущего и ведомого валов.

Так как  $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$ ;  $\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}$ , то формула (2) примет вид:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100\%, \quad (3)$$

в) Коэффициент тяги есть отношение передаваемого ремнём, окружного усилия  $F_t$  к сумме натяжений его ветвей:

$$\phi = \frac{F_t}{2 \cdot F_0} = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{T_1}{D_1 \cdot F_0}, \quad (4)$$

где:  $F_0$  – начальное натяжение одинаковое в обеих ветвях;

$F_1$  – натяжение в ведущей ветви;

$F_2$  – натяжение в ведомой ветви;

$T_1$  – момент крутящий на ведущем шкиве, Н·мм;

$D_1$  – диаметр ведущего шкива, мм.

## III. Машины и оборудование.

Установка для определения кривых скольжения и КПД плоско клиноременных передач типа ДМ-35У представляет собой ременную передачу с плоским и клиновым ремнем 6 (рис.1.). Её ведущий шкив закреплён на валу балансирного электродвигателя АО2-22-6 (мощностью 1,1кВт,  $n=930$  об/мин), корпус которого может поворачиваться в подшипниках, установленных на качающейся раме.

Ведомый шкив 12 закреплен на валу тормоза, колодки которого связаны с втулкой, которая может поворачиваться в подшипниках, сидящих на ведомом валу. Это создает возможность поворота втулки вместе с колодками тормоза нагружения.

Диаметры ведущего и ведомого шкивов приняты одинаковыми.

Замеряют моменты на ведущем и ведомом валах с помощью плоских консольных пружин. Эти пружины протарированы вместе с индикаторами 29 и 13 (часового типа с ценой деления 0,01 мм).

Для предотвращения колебаний стрелок индикаторов около положения равновесия, предусмотрены жидкостные успокоители.

Замер чисел оборотов ведущего и ведомого валов осуществляется с помощью импульсных датчиков (коллекторного типа с токосъемным полукольцом) и передачей импульсов на импульсные счетчики 8 и 9 (модели «Вис» 62), отчитывающие количество импульсов.

Начальное натяжение ветвей ремня определяется грузами 1.

Включение и выключение электродвигателей осуществляется с помощью пакетного выключателя. На установке имеется щеточный переключатель на три положения, с помощью которого импульсный датчик можно подключить либо к импульсным счетчикам, либо к клеммам или отключить то и другое.

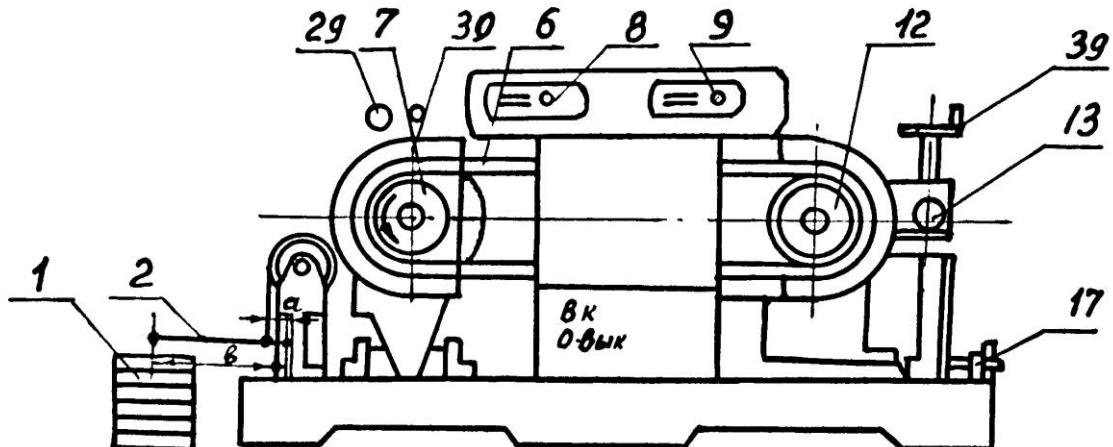
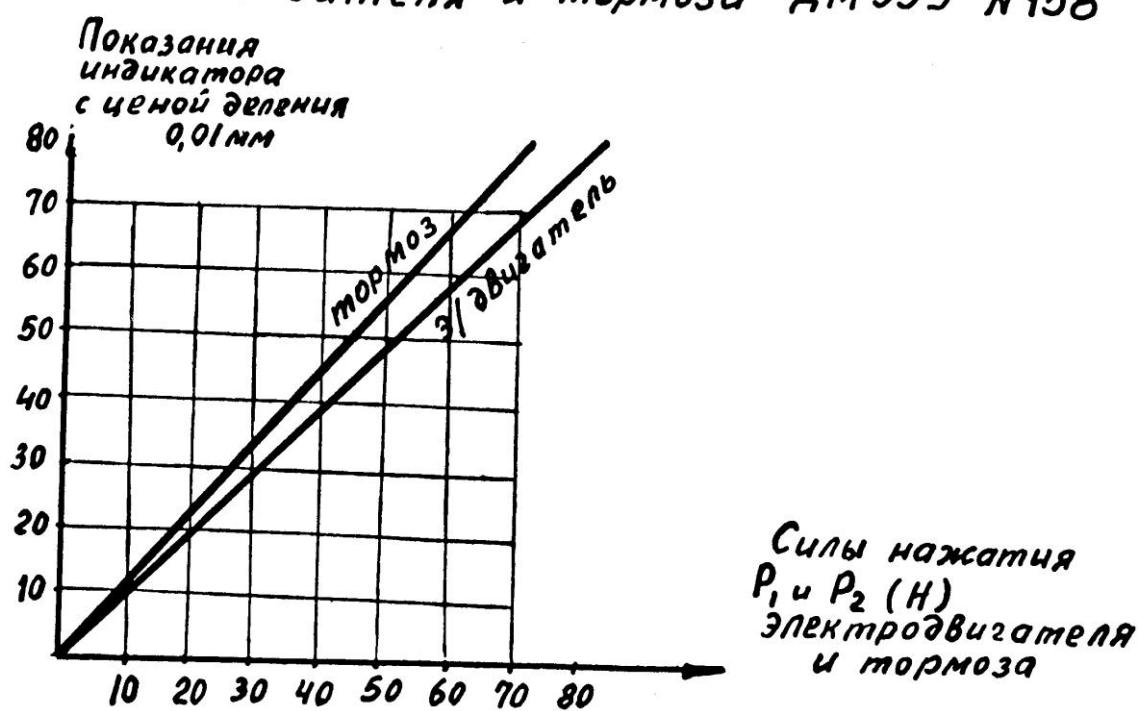


Рис. 1 Установка типа ДМ35Ч

Тарировочный график пружин электродвигателя и тормоза ДМ35Ч №158



IV. Рабочее задание.

- Подсчитывают необходимое первоначальное натяжение ремней передачи.

2. К рычагу машины подвешивают груз, передающий на рычаг силу, получаемую из соотношения:

$$Q \cdot b = 2F_0 \cdot a; \frac{b}{a} = 5. F_0 = 200 \text{ H.}$$

3. Включают электродвигатель (в присутствии преподавателя). Производят ступенчатое нагружение передачи с помощью рукоятки тормоза нагружения (при ступени). На каждой ступени нагружения производят следующие замеры:

- измеряют частоту вращения ведущего  $n_1$  и ведомого  $n_2$  валов. Для этого, с помощью щеточного переключателя одновременно включают оба импульсных счётчика.
- фиксируют показания индикатора двигателя и индикатора тормоза. По тарировочным графикам (см. приложение) определяют соответственно усилия нажатия  $P_1$  и  $P_2$  призм на тарировочные пружины.

4. Подсчитывают крутящие моменты на ведущем валу:  $T_1 = P_1 \cdot \ell_1$  и ведомом валу:

$$T_2 = P_2 \cdot \ell_2,$$

где:  $\ell_1$  – расстояние от оси электродвигателя до оси призмы

$$\ell_1=80 \text{ mm.}$$

$\ell_2$  – расстояние от оси шкива тормоза до оси призмы

$$\ell_2=66 \text{ mm.}$$

5. Для каждой ступени нагружения определяют коэффициент скольжения ремня по формуле (1), при условии, что:  $D_2 = D_1 = 125 \text{ mm.}$

6. Для каждой ступени нагружения определяют коэффициент полезного действия по формуле (3) и коэффициент тяги по формуле (4).

7. Результаты измерений и подсчёты заносят в таблицу и строят кривые скольжения, КПД в зависимости от коэффициента тяги.

#### V. Контрольное задание.

1. Ответить на вопросы домашнего задания.

2. Пояснить порядок выполнения работы, применяемые расчёты.

3. Сопоставить полученные графики коэффициента тяги и КПД с теоретическими и проанализировать расхождения.

4. Указать на графиках оптимальную зону эксплуатации ременной передачи.

### 2.4 Лабораторная работа №4 (2 часа).

**Тема: «Определение приведённого коэффициента трения в подшипниках качения»**

**2.4.1 Цель работы:** Изменение момента трения в подшипниках качения в зависимости от нагрузки, частоты, уровня жидкой смазки в корпусе подшипников, а также определение «приведённого» к валу коэффициента трения

#### 2.4.2 Задачи работы:

- Изучить принцип работы лабораторной установки.
- Выполнить эксперимент.
- Выполнить расчёты.

#### 2.4.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

- Масло.

#### 2.4.4 Описание (ход) работы:

##### I. Домашнее задание

Ответить на вопросы:

1. Привести формулу зависимости между нагрузкой к ресурсом подшипника в млн. оборотов.
2. Привести формулу зависимости между ресурсом в часах и ресурсом в млн. оборотов.
3. Определение динамической грузоподъёмности подшипника.

## II. Описание работы.

### a). Описание установки.

1. Установка состоит из синхронного электродвигателя трёх фазного тока, клиноременной передачи, головки с шарикоподшипниками и силоизмерительным устройством.

2. Натяжение ремня осуществляется поворотом плиты, на которой установлен электродвигатель.

3. Головка с испытываемыми шарикоподшипниками закрепляется на валу при помощи шпонок и шарикового фиксатора (при транспортировке головка снимается).

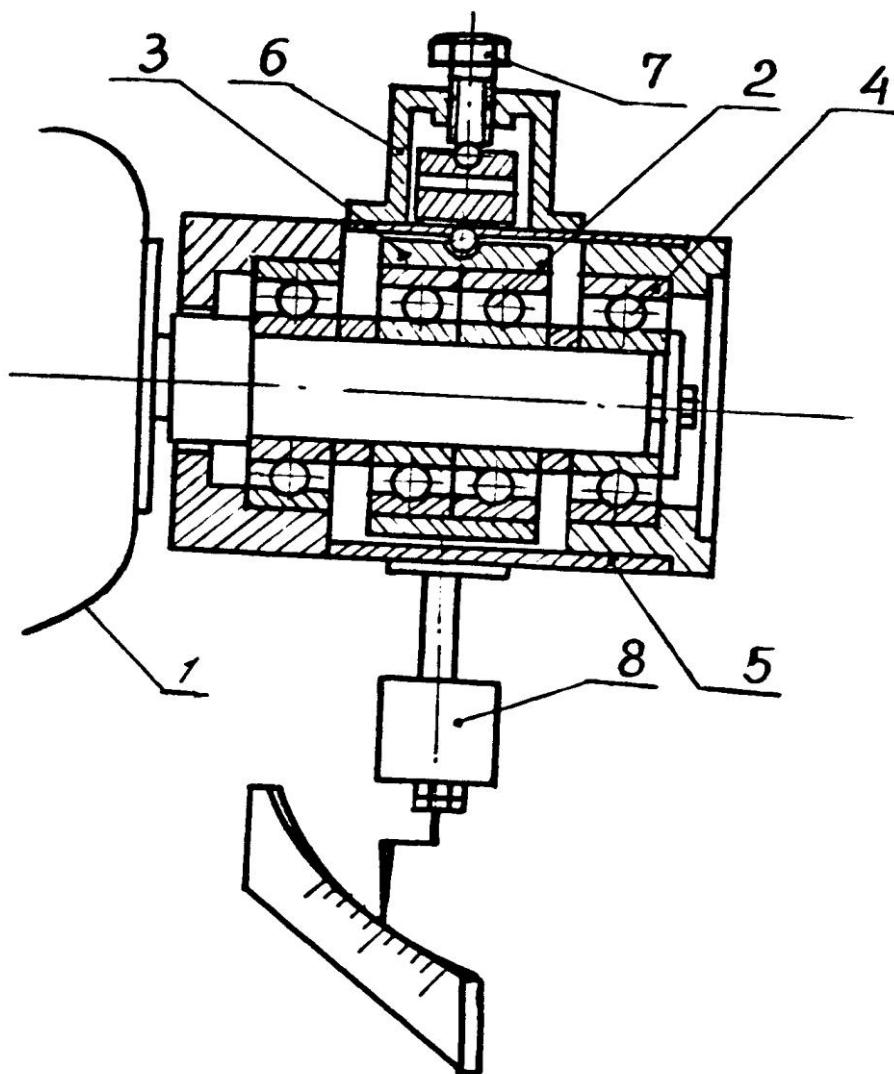
Наружные кольца двух средних испытываемых подшипников (2) расположены в общей обойме (3), а наружные кольца двух крайних испытываемых подшипников (4) в корпусе (5) головки, охватывающим обойму средних подшипников с зазором.

#### 4. Демпфирующее устройство.

Для быстрого успокоения возникших колебаний при работе установки предусмотрено демпфирующее устройство, состоящее из ванночки, заполненной демпфирующей жидкостью и лопатки, перемещающейся внутри ванночки. Ванночка крепится к корпусу установки, а лопатки к колеблющемуся маятнику.

#### 5. Корпус из алюминиевого сплава, связывающий перечисленные узлы.

Смазочное устройство для смазки подшипников состоит из цилиндра и поршня. Передвижением поршня можно изменить уровень масла в подшипниках. Для определения начала стабильной работы подшипников предусмотрен термометр, определяющий температуру масла.



Р  
ис

### .1 Установка

#### б). Принцип работы установки.

При помощи нагружочного устройства, состоящего из скобы (6) и болта (7) установленного на наружной поверхности корпуса головки, средние подшипники прижимаются к валу. При этом реактивные усилия одновременно нагружают два крайних подшипника. Возникающий в подшипниках момент трения стремится повернуть корпус головки, а с ним обойму двух средних подшипников.

Закреплённый на корпусе головки маятник с грузом (8) будет удерживать корпус от вращения и отклонения на некоторый угол, в зависимости от момента трения в подшипниках.

### III. Рабочее задание

Испытание подшипников может производиться на трёх из имеющихся на установке частот вращения вала. При этом необходимо, чтобы установка проработала 2-5 минут для получения установившейся температуры.

1. Включить с помощью пакетного переключателя электродвигатель и дать возможность установке проработать в течении 2-5 минут, пока не установится температура масла.
2. Установить нагрузку на подшипники в 2500 Н, 5000 Н, 7500 Н, (что соответствует показаниям индикатора 38, 73, 112 делений) и снимать показания силоизмерительного устройства (8) (момент трения перевести в Н.мм) для трёх частот вращения (1000 об/мин, 2000 об/мин, 3000 об/мин). Изменить уровень масла и все испытания повторить.

3. Определить «приведённый» к валу коэффициент трения в подшипниках качения по формуле:

$$f = \frac{2T_{tr}}{P \cdot d},$$

где  $T_{tr}$  – момент трения в подшипниках качения в Н.мм;

$P$  – действующая на подшипники нагрузка в Н;

$d$  – диаметр вала в мм,  $d = 25\text{мм}$ .

Начертить графики зависимости момента трения от  $P$  для трёх различных частот вращения вала. Сначала выполнить с одним уровнем масла, а после этого – с другим уровнем масла.

С первым уровнем масла				Со вторым уровнем масла			
Частота вращения вала установки, об/мин.	Нагрузка подшипника, Н	Момент трения в подшипниках качения, Н·мм	Приведённый коэффициент трения, $f$	Частота вращения вала установки, об/мин.	Нагрузка подшипника, Н	Момент трения в подшипниках качения, Н·мм	Приведённый коэффициент трения, $f$
1000	1. 2500						
	2. 5000						
	3. 7500						
2000	1. 2500						
	2. 5000						
	3. 7500						
3000	1. 2500						
	2. 5000						
	3. 7500						

#### IV. Контрольное задание

1. Как изменяется момент трения с изменением нагрузки.
2. Как изменяется приведённый коэффициент трения с изменением нагрузки.
3. Как влияет на момент трения и на «приведённый» коэффициент трения степень заполнения подшипника маслом?

#### Результаты опытов

Тарировочная характеристика динамической пружины.

2500 Н - 0,38 мм

5000 Н - 0,73 мм

7500 Н - 1,12 мм

#### 2.5 Лабораторная работа №5 (2 часа).

Тема: «Исследование полиспаста»

**2.5.1 Цель работы:** Ознакомить студентов с конструкцией, характеристикой и назначением полиспаста.

#### 2.5.2 Задачи работы:

1. Изучить предназначение полиспаста.

2. Изучить принцип работы полиспаста.
3. Выполнить эксперимент.
4. Выполнить расчёты.

### **2.5.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Набор грузов.
2. Полиспаст.

### **2.5.4 Описание (ход) работы:**

#### **I. ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ**

Ознакомиться с понятиями:

1. Какой механизм называется полиспастом?
2. Кратность полиспаста.
3. Определение усилия в ведущей ветви полиспаста.
4. Конструкция полиспаста для выигрыша в силе.

#### **РАБОЧЕЕ ЗАДАНИЕ**

1. Вычертить схему полиспаста и определить кратность полиспаста  $\blacklozenge_n$
2. Установить подвеску в горизонтальное положение.
3. Подвесить (закрепить) поднимаемый груз.
4. Подвесить (закрепить) первоначальный тяговый груз массой 2 кг. к ведущей ветви полиспаста, а затем добавлять грузы массой 100 или 50 г. до тех пор, пока поднимаемый груз не начнет движение.  
Масса поднимаемого груза 10 кг.  
Масса крюковой подвески 2,5 кг.  
Полная масса поднимаемого груза 12,5 кг.
5. Повторить эксперимент 8 раз и полученные данные записать в таблицу №1
6. Обработать результаты экспериментов и оценить их надежность.

### **ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ОЦЕНКА ИХ НАДЕЖНОСТИ**

В результате проведенных экспериментов мы получим выборку объемом  $n=8$ . Считая, что рассеяние полученных значений подчиняется нормальному закону распределения, определим его статистические постоянные (характеристики) и оценим надежность полученных экспериментальных данных.

1. Определим выборочное среднее  $\bar{x}$ , которое является оценкой генерального среднего  $a$  нормального распределения

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

где  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  - совокупность полученных значений случайной величины.

2. Определим среднее квадратичное отклонение для выборки объема  $n=8$

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

3. Выбираем одностороннюю доверительную вероятность  $\gamma$  (если принять вероятность равную 95%, то  $\gamma = 0,95$ )

4. Определим число степеней свободы

$$K = n - 1$$

5. Определим по полученным значениям  $\gamma$  и  $K$ , значения  $t\gamma$  - квантиля распределения. (см. приложение 2).

6. Определим нижнюю доверительную границу

$$\bar{a}_n = \bar{x} - \frac{t\gamma \cdot S}{\sqrt{n}}$$

7. Определим верхнюю доверительную границу

$$\bar{a}_B = \bar{x} + \frac{t\gamma \cdot S}{\sqrt{n}}$$

8. Определим доверительный интервал для генерального среднего (математического ожидания)

$$\bar{x} - \frac{t\gamma \cdot S}{\sqrt{n}} < \bar{a} < \bar{x} + \frac{t\gamma \cdot S}{\sqrt{n}}$$

$$\bar{a}_n < \bar{a} < \bar{a}_B$$

Следовательно, математическое ожидание  $a$  генеральной совокупности с 95% вероятностью должно находиться в выше найденном интервале при экспериментальном (опытном) определении силы, необходимой для подъема груза ( $P_{\text{эксп}}$ ).

Далее определим расчетное значение усилия для подъема груза

$$P_{\text{расч.}} = \frac{Q(1-\eta) \cdot g}{1-\eta^{\text{un}}}, \text{Н}$$

где:  $Q$ - масса поднимаемого груза, кг.;

$\eta$  – КПД блоков ( $\eta=0,97$ );

$\Delta_n$  – кратность полиспаста;

$\ddot{y}$  – ускорение свободного падения  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Если полученное значение  $P_{\text{расч.}}$  будет также находиться в пределах доверительных границ, то наблюдается хорошее совпадение теоретических и практических результатов.

Контрольное задание

1. Какой механизм называется полиспастом?
2. Для чего предназначен полиспаст?
3. Что такое кратность полиспаста?
4. Какое значение вероятности принимается для определения доверительных границ?
5. Что характеризует доверительный интервал?

## 2.6 Лабораторная работа №6 (2 часа).

Тема: «Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки»

**2.6.1 Цель работы:** Экспериментальное определение коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки.

### 2.6.2 Задачи работы:

1. Выяснить разницу между моментом трения на торце гайки и моментом трения в резьбе.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

### 2.6.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Ключ гаечный.
2. Динамометрический ключ.

3. Шайба.

4. Втулка.

#### 2.6.4 Описание (ход) работы:

##### I. Домашнее задание.

Ответить на вопросы:

1. Определение наружного (нормального), внутреннего и среднего диаметра резьбы.
2. Как найти внешний (номинальный), средний и внутренний диаметр резьбы.
3. Определение шага резьбы и хода винта, зависимость между ними.
4. Определение угла подъёма резьбы. Формула для вычисления угла подъёма резьбы.
5. Определение угла трения, приведённого угла трения между витками болта и гайки. Зависимость между углом и приведенным углом трения.
6. Определение угла профиля резьбы.
7. Уравнение момента трения на торце гайки (точное и приближенное).
8. Уравнение момента завинчивания гайки.
9. Уравнение момента отвинчивания гайки. Условие самоторможения резьбы.
10. Из каких частей состоит установка?
11. Из каких частей состоит приспособление для нагружения болтов? Для какой цели каждая из них применяется?
12. Назначение динамометрического ключа и его устройство.

##### Расчётные зависимости

При завинчивании гайки необходимо приложить крутящий момент  $T$ , который преодолевает моменты трения в резьбе и на торце гайки. Крутящий момент завинчивания гайки равняется:

$$T = T_p + T_t, \text{Н мм} \quad (1)$$

где  $T_p$  – момент в резьбе;

$T_t$  – момент трения на торце гайки.

Момент в резьбе равен:

$$T_p = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \phi_1), \quad (2)$$

где  $d_2$  – средний диаметр резьбы;

$$\psi - \text{угол подъёма резьбы (в град.)}, \quad \operatorname{tg}\Psi = \frac{S}{\pi \cdot d_2};$$

$S$  – шаг винта;

$\phi_1$  – приведённый угол трения между витками болта и гайки (в град.);

$F_a$  – сила затяжки болта (сила действующая по оси болта  $H$ ).

Для технических расчётов момента трения на торце гайки можно использовать формулу, основанную на допущении, что равнодействующая сила трения приложена на

среднем радиусе  $\frac{d_{cp}}{2}$  опорной поверхности гайки:

$$T_t = F_a \cdot f \frac{d_{cp}}{2} \quad (3)$$

$$\text{где: } d_{cp} = \frac{D + d_{otv}}{2} \quad (4)$$

$D$  – диаметр опорной поверхности гайки (размер под ключ);

$d_{otv}$  – диаметр отверстия под болт;

$f$  – коэффициент трения между торцом гайки и опорной поверхностью детали.

Окончательно получаем:

$$T = \frac{d_2}{2} Fa \left[ \operatorname{tg}(\Psi + \varphi_1) + f \frac{dcp}{d_2} \right] \quad (5)$$

Приведённый угол трения  $\varphi_1$  равен

$$\varphi_1 = \frac{\Phi}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (6)$$

где  $\varphi$  - угол трения в резьбе (в град.);  
 $\alpha$  - угол профиля резьбы (в град.).

Приведенный коэффициент в резьбе равен:  $f_1 = \operatorname{tg}\varphi$  (7)

### III. Описание конструкции

Установка состоит из двух узлов: приспособления для нагружения болтов (рис.1) и динамометрического ключа.

Приспособление состоит из:

1. Сварного корпуса (1).
2. Силоизмерительного устройства (динамометрической пружины (2) и индикатора).
3. Комплекта болтов.
4. Сменных деталей для испытания болтов различных диаметров.

К корпусу приспособления двумя винтами крепится динамометрическая пружина (2). В центре динамометрической пружины через сферическую шайбу (3) устанавливается испытуемый болт (4). Болт стягивается гайкой, торец которой опирается на втулку (7). Втулка в свою очередь, опирается на упорный шарикоподшипник (6). затяжка болта осуществляется динамометрическим ключом.

Для исключения поворота болта в момент затяжки, головка его фиксируется сухарем (8), по показаниям индикатора (9) определяется усилие затяжки болта  $Fa$ . Крутящий момент в резьбе  $T_p$  измеряется по показанию индикатора динамометрического ключа.

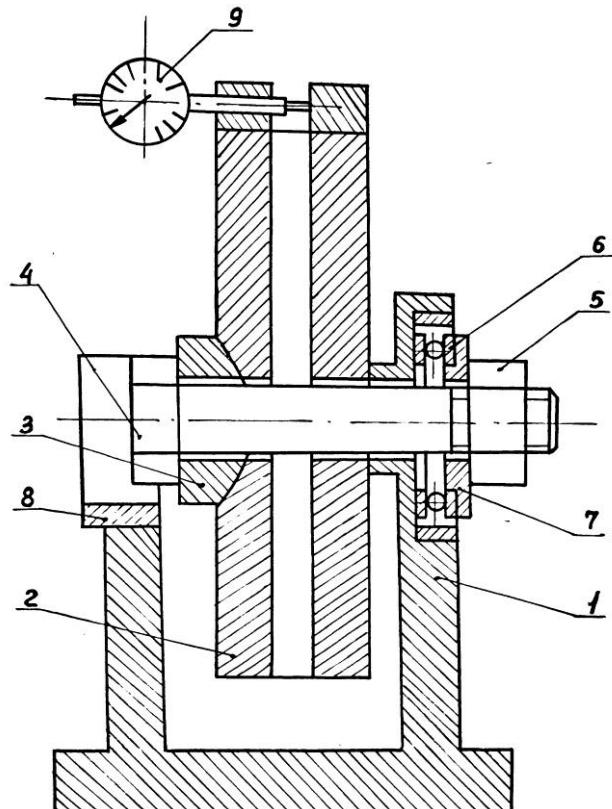


Рис. 1

Для определения коэффициента трения на торце гайки в нагружающем приспособлении вместо втулки (7) устанавливается ограничитель. В этом случае упорный шарикоподшипник не работает, усилие затяжки  $F_a$  определяемое по индикатору, должен быть прежним.

#### IV. Рабочее задание

1. Установить болт в приспособление со втулкой (7), исключающей трение между торцом гайки и поверхностью втулки.
2. С помощью динамометрического ключа нагрузить болт усилием 5000, 10000 и 15000 Н, что соответствует показаниям индикатора (9) на 11, 22, 33 деления.
- Измерить крутящий момент  $T_p$  по показаниям индикатора динамического ключа. Результаты измерений записать в таблицу 1 (см. форму отчёта). Одно деление индикатора соответствует 3400 Н мм.
3. Вместо втулки (7) поставить ограничитель и снова загрузить болт усилиями 5000, 10000, 15000 Н, измерить крутящий момент  $T$  по показаниям индикатора динамометрического ключа, результаты записать в таблицу.
4. Измерить наружный диаметр опорной поверхности гайки, диаметр отверстия под болт  $d_{отв}$ , по таблицам найти средний диаметр резьбы  $d_2$ .
5. Найти угол подъёма резьбы:

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{S}{\pi d_2} \text{ из формулы (1) определить } T_r.$$

6. Из формулы (3) найти коэффициент трения на торце гайки  $f$  по формуле (2) определить приведенный угол трения  $\varphi_1$ , и с помощью формул (6) и (7) найти угол трения резьбы  $\varphi$  и коэффициент трения в резьбе  $f_1$ . Результаты испытаний и расчётов занести в таблицу 1.
- Проанализировать полученные результаты и сформулировать выводы.

### 2.7 Лабораторная работа №7 (2 часа).

Тема: «Испытание клеммовых соединений»

**2.7.1 Цель работы:** Теоретическое и экспериментальное определение сдвигающей силы в клеммовом соединении со ступицей, имеющей прорезь.

#### 2.7.2 Задачи работы:

1. Выяснить принцип работы клеммового соединения.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

#### 2.7.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Машина ДМ-30.

#### 2.7.4 Описание (ход) работы:

##### I. Домашнее задание.

Ответить на вопросы:

1. Для чего предназначено клеммовое соединение?
2. Как устроено клеммовое соединение?
3. Может ли клеммовое соединение передавать крутящий момент?
4. Опишите конструкцию лабораторной установки, предназначенной для испытания клеммовых соединений.
5. Из каких предположений мы исходим при получении выражения для осевой силы трения.

$$F_1 = 4F_{\text{зат}} \cdot f \cdot Z$$

6. Из каких предположений мы исходим при получении выражения для осевой силы трения.

$$\mathbf{F}_2 = 2\pi F_{\text{зат}} \cdot \mathbf{f} \cdot \mathbf{Z}$$

## II. Расчетные зависимости.

Задача сводится к определению величины требуемой затяжки болтов, обеспечивающей в случае нагружения соединения осевой силой  $R$  и возникновении на поверхности контакта силы трения удовлетворяющей условию  $F \geq R$  (рис. 1)

В связи с тем, что закон распределения удельных давлений на поверхности контакта неизвестен, обычно рассматривают две расчетные схемы. Согласно первой схеме предлагается: что в точках  $m$  и  $n$  (рис. 1) возникают силы трения  $\mathbf{F}_1 = 2\mathbf{F}_n \cdot \mathbf{f} \cdot \mathbf{Z}$  (где  $Z$  – число болтов) которые уравновешивают внешнюю осевую силу  $R$  ( $f$  - коэффициент трения  $f=0,2$  для стали).

Если принять, что обе половинки ступицы (клеммы) при затягивании болтов шарнирно поворачиваются вокруг точек, расположенных на линии действия сил трения и удаленных от линии действия усилий  $F_n$  на расстоянии  $a$ , то обозначив усилие затяжки болта  $F_{\text{зат}}$  получим  $F_n = 2F_{\text{зат}}$  и  $\mathbf{F}_1 = 4\mathbf{F}_{\text{зат}} \cdot \mathbf{f} \cdot \mathbf{Z}$  (I)

Согласно второй схеме принимаем, что удельное давление распределяется равномерно по поверхности контакта, определяемой углом обхвата, равным  $2\pi$  т.е.

$$P = \frac{\mathbf{F}_n \cdot \mathbf{Z}}{\ell \cdot d} = \frac{2\mathbf{F}_{\text{зат}} \cdot \mathbf{Z}}{\ell \cdot d}$$

Нормальная сила, действующая на элементарную площадку равна

$$P \frac{d}{2} d\alpha \cdot \ell = \mathbf{F}_{\text{зат}} \cdot \mathbf{Z} \cdot d\alpha$$

и элементарная сила трения составляет  $F_{\text{зат}} \cdot f \cdot d\alpha$

На основании этого сила трения

$$\mathbf{F}_2 = \int_0^{2\pi} \mathbf{F}_{\text{зат}} \cdot \mathbf{f} \cdot \mathbf{Z} d\alpha = 2\pi \mathbf{F}_{\text{зат}} \cdot \mathbf{f} \cdot \mathbf{Z} \quad (2)$$

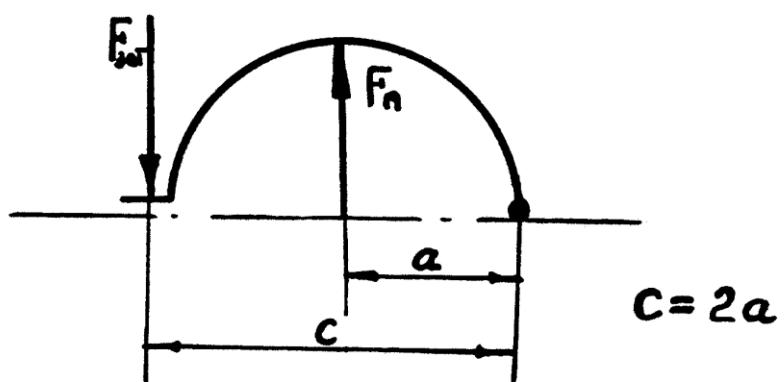
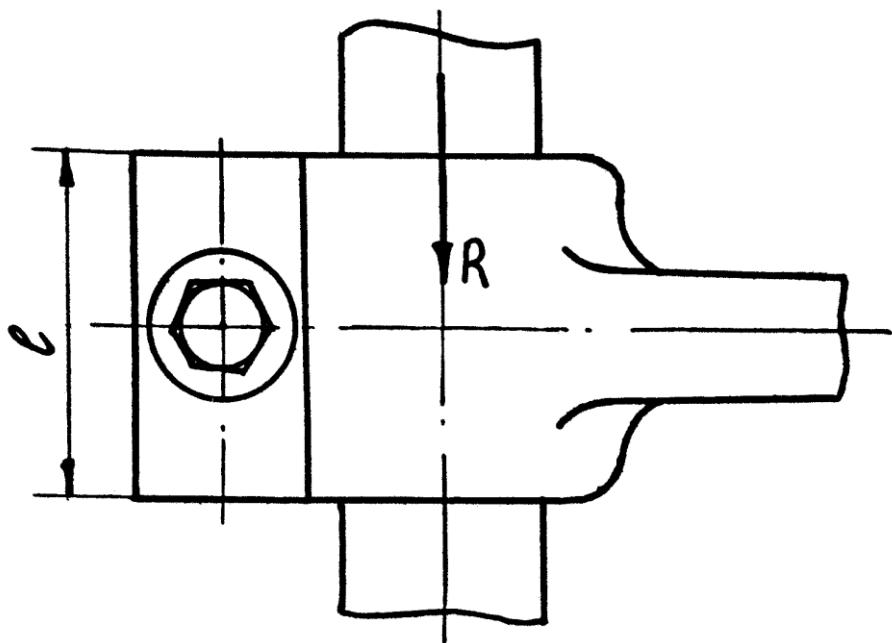
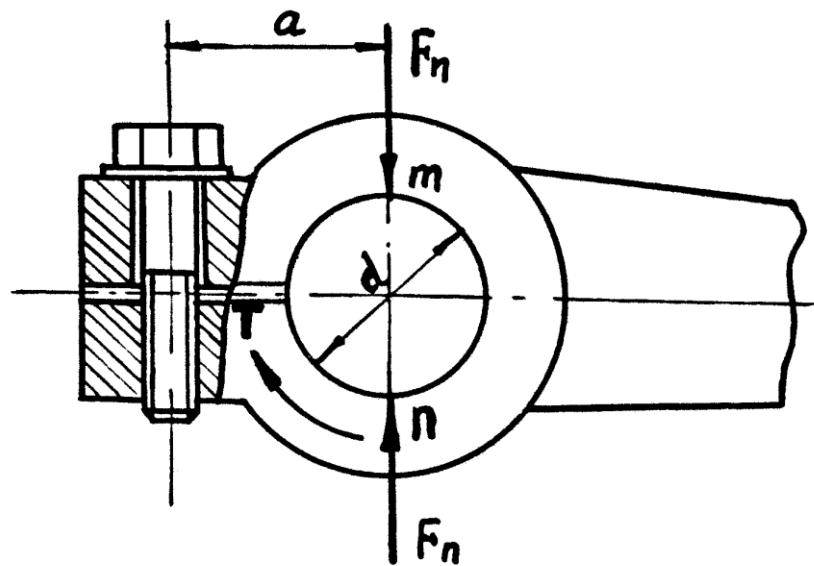
## III. Машина и оборудование.

### 1. Машина ДМ-30

2. Приспособление для исследования трения в клеммовом соединении со ступицей, имеющей прорезь.

Приспособление состоит из следующих узлов:

1) клеммы, 2) комплекта стержней 50 мм с различными посадками, 3) силоизмерительного устройства для измерения усилия затяжки, болта, 4) подставки.



Picture 1

Затяжка клеммы осуществляется болтом. Для определения силы затяжки клеммы на болт устанавливается силоизмерительное устройство – динамометрическое скоба с индикатором. При завертывании болтов клемма сжимает стержень.

Перед затяжкой, клемма с динамометром устанавливается на подставку, которая крепится к столу машины для испытания на растяжение сжатие двумя болтами с Т-образными головками.

Усилие сдвига вдоль оси определяется с помощью силоизмерительного устройства при надавливании нагружочного винта машины на торец стержня.

#### **IV. Рабочее задание.**

1. а) Перед началом работы опустить стол в нижнее крайнее положение.  
б) Установить подставку и клеммовое соединение на машину ДМ-30. Затянуть болт на клеммовом соединении с усилием затяжки болта  $P=2500$  Н (прогиб пружины на 0,016 мм равен усилию 2500 Н)
2. Нагружая клеммовое соединение осевой силой, определить момент, когда будет происходить перемещение стержня относительно клеммы. Записать показания индикатора машины ДМ-30 (усилие в 5000 Н соответствует деформации кольца 0,160 мм).
3. Повторять испытания с усилием затяжки 5000, 7500, а результаты записать в таблицу.
4. Определить осевое усилие теоретическим путем по формулам (1) и (2), результаты записать в таблицу и сравнить с экспериментальными данными. Построить график зависимости  $F_{\text{зат}}$  от  $R$ .

#### **2.8 Лабораторная работа №8 (2 часа).**

**Тема: «Испытание болтового соединения, работающего на сдвиг»**

**2.8.1 Цель работы:** Работа предназначается для определения сдвигающей силы  $F$  (расчетным и экспериментальным путем) в зависимости от момента затяжки болта  $T_{\text{зат}}$ .

#### **2.8.2 Задачи работы:**

1. Изучить принцип воздействия сдвигающих сил.
2. Выполнить эксперимент.
3. Выполнить расчёты.

#### **2.8.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Болт-пластина.
2. Динамометрический ключ.
3. Штангенциркуль.
4. Резьбомер.

#### **2.8.4 Описание (ход) работы:**

##### **I. Домашнее задание**

##### **Контрольные вопросы**

1. От каких факторов зависит момент завинчивания в резьбовом соединении?
2. Какие напряжения испытывает предварительно затянутый болт, поставленный с зазором, при нагружении соединения сдвигающей силой?
3. Какие напряжения испытывает болт, поставленный без зазора («под развертку»), при нагружении соединения сдвигающей силой?
4. Напишите условие несдвигаемости пластин для данной схемы резьбового соединения (см. рис. 1).
5. Чем объясняется расхождение между расчетными и опытными значениями силы сдвига?
6. Какими мерами можно изменить силу сдвига пластин при постоянной затяжке болта?

7. По какому условию определяется допускаемая сила затяжки болта  $[F_0]$ ?

## II. Расчетные зависимости

В испытуемом соединении (рис. 1) болт 1 поставлен с зазором, его стержень при затяжке (моментом на ключе  $T_{зат}$ ) растягивается и скручивается.

Пластины 2, 3 удерживаются от сдвига силами трения  $F_i$ , возникающими на поверхностях контакта. Условие, при котором начинается сдвиг, выражается зависимостью

$$F = F_i \cdot n$$

где  $F$  - предельная сдвигающая сила;  
 $n$  - число поверхностей трения.

В свою очередь

$$F_i = F_0 \cdot f_c$$

где  $F_0$  – усилие предварительной затяжки;  
 $f_c$  – коэффициент трения на стыке.

Таким образом

$$F = F_0 \cdot f_c \cdot n$$

Если коэффициент трения на стыке принять постоянным (при изменении усилия затяжки), то зависимость силы сдвига от величины  $F_0$  будет линейной.

Момент на ключе и сила затяжки связаны между собой формулой.

$$F = \frac{f_c \cdot n}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\Psi + \varphi) + f_\delta \frac{I + d_0}{4}} \cdot \dot{O}_{\text{зат}}$$

В свою очередь

$$\Psi = \operatorname{arctg} \frac{P \cdot i}{\pi d_2}$$

где  $P$  – шаг резьбы;  
 $i$  – число заходов.

$$\Psi = \operatorname{arctg} \frac{f_\delta}{\cos \beta}$$

где  $f_p$  – коэффициент трения в резьбе;

$\beta$  – угол наклона рабочей стороны профиля резьбы к плоскости поперечного сечения  
(для метрической резьбы  $\beta = \pi/6$ ,  $\cos \pi/6 \approx 0,87$ ).

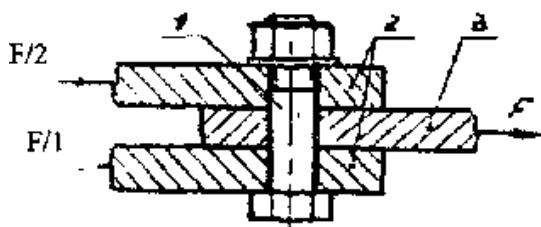


Рис. 1. Схема соединения

## III. Оборудование

Исследуемый узел «Болт-пластины», динамометрический ключ со сменной головкой, штангенциркуль, резьбомер.

## IV. Порядок выполнения работы

Пластины 1 (рис. 2), болт 2 с шайбой 3 и гайкой 4 выбираются по указанию преподавателя.

Расчет силы трения при сдвиге.

Замеряются: наружный диаметр резьбы болта ( $d$ ); шаг резьбы ( $P$ ); размер под

ключ (**H**); диаметр отверстия под болт ( $d_0$ ) и округляются до ближайших значений по ГОСТ.

Внутренний диаметр ( $d_1$ ) и средний ( $d_2$ ) берутся из таблиц ГОСТа, а угол определяется по формуле (представлена выше).

В качестве силы прижатия пластин ( $F_0$ ) следует брать силу, не превышающую допускаемую ( $[F_0]$ ) из условия прочности болта на растяжение.

Коэффициенты трения скольжения на поверхностях стыка пластин ( $f_c$ ), торце гайки ( $f_t$ ) и в резьбе ( $f_p$ ) ориентировочно можно выбирать из табл. 1.

Таблица 1

Состояние контактирующих поверхностей	Коэффициент трения
Чисто обработанные смазанные поверхности	0,1
Чисто обработанные несмазанные поверхности	0,2
Грубо обработанные несмазанные поверхности	0,3

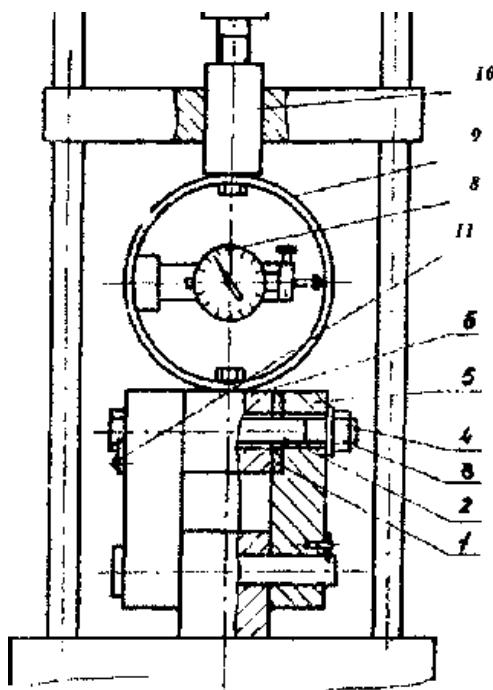


Рис. 2. Схема стенда для исследования резьбового соединения на сдвиг

Момент [ $T_{зат}$ ], который необходимо приложить к гайке 4, чтобы затянуть болт до силы [ $F_0$ ], определяется по формуле. Все данные заносятся в табл. 2.

Строится график  $F = f(T_{зат})$ , представляющий собой прямую, проходящую через начало координат.

Определение силы трения при сдвиге опытным путем.

Испытуемые пластины 1 (рис. 1) вставляются в пазы боковых пластин 5 и фиксируются винтами. Устанавливается болт 2, одевается шайба 3 и от руки завертывается гайка 4. Фиксирующая от поворота планка 11 прижимается к грани головки болта и закрепляется винтами.

Гайка 4 затягивается динамометрическим ключом до момента  $0,25[T_{зат}]$  (момент фиксируется по шкале индикатора ключа).

Болтовое соединение нагружается вращением маховичка 7 по часовой стрелке до начала сдвига, которое определяется по остановке стрелки индикатора 8 динамометрического кольца 9.

Наибольшее значение силы сдвига, соответствующее трению покоя, заносится в отчет.

При выполнении опыта необходимо следить, чтобы шток 10 винтового пресса при

движении не выходил за пределы нанесенных на нем рисок, иначе в соединении выберется зазор и болт будет работать на срез.

Определяется сила сдвига от затяжки болта моментом  $0,5 [T_{зат}]$ ,  $0,75[T_{зат}]$  и  $[T_{зат}]$ .

Каждый опыт необходимо повторить три раза и среднее арифметическое значение внести в отчет.

#### V. Обработка экспериментальных данных

Результаты эксперимента заносятся в табл. 3.

Строятся графики (в одной системе координат)  $F = f(T_{зат})$ , полученные расчетным и экспериментальным путем.

#### VI. Заключение

Объясняется расхождение между расчетными и опытными значениями силы сдвига. Приводятся примеры, позволяющие изменить силу сдвига при постоянной затяжке.

Анализируется влияние выбранных коэффициентов трения  $f_c$ ,  $f_p$  и  $f_t$  на величину силы сдвига.

Объясняется характер зависимости  $F = f(T_{зат})$  (в общем случае нелинейный), полученный экспериментальным путем.