Классификация механизмов, узлов и деталей. Требования, предъявляемые к машинам, механизмам и их деталям.

Механизм – система соединенных элементарных звеньев.

Рабочие машины предназначены для изменения формы материала.

Двигатели – преобразование любого вида энергии в механическую работу.

Генераторы – преобразование движения в энергию. Механизмы, предназначенные для передачи движения от двигателя к рабочей зоне, наз-ся *передаточными*.

Существуют: деталь, сборочная единица, комплекс, комплект.

Деталь – изделие из однородного материала без монтажных элементов;

Комплект – два или более изделий, не соединённых между собой, но составляющих набор;

Комплекс – два или более специфицированных изделия, но предназначенные для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций.

Требования:

1. Удовлетворять условиям прочности, жесткости;
2. Экономичность, технологичность;
3. Работоспособность; События, связанные с нарушением работоспособности, называются отказом.
4. Надёжность – свойство объекта выполнять свои функции во времени, сохраняя эксплуатационные качества. Надёжность определяется безопасностью работы. Наработка – сколько времени проработано без отказа.
5. Ремонтопригодность;
6. Долговечность – способность изделия работать до определённого износа.

Требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы. *Функционально-эксплуатационные требования: работоспособность, прочность, устойчивость, износостойкость, виброустойчивость, теплостойкость, надёжность, жесткость, безотказность.*

Важнейшие критерии: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость.

Прочность – способность детали сопротивляться разрушению под действием нагрузок.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы под действием сил.

Износостойкость – способность детали сопротивляться изменению размеров под действием трения.

Теплостойкость – способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение срока службы.

Виброустойчивость – вибрации приводят к дополнительному усталостному разрушению, могут снижать качество работы.

Работоспособность – такое состояние детали, при котором она способна нормально выполнять заданные функции. События, связанные с нарушением работоспособности, называются отказом.

Наработка – сколько времени проработано без отказа.

Надёжность – свойство объекта выполнять свои функции во времени, сохраняя эксплуатационные качества. Надёжность определяется безопасностью работы.

Факторы: наличие смазки, форма детали, материалы деталей.

Стандартизация деталей машин. Технологичность деталей машин. Особенности деталей швейного оборудования.

*Стандартизацией* называется установление обязательных норм, которым должны соответствовать типы, параметры, качественные характеристики изделий. Она является средством совершенствования конструкций, снижения стоимости изделий, улучшения условий труда.

Значение стандартизации:

1. Ограничение числа типов деталей позволяет организовать массовое производство этих деталей при минимальной трудоёмкости, материалоёмкости и стоимости;
2. Способствует улучшению качества, повышению работоспособности и долговечности.
3. Сокращает сроки освоения новых машин, облегчает их эксплуатацию, упрощает и удешевляет ремонт.

*Технологичность* – основа экономичности конструкции. Технологичной называют такую конструкцию, которая обеспечивает заданные эксплуатационные показатели при наименьших затратах времени, труда и средств на её создание. Это одно из важных условий создания экономически выгодных машин.

Технологичность обеспечивается минимальным числом деталей, простотой конструктивных форм и малой трудоёмкостью.

Условия обеспечения:

1. Способ получения заготовки;
2. Механическая обработка;
3. Сборочные операции.

Основы проектирования механизмов, стадии разработки. Общие положения ЕСКД. Виды, комплектность и стадии разработки конструкторских документов.

ЕСКД – комплекс госстандартов на правила и положения по порядку разработки, оформлению констр. документации.

*Изделия основного и вспомогательного пр-ва.*

Виды изделий: деталь, сборочная единица, комплекс, комплект.

Виды КД: графические и текстовые документы (чертёж детали, спецификация, пояснительная записка);

Стадии разработки КД:

1. *Техническое предложение* (док-т, который получает разработчик, содержащий обоснование разработки документации изделия, совокупность документации);
2. *Эскизный проект* – принципиальное конструкторское решение;
3. *Технический проект* – совокупность документов, содержащих окончательное техническое решение;
4. *Рабочая документация* – для изготовления деталей изделия.

Деталь – изделие из однородного материала без монтажных элементов;

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями.

Машиностроительные материалы. Конструкционные материалы, классификация.

Материал должен обеспечить надёжность, заданную долговечность, минимальные массу и габаритные размеры машин.

Предпосылки: эксплуатационная, технологическая, экономическая.

Классификация м-лов

Чёрные металлы, цветные металлы и их сплавы, металлокерамические, неметаллические.

Чёрные металлы:

1. Стали:

 Низкоуглеродистые;

 Высокоуглеродистые.

Марки сталей:

* Стали обыкновенного качества (Ст0 – Ст6);
* Конструкционные качественные стали(40, 45, 30Г);
* Легированные конструкционные стали(20Х, 40Х, 20ХН).

1. Чугуны:

По назначению – антифрикционный, высокопрочный;

По структуре – серый, белый.

3. Сплавы цветных металлов: бронзы, латуни, баббиты.

Под а*нтифрикционными* понимают материалы (бронзы, баббиты), характеризующиеся низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью, малым изнашиванием сопряженной детали.

Под *фрикционными* понимают материалы (металлокерамика), характеризующиеся высоким и постоянным коэффициентом трения, высокими износо- и теплостойкостью, малым изнашиванием сопряженной детали.

Медные сплавы:

1. Бронзы – все медные сплавы за искл. латуни;
2. Латуни – медные сплавы, где преобладающим легирующим элементом является цинк.

Баббиты – сплавы на основе мягких металлов (олова, свинца, кальция), допускающие работу со значительными скоростями и давлениями.

Легкие сплавы – сплавы на алюминиевой или магниевой основе. Делятся на литейные и деформируемые.

Применяют для быстроходных деталей, для корпусных и других деталей двигателей и машин, для крышек и кожухов.

Материалы с особыми физическими свойствами

Резина – материал на основе каучука.

1. Допускает большие обратимые деформации;
2. Хорошо гасит колебания;
3. Хорошо сопротивляется истиранию;
4. Обладает высокими диэлектрическими свойствами.

Назначение: амортизаторы, упругие элементы муфт, ремни, электроизоляционные изделия.

Графит обладает хорошей электро- и теплопроводностью, высокой теплостойкостью, малым коэффициентом трения. Поэтому его применяют для электродов, скользящих контактов, антифрикционных изделий.

Методы упрочнения металлов и сплавов. Методы повышения твёрдости, износостойкости, усталостной прочности материалов.

Для повышения механических и других свойств стали и сплавов широко применяют термическую и химико-термическую обработку, а также механическое упрочнение. К основным видам термической обработки относятся отжиг, нормализация, закалка, отпуск и улучшение.

Отжиг и нормализацию применяют для устранения внутренних напряжений в деталях, для улучшения их механических свойств. Закалку применяют для повышения прочности, твёрдости и износостойкости деталей машин. Закалка придает стали высокую твёрдость, но увеличивает её хрупкость. Для устранения хрупкости применяют отпуск. Улучшение состоит из двух операций – закалки и высокотемпературного отпуска и применяется для повышения прочности деталей машин при сохранении или увеличении их вязкости. К химико-термической обработке относятся цементация и азотирование. Механическое упрочнение заключается в упрочнении поверхностных слоёв металла пластическим деформированием. Оно производится различными способами: дробеструйным, накаткой гладкими роликами, чеканкой и др.

Допуски и посадки. Основные понятия о взаимозаменяемости и системах допусков и посадок.

Взаимозаменяемость деталей машин обеспечивается системой допусков и посадок. Квалитет – совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Экономически целесообразные предельные отклонения размеров деталей определяются системой допусков и посадок.

Взаимозаменяемость – способность независимо изготовленных деталей без дополнительной обработки занимать свои места в машине и обеспечивать качественную работу. Разность между наибольшими и наименьшими предельными размерами называется допуском. Величина допуска, определяемая квалитетом точности, назначается в зависимости от размеров деталей. Характер соединения деталей называется посадкой. Все посадки подразделяются на три группы: с зазором, с натягом, переходные, при которых возможно получение в соединении как натягов, так и зазоров.

Различают две системы образования посадок – систему отверстий и систему валов. В системе отверстий нижнее отклонение равно нулю. Посадки образуются за счёт применения допусков валов. Обозначение: В системе валов посадки образуются за счёт применения допусков отверстий. Обозначение:



Зазор: Smin = Dmin – dmax

Smax = Dmax - dmin

Натяг: Nmin = dmin -Dmax

Nmax = dmax - Dmin

Понятие о номинальном, действительном и предельном размерах, предельных отклонениях, допусках и посадках. Система допусков и посадок гладких цилиндрических соединений.

1. Можно отовраться.
2. Разность между наибольшими и наименьшими предельными размерами называется допуском. Величина допуска, определяемая квалитетом точности, назначается в зависимости от размеров деталей. Характер соединения деталей называется посадкой. Все посадки подразделяются на три группы: с зазором, с натягом, переходные, при которых возможно получение в соединении как натягов, так и зазоров. Различают две системы образования посадок – систему отверстий и систему валов. В системе отверстий нижнее отклонение равно нулю. Посадки образуются за счёт применения допусков валов.
3. Соединение двух деталей по гладкой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую. Натягом называют положительную разность диаметров вала и отверстия. Натяг выбирается в соответствии с посадками, установленными системой: горячий, прессовой, легкопрессовой.

Механические передачи и их назначение. Реверсивные передачи, фрикционные передачи, зубчатые передачи, ременные передачи, зубчато-ременные и цепные передачи. Примеры их применения в швейном оборудовании

Механическими передачами называются механизмы, передающие энергию от двигателя к рабочим органам машины. Они используются для осуществления рабочим органом машины определенных движений, обеспечивающих выполнение заданных технологических функций.

Для снижения массы двигателя приходится повышать частоту его вращения. Чтобы связать двигатель с используемым органом, необходимо использовать передаточный механизм, который, как правило, понижает частоту вращения.



Редуктор Мультипликатор

"+" - колёса вращаются в одну сторону;

"-" - в разные.

Передачи, обеспечивающие изменение направления вращения ведомого звена при неизменном направлении ведущего называются реверсивными. Для ступенчатого изменения скорости рекомендуются коробки скоростей. Передачи, в которых обеспечивается плавное изменение частоты вращения, называются вариаторами.

Передачи могут состоять из жестких звеньев (зубчатые, фрикционные), гибких (ремённая, цепная). Любая мех. передача может быть представлена в следующем виде:



В машине (агрегате):

1. Движущие силы;
2. Силы полезного сопротивления;
3. Силы вредного сопротивления;
4. Силы тяжести, упругости;
5. Силы инерции.

Fдв – полезная работа,

P1 = M1\* 1 – полезная мощность.



Fпол.сопр.,Mпс – на преобразование продукта.

Швейное оборудование по значимости Fпс делится на три группы:

1. Оборудование для ВТО;
2. Универсальные швейные машины;
3. Вспомогательное оборудование.

Ременные передачи (ремень, надетый с натяжением на два шкива) применяются при необходимости передать нагрузку между валами, удаленными на значительное расстояние.

Фрикционные передачи (два колеса, прижимающиеся друг к другу с помощью устройства) служат для передачи вращающего момента между близко расположенными валами.

Зубчато-ременные передачи (зуб. ремень и два шкива) служат для передачи вращающего момента между валами, расположенными на небольшом расстоянии, при необходимости сохранения постоянства передаточного числа.

Цепные передачи служат для передачи вращающего момента между валами, расположенными на значительном расстоянии, при необходимости сохранения постоянства передаточного числа.

Движущая сила. Силы полезного сопротивления. Силы вредного сопротивления. Силы инерции. Оценка этих сил в швейном оборудовании.

В машине (агрегате):

1. Движущие силы;
2. Силы полезного сопротивления;
3. Силы вредного сопротивления;
4. Силы тяжести, упругости;
5. Силы инерции.

Fдв – полезная работа,

P1 = M1\* 1 – полезная мощность.



Fпол.сопр.,Mпс – на преобразование продукта.

Швейное оборудование по значимости Fпс делится на три группы:

* Оборудование для ВТО;
* Универсальные швейные машины;
* Вспомогательное оборудование.

Fвр.соп – трение скольжения, качения

Коэффициент потерь и КПД. Связь между ними. КПД механизмов, соединенных друг с другом. Виды соединений механизмов. КПД швейных машин.

При последовательном соединении КПД меньше самого малого. КПД привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач, равен произведению КПД всех его передач. Потери мощности складываются из потерь в опорах валов, передачах, поэтому КПД всегда меньше 1.

Соединения механизмов: последовательные, параллельные.

Соединения – разъемные (резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые), неразъёмные (заклёпочные, сварные). Потеря мощности косвенно характеризует износ деталей, так как потерянная в передаче энергия превращается в тепло и частично идёт на разрушение рабочих поверхностей.

КПД = P2/P1 Общий КПД передачи с опорами может быть определен по формуле:

, где Σψ – сумма относительных потерь.



Кинематический расчёт механизма привода.

Состоит:

1.Операции выбора двигателя;

2.Определение передаточных отношений всех передач;

3.Расчёт мощности на каждом валу;

4.Расчёт частоты вращения каждого вала.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | n | ω | P | M |
| 1 |  |  |  |  |
| 2 |  |  |  |  |
| 3 |  |  |  |  |
| … |  |  |  |  |
| n |  |  |  |  |



P1 = Pдв.треб.

P2 = P1 \* η



Зубчатые передачи. Их классификация. Примеры применения в швейном оборудовании.

Передачи, в которых движение между звеньями осуществляется с помощью последовательного зацепления зубьев.

Процесс передачи – зубчатое зацепление.

1. Внешнее зацепление:

1.1 Зацепление между параллельными валами:

1. Цилиндрическая прямозубая;
2. Цилиндрическая косозубая;
3. Шевронная.

1.2 Зацепление между пересекающимися валами:

1. Коническая;
2. Винтовая;
3. Червячная.

2. Внутреннее зацепление;

3. По профилю зубьев:

1. С эвольвентным профилем;
2. С циклоидным зацеплением;
3. С зацеплением Новикова;
4. Часовое зацепление;
5. Цевочная передача.

4. По конструкторскому исполнению:

1. Открытые;
2. Закрытые.
3. По области применения:

 Силовые (передача мощностей);

 Кинематические (передача движения)

Передаточным числом U называют отношение числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего

Элементы теории зацепления передач. Основной закон зацепления передач. Условие постоянного передаточного отношения. Сопряженные профили.

Передаточное отношение любого зубчатого ряда равно дроби, числитель которой представляет собой произведение всех чисел зубьев ведомых колес, а знаменатель – произведение всех чисел зубьев ведущих колес.

Профили зубьев пары колес должны быть *сопряженными*, т.е. заданному профилю зуба должен соответствовать вполне определённый профиль зуба другого колеса. Чтобы обеспечить постоянство передаточного отношения, профили зубьев нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям основной теоремы зацепления.

*Общая нормаль, проведенная через точку касания двух профилей, делит межосевое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям сопряженных колес*.

Для обеспечения постоянного передаточного отношения двух профилей зубьев за период их зацепления необходимо, чтобы общая нормаль к ним в точке их касания, проведенная в любом положении соприкасающихся профилей, проходила через постоянную точку на межосевой линии, которая делит межосевое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям колёс.

Эвольвентное зацепление. Основные характеристики и определения.

Геометрическое место точек касания зубьев при их зацеплении называется *линией зацепления*. В эвольвентной передаче линией зацепления является прямая, касательная к основным окружностям. Угол, образованный линией зацепления с касательной к начальным окружностям, называется *углом зацепления* (α = 200). Путь, проходимый точкой зуба, лежащей на начальной окружности, за время его зацепления, называется *дугой зацепления* S. Отношение дуги зацепления к шагу называется *коэффициентом перекрытия* E. Он показывает среднее число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Чем больше Е, тем плавнее работает передача. При эвольвентном зацеплении возможно явление заклинивания.



Из этого уравнения следует что пара эвольвентных профилей с заданными db1, db2 могут зацепляться при различных межосевых расстояниях. Если изменится угол, можно изменить межосевое расстояние. Эвольвентные колёса с любым числом зубьев могут зацепляться, если равны их шаги. Эвольвентные колёса могут сопрягаться с рейкой с произвольным углом зацепления, если их основные шаги равны.



Методы изготовления зубчатых колёс с эвольвентным профилем.

Для унификации изготовления зубчатых колес и обеспечения сопряженности их профилей нарезание зубьев производится инструментами на основе т.н. исходного контура.

Одним из основных параметров контура является модуль, фактически – нормированный шаг. Шаг зубьев – расстояние между одноименными профилями. Делительная прямая – прямая, на которой толщина зуба равна ширине впадины.

Методы:

1. Нарезания (копирование, огибание);
2. Накатки; 12ть степеней точности. Чем скоростнее, тем точность больше. Самая низкая – 12я;
3. Литья;

Геометрический расчёт эвольв. передач

d = mz, где m = p/π

При αw = 20 → z ≥17 без подрезки зуба, если z ≤ 17, смещение исходного контура.

da = m (z+2), df = m (z – 2.5)

aw = 0.5m (z1 + z2)

;



Передаточное

Число отношение

Редуктор мультипликатор.

Косозубые и шевронные передачи. Особенности зацепления косозубых колёс.

У косозубых колёс зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол β. Для нарезания используют инструмент такого же исходного контура, как и для нарезания прямых, поэтому профиль зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба. В торцовом сечении параметры изменяются в зависимости от угла β:

Окружной шаг Pt = Pn/cosβ

Окружной модуль mt = mn/ cosβ

Дел.диаметр d = mnz/ cosβ

Косозубое зацепление более плавное и бесшумное, чем прямозубое. Недостаток – наличие осевой силы Fa, стремящейся сдвинуть колесо с валом вдоль его оси и требующей осевой фиксации вала.

Особенности: зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, в результате чего в зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев. Это приводит к уменьшению нагрузки на один зуб.

Шевронное колесо представляет собой сдвоенное косозубое колесо. Вследствие разного направления зубьев на полушевронах осевые силы взаимно уравновешиваются на колесе. Недостаток: большие затраты на изготовление.

Кинематика цилиндрической передачи.



Где Z1, Z3 – ведущие колёса,

Z2, Z4 – ведомые колёса.

ω3 = ω1\*i12\*i34

Усилия в зубчатых передачах (статика передач) прямозубых и косозубых.

**Для прямозубых передач**:

Окружная сила:



Радиальная:



Нормальная:



**Для косозубых**:

Окружная:



Радиальная:



Нормальная:



Осевая:



Расчётные нагрузки в работающих передачах

В работающих передачах нагрузки по длине зуба распределены неравномерно из-за деформации опор, валов, колёс, погрешностей и др. Поэтому вводится коэффициент, увеличивающий нагрузку относительно реальной.

Расчетная нагрузка складывается из:

1. Полезной нагрузки в предположении, что она распределяется по длине зубьев равномерно;
2. Дополнительной нагрузки на опасном участке длины зубьев, появляющейся вследствие упругих перекосов валов и начальных погрешностей изготовления – концентрации нагрузки;
3. Дополнительной динамической нагрузки.

Коэффициент нагрузки удобно представить:

**К = Кβ\*Кυ**,

где Кβ – коэффициент концентрации

нагрузки,

Кυ – коэффициент динамичности нагрузки.

Виды повреждения зубчатых передач

1. *Поломка зуба*. Из-за развития усталостных трещин. Наиболее часто у открытых передач. Расчёт на изгиб; увеличение модуля, снижение концентрации напряжений.
2. *Выкрашивание зуба*. Закрытые передачи. Расчёт на контактную прочность.
3. *Износ зуба*. Повышение твёрдости.
4. *Заедание* (червячные, гипоидные конические). Смазка, химико-терм.обработка.

Наиболее распространен расчет на контактную усталость, так как он в какой-то мере предупреждает и другие разрушения зубьев.

Расчёт прямозубых цилиндрических передач на прочность при изгибе.

Наибольшие напряжения изгиба образуются у корня зуба. Здесь же наивысшая концентрация напряжений.

Разложим силу Fn на составляющие Q, N.

Q =; N =



Mu =



, где σн – суммарное номинальное напряжение на растянутой стороне.



, где σF – максимальное напряжение в опасном сечении.



Исследования показывают, что при переменных напряжениях (σсж ≥ σи) материал зуба хуже сопротивляется растяжению, поэтому наиболее опасным оказывается напряжение на растянутой стороне.

σF = ασ \* σн

ασ – коэффициент.

Расчёт на контактную прочность активных поверхностей зубьев.

Предварительный расчёт передач удобно вести в форме определения межцентрового расстояния, задаваясь значением коэффициента



, b – ширина контакта.



Зная размеры колеса и его линейную скорость вращения, определяется степень точности колеса.

Коническая передача. Достоинства и недостатки. Применение в швейном оборудовании. Расчёт конических передач.

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси колес пересекаются под углом. По опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 0.85 цилиндрической. Их передаточное число, как и у цилиндрических передач:

Конические передачи сложнее цилиндрических при изготовлении и монтаже.



Расчёты:

* На контактную усталость;



* На усталость при изгибе;



Силы в зацеплении: окружная (Ft), радиальная (Fr), осевая (Fa).

По нормали действует сила Fn, которая раскладывается на Ft и Fr', Fr' раскладывается на Fa и Ft.

;



;



Где dm – диаметр колеса в среднем сечении.

Материалы зубчатых колёс, их термообработка и допускаемые напряжения.

Нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется, в основном твёрдостью материала.

Сталь – основной материал для изготовления зубчатых колес.

1. ≤ 350 HB. Нормализованные или улучшенные; термообработка до нарезания зубьев.
2. ≥ 350 HB. Объёмная закалка, цементация, азотирование. Термообработка после нарезания зубьев.

Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности, способности к приработке.

*Допускаемые контактные напряжения*:



Где SH – коэффициент безопасности

ZN – коэффициент долговечности

σНlim – предел выносливости.

*Допускаемые напряжения изгиба*:



YA – коэффициент, учит.влияние двустороннего приложения нагрузки,

YN – коэффициент долговечности.

*Допускаемые напряжения прочности при перегрузках.*



Тпик = КТмах

Червячная передача. Достоинства и недостатки. Применение в швейном оборудовании.

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, состоят из червяка и червячного колеса, т.е. зубчатого колеса с зубьями особой формы.

Червяк имеет разную заходность, ведомое колесо может иметь разное число зубьев; (до 28 – однозаходный, после 300 – многозаходный).

"+" – возможность большого редуцирования; плавность и бесшумность работы;

"-" – низкий КПД, значительное выделение теплоты в зоне зацепления, необходимость применения дорогих антифрикционных материалов.

Червячные передачи применяют при необходимости уменьшения скорости и передачи движения между перекрещивающимися валами. Широкое применение – в подъёмно-транспортных машинах.

Геометрический расчёт червячной передачи. Кинематика червячных передач.

Формулы аналогичны как для зубчатых колёс. Расчётным является осевой модуль червяка. Геом. размеры – в табл.

**d1 = mq**,



где d1 – делительный диаметр червяка, m – модуль, q – коэффициент диаметра, характеризующий число модулей в d1. Р1 – шаг резьбы.

В червячной передаче, в отличие от зубчатой, окружные скорости не совпадают. Они направлены под углом 90 и различны по величине. Поэтому колеса в передаче не обкатываются, а скользят. Скорость скольжения направлена по касательной к винтовой линии червяка.



2х – смещение исходного контура при нарезании червяка.

. Где Z1 – число заходов червяка.



Передаточное число червячной передачи определяется отношением числа зубьев колеса к числу заходов червяка и не зависит от соотношения диаметров.

Усилие в зацеплении червячной передачи. Расчёт зубьев колёс на прочность.

Силы в зацеплении:

; ;



;



;



α – угол зацепления

γ – угол подъёма витка.

Расчёт на прочность на изгиб:

Зубья червячных колес на 20-40% прочнее косозубых.



Где YH – коэффициент прочности зубьев.

Контактные напряжения:



Где Е – приведенный модуль упругости материала,

Ρv – приведенный радиус кривизны.

Фрикционные передачи и вариаторы, достоинства и недостатки. Применение в швейном оборудовании.

Это механизм, в котором движение от одного жесткого звена к другому передаётся за счёт сил трения в одной или нескольких зонах контакта.

Ft ≥ Ft – условие вращения.

В зависимости от назначения:

-с нерегулируемым передаточным числом,

- с бесступенчатым плавным регулированием. Вариаторы.

Делятся на открытые и закрытые.

"+" – просты в изготовлении, бесшумные, возможность регулирования на ходу, предохранение от перегрузок.

"-" – быстро изнашиваются, большие нагрузки на валы и подшипники, непостоянство передаточного числа.

Передачи: силовые (прессы), кинематические (магнитофоны, швейные машины).

Проскальзывание.

Цилиндрическая фрикционная передача. Передаточное число. Геометрический расчёт. Усилия в передаче. Расчёт на прочность.



U ≤ 6

*Геометрический расчёт*:



*Усилие в передаче*:

;



→



Для силовых передач К= 1.25…1.5

Для кинематических К= 3…5

*Расчёт на прочность*:

Тела качения нужно проверять по контактным напряжениям на площадке касания.

При начальных касаниях по линии:

; где



; b – ширина контактной полоски. Е - приведенный модуль упругости.



[σн]= (2…3)HB в масле;

[σн]= (1.2….1.5)HB в сухую;

[σн]= (80…100)МПа текстолит б\масла.

Ременная передача: виды, достоинства, недостатки. Применение в швейном оборудовании.

Её можно назвать фрикционной передачей с гибкой связью. Это передача за счёт трения между шкивами и ремнем. Виды ремней: плоский, клиновый, поликлиновый, круглый. Передача может быть скрещивающейся: на вертикальный вал.

"+" – простые в конструкции; малая стоимость; плавность, бесшумность хода; возможность передачи мощности на большое расстояние (до 15м.); смягчает толчки.

"-" – непостоянное передаточное число; большие габаритные размеры; нагрузки на опоры и валы; невысокая долговечность ремня; нельзя использовать во взрывоопасных производствах из-за электризации.

Передаваемая мощность до 50 КВт, скорость до 40м\с

Основные геометрические соотношения ременных передач.

плоскоременный α ≥ 150

а ≥ 1.5….2(d1 + d2)

клиноременный α ≥ 120

а ≥ 0.55(d1 + d2)+h

где h – толщина ремня.

Конуидальный вариатор



Для скрепляемого ремня ∆= 100…400 мм

а = (l- lрасч)/2



Силы в ременной передаче. Нагрузка на валы и опоры.

,



→ Ft=F1-F2



В ведущей ветви напряжение возрастает, а в ведомой убывает.



Пуансоле.



Действуют центробежные силы:



Не вызывают изменения напряжения в ремне. Изменяется при ∆l, ремень не может удлиняться, может уменьшаться возможность передачи мощности при увеличении скорости, уменьш. давление на валы.

Fv – уменьшает полезное действие F0, уменьшая нагрузочную способность передачи. Существует предельная скорость передачи.

Нагрузка на валы и опоры:

по направлению аω



Обычно в 2-3 раза больше Ft, это относится к недостаткам ременной передачи.

Скольжение ремня в ременной передаче. Передаточное число.

Ремень проскальзывает по шкиву (на ветви 2 сжимается, на ветви 1 растягивается).

коэффициент скольжения, относительная потеря (0.01 – 0.02), нестабильно.



Передаточное число нестабильно:



Плоскоременная: u ≤ 5

Клиноременная: u ≤ 7

Поликлиновая: u ≤ 8

Напряжения в ременной передаче.

Удельная окружная сила.



Значением Кн оценивается тяговая способность передачи.



Наибольшие напряжения на малом шкиве, и они могут превышать все остальные напряжения, поэтому диаметр шкива ограничивается.

Для плоских ремней: d ≥ 70σ

Для синтет. ремней: d ≥ 100σ

Модуль упругости, Е=200-300 МПа

Для капроновых ремней, Е=600МПа

Для клиновых, Е=500-600МПа

в точке набегания на малый шкив, до точки сбегания.



σизгиба – доминирующая.

Тяговая способность ременных передач.

Критерии:

Тяговая способность, которая зависит от величины сил трения между ремнями и шкивом;

Долговечность ремня: способность противостоять усталостному повреждению.

коэффициент тяги надо принимать ближе к φ0 при этом КПД передачи будет максимальным.



Плоскоременные, клиноременные:



F1+F2=2F0 const

Коэффициент тяги:



при значении



φ0 → Ft достигает максимальной силы трения, дуга покоя сокращается до нуля, дуга скольжения распределяется на всю дугу охвата.

Значением Кн оценивается тяговая способность передачи.

Долговечность ремня ременных передач. Быстроходность передачи.

Долговечность ремня: способность противостоять усталостному повреждению.

Главная причина усталостного разрушения – напряжения изгиба.

Снижение долговечности при увеличении частоты пробегов связано не только с усталостью, но и с термостойкостью ремня. Перегрев ремня приводит к снижению прочности.

Быстроходность передачи:

;для капроновых ремней



σ0=50 МПа, [υ]=150м/с

если повышать скорость ремня, то при критической скорости центробежные силы уравновесят давление на шкивы от натяжения ремня, и оно будет равно нулю.



Расчёт клиноременных передач.



Z – число зубьев ремней;

А1– площадь сечения одного ремня;

[Кп]– допустимая предельная удельная сила;

Cz – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения Кп по ремням.

Z = 1 C = 1

Z = 3-4 C = 0.9

Z > 6 C = 0.85

[P] – допускаемая мощность на одном ремне;

P – мощность на всех ремнях.

Конструкции ремней ременных передач.

*нарисовать*

Зубчато-ременная передача. Достоинства. Применение в швейном оборудовании.

Назначение:

Служит для передачи вращающего момента между валами, расположенными на небольшом расстоянии, при необходимости сохранения постоянства передаточного числа.

Для мощности до 100 КВт, скорость около 50 м/с и передаточных чисел до 12 (иногда до 20).

Бывают:

* По типу ремней: односторонние, двусторонние;
* По скорости ведомого вала: повышающие, понижающие;
* По числу ступеней: одно- и многоступенчатые, с одним или несколькими ведомыми шкивами.

"+" компактнее, плавнее, чем цепная, бесшумна. Не проскальзывает, обходится без смазки.

"-" более сложная конструкция, чем у ременной, сложнее технология изготовления ремней и шкивов, меньшая передаваемая мощность и долговечность.

Расчёт зубчато-ременной передачи.

Критерии: тяговая способность ремня, износостойкость зубьев, долговечность.

Параметры передачи:

Модуль выбирают по моменту на быстроходном валу.

Число зубьев большего шкива:



Расчётная длина ремня:

L = mπZр

d = mZ, где Z – число зубьев шкива;

межосевое расстояние:

где dб – диаметр большего шкива;



dм – диаметр меньшего шкива.

Расчётные диаметры шкивов:

d = mz, где z – число зубьев шкива.

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом:

, где α – угол обхвата на малом шкиве.



Передачу рассчитывают по удельной окружной силе, p0

Для надёжной работы передачи должно быть выполнено условие:

, при меньшем несущая способность передачи падает.



Допустимая удельная окружная сила:

, где Сp – коэффициент режима работы;



C0 – коэф., учитывающий влияние роликов;

Cz – 1, 0.8, 0.6 при числе зубьев в зацеплении соответственно, z0 = 6, 5, 4

Валы и оси. Их виды. Конструктивные элементы. Посадочные поверхности валов. Критерии работоспособности.

Валы и оси служат для поддерживания деталей.



Вал – передаёт крутящий момент, поддерживает детали (шкивы);

Ось – не передаёт крутящего момента, может быть неподвижной и вращающейся.

При работе валы испытывают: изгиб, кручение, осевую нагрузку, растяжение, сжатие.

Оси испытывают изгиб.

Валы бывают прямые, коленчатые, гибкие, прямые цельные, прямые полые.

Конструктивные элементы:

Место сопряжения двух участков разных диаметров называют галтелью, опорные участки – цапфы, концевые цапфы, воспринимающие радиальные нагрузки – шипы, промежуточные – шейки, цапфы, воспринимающие реакции, направленные вдоль оси, называются пятами.

Основным критерием работоспособности являются сопротивление усталости, жесткость.

υ – величина прогиба,

γ– угол поворота сечения

На валы действуют: крутящий момент, Т; изгибающий момент, Миз

Проектный расчет производится на статическую прочность с учётом Т.

Чтобы учесть действие изгибающих нагрузок: допускаемые значения [τ]

Диаметр выходного конца вала:

Значение диаметра округляется до ближайшего значения из госта.

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы зубчатых колёс, звездочек, шкивов и др.) выбирают из стандартного ряда посадочных размеров, диаметры под подшипники – из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников. Перепад диаметров должен быть минимальным.

Проектный и проверочный расчёт валов.

Проводится при уже известной конструктивной схеме: на сопротивление усталости, статическую прочность, жесткость и колебания.

Основной расчётной нагрузкой являются моменты, вызывающие кручение и изгиб.

Порядок расчёта:

1.Предварительная оценка среднего диаметра вала из расчета на кручение при пониженных допускаемых напряжениях.

Или ориентируясь на диаметр того вала, с которым он соединяется.



2.Разработка конструкции вала (диаметр под подшипники, под зубчатое колесо и др.)

3.Проверочный расчёт конструкции, внесение исправлений.



Проверочный расчёт:

1.Выбор расчётной схемы и определение расчётных нагрузок. Схематизация нагрузок, опор и формы вала.

Большинство муфт нагружают вал дополнительной силой Fm. При расчёте валов приближенно можно принимать:

* Fm = (0.2….0.5) Ftm , где Ftm – окружная сила на муфте.
* Fm ≈ 125√Т – для входных валов редукторов.
* Fm ≈ 250√Т – для выходных валов многоступенчатых редукторов.

В общем случае на конце вала может быть установлена шестерня, звёздочка или шкив.

Основные нагрузки на валы. Расчёт валов на сопротивление усталости.

Основным видом разрушения является усталостное. Необходимо установить характер цикла напряжений. Напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу. Напряжения кручения изм-ся пропорционально изменению нагрузки. Необходимо наметить опасные сечения, которые подлежат проверке. Там определяют запасы сопротивления усталости и сравнивают их с допускаемыми.

Действующие силы подразделяют на два вида: невращающиеся (силы в передачах) и вращающиеся (нагрузки на концах валов от муфт).

Коэффициент запаса прочности:

где Sσ – коэффициент запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям.

Sτ – по касательным напряжениям.



Где σа, τа – амплитуды переменных напряжений.



Расчёт валов на статическую прочность.

Проверку статической прочности проводят в целях предупреждений пластических деформаций и разрушений с учётом кратковременных перегрузок.



Определяют по гипотезе энергообразования.



Расчёт валов на жесткость.

Упругие перемещения вала отрицательно влияют на работу связанных с ним деталей. От прогиба вала возникает концентрация нагрузки в зубчатой передаче по длине зуба. При больших углах поворота может произойти защемление вала в подшипнике.

Прогиб вала и угол поворота должны быть меньше допускаемых.

Крутильная жесткость:



Где Y – модуль упругости второго рода, I – полярный момент инерции, Т – крутящий момент, l – длина вала.

Подшипники. Виды. Подшипники скольжения. Достоинства и недостатки. Применение в швейном оборудовании.

Опоры вращающихся осей и валов называются подшипниками. Служат для соединения валов и вращающихся осей с корпусом. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки. В зависимости от вида трения они разделяются на подшипники скольжения и качения. В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки – радиальные (перпендикулярно оси цапфы), упорные (осевая нагрузка), радиально-упорные.

"+" – простота, дешевизна, надёжность при высоких скоростях валов, способность воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки, бесшумность, разъёмные подшипники могут устанавливаться на коленчатых валах.

"-" – требуют постоянной смазки, большие осевые размеры, в период пуска значительные потери на трение.

Конструкция подшипников скольжения. Виды вкладышей подшипников. Материалы вкладышей.

*Рисунок*

Вкладыши должны обладать достаточной износостойкостью и высокой сопротивляемостью к заеданию, должны иметь низкий коэффициент трения и высокую теплопроводность.

Вкладыши в виде втулки или двух половинок. Материалы:

* Баббит (цинк+олово+медь). Заливается тонким слоем.
* Бронзы. Вызывают износ валов.
* Чугунные материалы (углерод 4%+железо).
* Современные: металлокерамика (порошки железа, углерода и др.) их прессуют до монолитности, потом спекают. Пропитывают маслом – в дальнейшем не требует смазки; тефлон (фторопласт), пластмассы, резина, капролон, текстолит.

Смазка подшипников скольжения. Смазочные материалы. Виды смазок.

Виды смазок:

Полужидкостная: когда отдельные выступы трущихся поверхностей остаются неразделенными при нормальной работе.

Жидкостная: когда за счёт масла втулка и цапфа полностью разделены.

Граничная: когда при малой угловой скорости трущиеся поверхности могут не разделяться. Возникает в момент пуска.

Смазочные материалы должны быть маслянистые, с определенной вязкостью.

Вязкость оценивается коэффициентом вязкости, при повышении температуры вязкость уменьшается.

Виды:

* Жидкие масла имеют низкий коэффициент трения, легко подаются к местам смазывания, бывают органические (животного или растительного происхождения), минеральные (продукты перегонки нефти).
* Пластичные – жидкие масла, загущенные мылами (литол, циатим).
* Твёрдые – графит, дисульфид молибдена.
* Газообразные – воздух, различные газы.

Расчет подшипников скольжения.

Подшипники скольжения рассчитывают по допустимому давлению в подшипнике: ,



По допустимой удельной работе сил трения:, где l – длина подшипника, d – диаметр цапфы, υ – окружная скорость цапфы.



Подшипники качения. Достоинства и недостатки. Применение в швейном оборудовании.

Основным элементом являются тела качения.

"+" – дешевы, малые потери на трение, малый нагрев, высокая степень взаимозаменяемости, малый расход смазки, не требует особого ухода.

"-" – повышенные диаметральные габариты, не любят ударные нагрузки, плохая работа при высоких скоростях, шум при повышенных скоростях.

Классификация и маркировка подшипников качения.

* По телам качения: шариковые, роликовые (цилиндрические, конические, витые, бочкообразные, игольчатые).
* По направлению воспринимаемой нагрузки: радиальные, радиально-упорные, упорные.
* По числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, многорядные.
* По способности самоустанавливаться: самоустанавливающиеся, несамоустанавливающиеся.
* По габаритным размерам: по диаметру (сверхлёгкие, особолегкие, легкие, средние, тяжелые), по ширине (особоузкие, узкие, нормальные, широкие, особоширокие).

Маркировка:

Пример: 67309

1я – класс точности (2,4,5,6,0)

2я – тип подшипника (7 – конический)

3я – серия (3 – средняя)

45я – размер внутреннего диаметра (для диаметров 20 - 495 мм две последние цифры умножаются на 5, d = 09\*5=45)

Расчет на долговечность подшипников качения. Подбор подшипников из условий долговечности. Критерии работоспособности.

Подшипники качения являются первой группой деталей, для которой был введён расчёт на долговечность. Современный расчёт базируют на двух критериях:

* Расчёт на статическую грузоподъёмность по остаточным деформациям,

при ω ≤ 0.1 рад/с.



Cr ≤ Cтабл

* Расчёт на долговечность по усталостному выкрашиванию, при ω ≥ 0.1 рад/с. По формуле:

где С – динамическая грузоподъёмность, p – показатель степени, Рэ – эквивалентная нагрузка.



При подборе подшипника определяют его динамическую грузоподъёмность (при соотношении Стреб ≤ Скаталог).

Из конструктивных соображений можно сначала выбрать подшипник, а потом проверить ресурс его работы (при Lпол ≥ Lреком). По формуле, где n – частота вращения вала.



Рэ учитывает направление действия нагрузок и зависит от типа подшипников.

Особенности конструирования подшипниковых узлов.

Фиксирование в осевом и радиальном направлениях взаимного положения валов и осей достигается определенной установкой подшипника. Они должны точно фиксировать положение вала и не испытывать дополнительных нагрузок. Наиболее распространена схема, в которой одна из опор фиксирует положение вала в осевом направлении в обе стороны, а вторая – "плавающая". Для коротких валов подшипники устанавливаются так, чтобы каждый фиксировал вал в осевом направлении в разные стороны (← →).

Сепаратор – узел, разделяющий тела качения.

Посадки внутренних колец на вал – по системе отверстия, внешних в корпус – по системе вала.

Соединения деталей машин. Виды.

* Разъёмные (резьбовые, шлицевые, шпоночные)
* Неразъёмные (сварные, клеевые, прессовые, клёпанные).

Разъёмными называют соединения, допускающие разборку и повторную сборку без нарушения работоспособности деталей. Неразъёмными называют соединения, не допускающие разборку соединенных деталей без их повреждения.

Резьбовые соединения. Расчёт на прочность резьбовых соединений.

Резьбовые – болты, винты, гайки.

Основным элементом является резьба по винтовой линии. Более прочная – при накате (металл течет в выдавливаемые роликом пазы).

Может быть одно- и многозаходная. Болт+гайка, винт один. Может быть правая и левая. Цилиндрическая и коническая.

расчёт на прочность:

все стандартные болты, винты и шпильки изготавливаются равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы, отрыв головки. Поэтому расчёт производится по одному критерию – прочности нарезанной части стержня.



I.Болт нагружен внешней растягивающей силой:



II.Болт затянут F0, F = 0



можно заменить эквивалентной σэ.



ψ – угол подъёма резьбы,

φ – приведенный угол трения.

σэ = 1.3σр , то есть расчёт болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, принимая для расчета



эквивалентная нагрузка определяется из условий прочности.

т.о.



Где ST – коэффициент запаса

III.Болтовое соединение, нагруженное поперечной силой.



Где К – коэффициент запаса,

Fr – поперечная сила

f – коэффициент трения

i – количество стыков

z – число болтов.

Типы резьб. Геометрические параметры цилиндрической резьбы.

1. метрическая (α = 60)
2. дюймовая (α = 55)
3. упорная (в домкратах)
4. прямоугольная (в ходовых винтах)
5. круглая (Эл. лампы)

*Рисунки резьб*

d – наружный диаметр болта

d1 – внутренний диаметр гайки

d2 – средний диаметр болта

h – высота профиля, h = 0.541 p

H – 0.866 p , r – 0.144 p

p – шаг резьбы

Шпоночные соединения. Подбор и проверочный расчёт призматических шпонок. Шлицевые соединения.

Вал+шпонка+ступица.

Шпонки: круглые, конические, призматические.

"+" простое соединение

"-" ослабляют вал, несимметричная нагрузка, нецентрируют нагрузку.

Подбираются по таблице с учётом диаметра вала.

Расчёт:

Проверка на смятие. Условие прочности:



На смятие рассчитывается наименее прочная деталь. Как правило, ступица.

Шлицевые соединения.

Есть центрирование по наружной поверхности. Меньшее количество деталей, больший передаваемый момент. Применяется, когда шпоночное соединение нецелесообразно.

Муфты механических приводов. Классификация. Применение в швейном оборудовании.

Муфты это устройства, служащие для соединения концов валов, стержней, труб.

Большинство машин компонуют из отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт.

Классификация:

1. муфты неуправляемые (постоянно действующие): глухие (втулочные, фланцевые), компенсирующие жесткие (кулачково-дисковая, зубчатая), компенсирующие упругие (зубчато-пружинная, со звёздочкой, втулочно-пальцевая, с торообразной оболочкой).
2. муфты управляемые: кулачковые, фрикционные, дисковые, зубчатые сцепные.
3. муфты самоуправляемые автоматические: предохранительные, центробежные, свободного хода.

Применение:

* для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые),
* предохранения от перегрузки (предохранительные),
* компенсация влияния несоосности валов (компенсирующие),
* уменьшения динамических нагрузок (упругие).