

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

Кафедра теоретической и прикладной механики

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

УЧЕБНОЕ МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ



Новосибирск 2020

Кафедра теоретической и прикладной механики

УДК 621.81

ББК 34.44

Составители: канд. тех. наук, доцент **Е.А. Пшенов**
канд. тех. наук, доцент **И.В. Тихонкин**
канд. тех. наук, доцент **С.А. Булгаков**

Детали машин и основы конструирования: учеб. метод. пособие / Новосибир. гос. аграр. ун-т; Инженер. ин-т; сост. Е.А. Пшенов, И.В. Тихонкин, С.А. Булгаков – Новосибирск, 2020. – 100 с. изд. перераб. и доп.

Учебное методическое пособие составлено в соответствии с программой дисциплины для инженерных направлений подготовки, включает элементы теории, справочные данные и примеры решения типовых задач, выполняемых в соответствии с заданиями в дальнейшем индивидуально каждым студентом как в аудитории под руководством преподавателя, так и самостоятельно при подготовке контрольных и расчетно-графических работ, курсовых работ и проектов, а также в конструкторской части выпускных квалификационных работ

Учебное методическое пособие предназначено для студентов очной и заочной форм обучения всех направлений подготовки Инженерного института (Агроинженерия, Технология транспортных процессов, Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, Профессиональное обучение (по отраслям), Техносферная безопасность) при изучении и закреплении соответствующих тем разделов дисциплин Детали машин и основы конструирования, Механика и Прикладная механика.

Методическая разработка рекомендована студентам других факультетов ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ, обучающимся по инженерным направлениям подготовки (Природообустройство и водопользование, Продукты питания из растительного сырья, Продукты питания животного происхождения, Технология продукции и организация общественного питания, Стандартизация и метрология, Строительство), изучающим соответствующие разделы и темы дисциплин Механика, Прикладная механика, согласно утвержденным учебным планам и рабочим программам дисциплин.

Утверждено и рекомендовано к изданию учебно-методическим советом Инженерного института (протокол от 29 сентября 2020 г. № 2)

© ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
Инженерный институт, 2020

ВВЕДЕНИЕ

Механизмом называют систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Машиной называют механизм или сочетание механизмов, которые служат для облегчения или замены физического или умственного труда человека и повышения его производительности.

В зависимости от основного назначения различают два вида машин:

1) энергетические, преобразующие любой вид энергии в механическую и наоборот (двигатели, динамомашинны, компрессоры и др.);

2) рабочие, в том числе:

технологические, изменяющие свойства, форму и размеры тел (станки, прессы и др.);

транспортные, перемещающие тела (транспортеры, краны и др.);

информационные, преобразующие информацию (шифровальные машины, механические интеграторы и др.).

Любая машина (механизм) состоит из деталей.

Деталь – часть машины, которую изготовляют без сборочных операций. Детали могут быть простыми (гайка, шпонка и т. п.) или сложными (коленчатый вал, корпус редуктора, станина станка и т. п.). Детали (частично или полностью) объединяют в узлы.

Узел представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т. п.). Сложные узлы могут включать несколько простых узлов (подузлов); например, редуктор включает подшипники, валы с насаженными на них зубчатыми колесами и т. п.

Среди большого разнообразия деталей и узлов машин выделяют такие, которые применяют почти во всех машинах (болты, валы, муфты, механические передачи и т. п.). Эти детали (узлы) называют *детальми общего назначения* и изучают в курсе «Детали машин и основы конструирования». Все другие детали (поршни, лопатки турбин, гребные винты и т. п.) относятся к *детальм специальному назначению* и изучаются в специальных курсах.

Требования к машинам и деталям

В соответствии с современными тенденциями к большинству проектируемых машин предъявляют следующие общие требования:

- высокая производительность;
- экономичность;
- надежность и долговечность;
- удобство и безопасность обслуживания;
- транспортабельность.

При расчетах, конструировании и изготовлении машин должны строго соблюдаться стандарты: государственные (ГОСТ), отраслевые (ОСТ), предприятий (СТП).

Применение в машине стандартных деталей и узлов уменьшает количество типоразмеров, обеспечивает взаимозаменяемость, позволяет быстро и дешево изготавливать новые машины, а в период эксплуатации облегчает ремонт.

Критерии работоспособности и расчета деталей машин

Работоспособность деталей машин оценивают по одному или нескольким критериям, выбор которых обусловлен условиями работы и характером возможного разрушения. Такими критериями являются:

Прочность – способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.

Износостойкость – свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию. Под изнашиванием понимают процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела при трении, проявляющемся в постепенном изменении размеров или формы. Износ (результат изнашивания) снижает прочность деталей, изменяет характер сопряжения, увеличивает зазоры в подвижных соединениях, вызывает шум.

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

Виброустойчивость – способность изделия выполнять свои функции и сохранять свои параметры в пределах значений, предъявляемых к этому изделию, в условиях воздействия вибрации в заданных режимах.

1. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти связи можно разделить на подвижные (различного рода шарниры, подшипники, зацепления и пр.) и неподвижные (резьбовые, сварные, клеммовые и др.).

Неподвижные связи в технике называют соединениями.

По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения позволяют разъединять детали без их повреждения. К ним относятся резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения не позволяют разъединять детали без их повреждения. Применение неразъемных соединений обусловлено в основном технологическими и экономическими требованиями. К этой группе соединений относятся заклепочные, сварные и соединения с натягом.

1.1. Резьбовые соединения

Резьбовые соединения – соединения с помощью болтов, винтов, шпилек, винтовых стяжек и т. д.

Резьба – выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

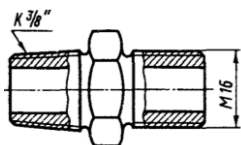


Рис. 1.1. Пример цилиндрической и конической резьбы

По форме основной поверхности различают цилиндрические и конические резьбы (рис. 1.1). Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

Профиль резьбы – контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля различают треугольные, трапециевидные, трапециевидные, круглые и другие резьбы.

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Наиболее распространена правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

Если витки резьбы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям, то они образуют многозаходную резьбу.

По числу заходов различают однозаходную, двухзаходную и т. д. резьбы. Наиболее распространена однозаходная. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные применяются преимущественно в винтовых механизмах. Число заходов больше трех применяют редко.

Методы изготовления резьбы

1. Нарезка вручную метчиками или плашками (рис. 1.2а). Способ малопродуктивный. Его применяют в индивидуальном производстве и

при ремонтных работах.

2. *Нарезка на токарно-винторезных или специальных станках* (рис. 1.2б).

3. *Фрезерование на специальных резбифрезерных станках* (рис. 1.2в).

Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (винты резьбовых передач, резьбы на валах и т. д.).

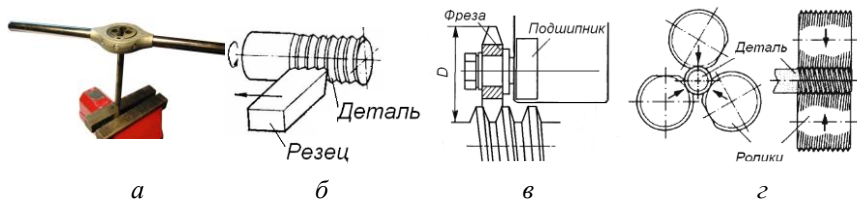


Рис. 1.2. Методы изготовления резьбы

4. *Накатка на специальных резбонакатных станках-автоматах* (рис. 1.2з). Этим высокопроизводительным и дешевым способом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей (шпильки, винты и т. д.). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.

5. *Литье* на деталях из стекла, пластмассы, металлокерамики и др.

6. *Выдавливание* на тонкостенных давленных и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т. д.

Геометрические параметры резьбы:

d – наружный (номинальный) диаметр;

d_1 – внутренний диаметр (d и d_1 одинаковы для винта и гайки);

d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине впадины);

h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки;

p – шаг (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы);

p_1 – ход (поступательное перемещение образующего профиля за один оборот или относительное осевое перемещение гайки за один оборот). Для однозаходной резьбы $p_1 = p$, для многозаходной $p_1 = np$, где n – число заходов;

α – угол профиля;

ψ – угол подъема (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру):

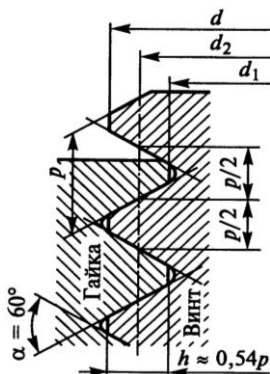


Рис. 1.3. Метрическая резьба

$$\psi = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2} \quad (1.1)$$

Все геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизованы.

Таблица 1.1. Резьба метрическая (выборка). Размеры, мм

Номинальный диаметр резьбы, D	Внутренний диаметр резьбы, d ₁	Средний диаметр резьбы, d ₂	Шаг резьбы, p
6	4,92	5,35	1
8	6,65	7,19	1,25
10	8,38	9,03	1,5
12	10,11	10,86	1,75
14	11,84	12,70	2
18	15,29	16,38	2,5
20	17,19	18,38	2,5
24	20,75	22,05	3
30	26,21	27,73	3,5
36	31,67	33,4	4
42	37,13	39,08	4,5
48	42,75	44,75	5

Основные типы резьб

По назначению различают резьбы крепежные и для винтовых механизмов.

Резьбы крепежные: *Метрическая резьба* (рис. 1.3) – основная крепежная резьба. Имеет профиль в виде равностороннего треугольника: $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 30^\circ$. Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге, что предохраняет резьбу от повреждений, уменьшает концентрацию напряжений, удовлетворяет нормам техники безопасности. Метрическую резьбу изготавливают по стандарту с крупным и мелким шагом. Наклон боковой стороны профиля обеспечивает возможность создания больших осевых сил, а также самоторможение.

Дюймовая резьба имеет профиль в виде равнобедренного треугольника с углом при вершине $\alpha = 55^\circ$. Вместо шага задают число витков на дюйм (1 дюйм = 25,4 мм).

Трубная резьба (рис. 1.4а). Профиль – равнобедренный треугольник. Резьба имеет закругленные выступы и впадины. Отсутствие радиальных и осевых зазоров делает резьбовое соединение герметичным. Резьба является крепежно-уплотняющей. Применяют для соединения труб. Изготавливают по стандарту. Еще более высокую плотность соединения дает трубная коническая резьба.

Круглая резьба (рис. 1.4б). Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими отрезками прямых линий. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Винты с круглой резьбой характеризуются высоким сопротивлением усталости. Изготавливают по стандарту. Применяют ограниченно при тяжелых условиях эксплуатации в загрязненной среде, а также при частых завинчиваниях и отвинчиваниях.

Резьба винтов для дерева обеспечивает равнопрочность резьбы в деталях из разнородных материалов (рис. 1.4в).

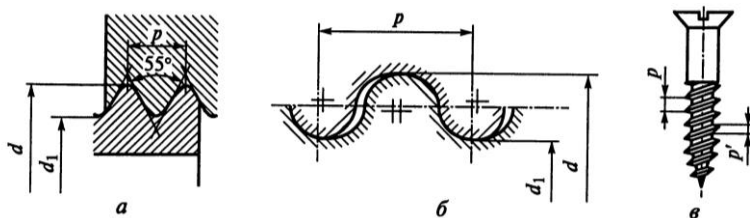


Рис. 1.4. Резьбы крепежные

Резьбы винтовых механизмов: Прямоугольная резьба (рис. 1.5а). Профиль резьбы – квадрат, $\gamma = 0^\circ$. Обеспечивает наивысший КПД, но неудобна в изготовлении (невозможно нарезать объемным инструментом – фрезой). Впадины без закруглений понижают сопротивление усталости винта. При изнашивании появляются осевые зазоры, которые трудно устранить. Не стандартизована. Применяют ограниченно в малонагруженных передачах винт-гайка.

Тrapeзидальная резьба (рис.1.5б). Это основная резьба в передаче винт-гайка. Ее профиль – равнобокая трапеция, угол профиля $\alpha = 30^\circ$, угол наклона боковой стороны профиля $\gamma = 15^\circ$. Шаг может быть крупным, средним и мелким. Характеризуется малыми потерями на трение, технологичностью, КПД выше, чем у резьб с треугольным профилем. Применяют для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков, прессов, домкратов и т.п.).

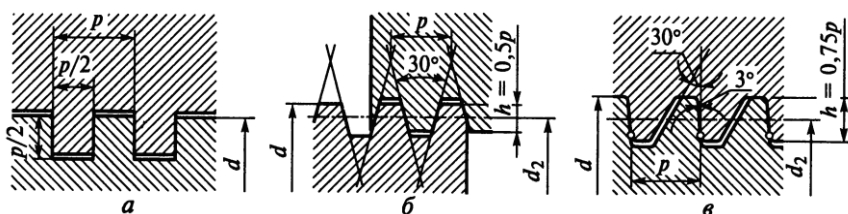


Рис. 1.5. Резьбы винтовых механизмов

Упорная резьба (рис. 1.5 в). Профиль – неравнобокая трапеция. Рабочая сторона профиля имеет угол наклона $\gamma = 3^\circ$, что обеспечивает возможность изготовления резьбы фрезерованием, КПД выше, чем у трапецидальной резьбы. Закругление впадин повышает сопротивление усталости винта. Применяют в передаче винт-гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов, толкателей и т. п.). Изготавливают по стандарту, шаг может быть крупным, средним, мелким.

Выбор профиля резьбы определяется многими факторами, важнейшие из которых *прочность, технологичность и силы трения в резьбе*. Так, например, *крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и относительно большими силами трения, предохраняющими крепежные детали от самоотвинчивания*.

Резьбы винтовых механизмов должны быть с малыми силами трения, чтобы повысить КПД и уменьшить износ. Прочность во многих случаях не является для них основным критерием, определяющим размеры винтовой пары.

Основные типы крепежных деталей

Болтовые соединения (рис. 1.6а) наиболее простые и дешевые, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяют для скрепления деталей, материал которых не обеспечивает достаточной прочности резьбы.

Соединения винтами (рис. 1.6б) применяют для скрепления деталей. В отличие от болта винт ввинчивается в резьбовое отверстие детали, гайка отсутствует.

Соединения шпильками (рис. 1.6в) применяют тогда, когда по условиям эксплуатации требуется частая разборка соединения деталей. Применение винтов в данном случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократном отвинчивании и завинчивании. Шпильку ввинчивают в деталь с помощью гайки, навинченной поверх другой гайки, или с помощью шпильковерта.

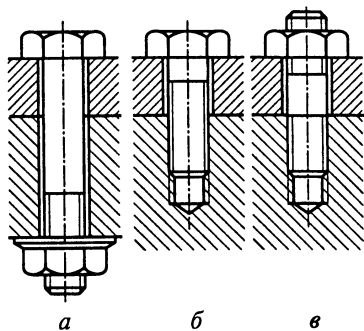


Рис. 1.6. Резьбовые соединения

Способы стопорения резьбовых соединений

Существует много способов стопорения. На практике применяют следующие:

1. *Повышают и стабилизируют трение в резьбе* путем постановки контргайки, пружинной шайбы (рис. 1.7а), применения резьбовых пар с натягом в резьбе и т. п.

Контргайка создает дополнительное натяжение и трение в резьбе. Пружинная шайба поддерживает натяг и трение в резьбе на большом участке самоотвинчивания (до 1...2 оборотов гайки). Кроме того, упругость шайбы значительно уменьшает влияние вибраций на трение в резьбе, а острые кромки ее прорези затрудняют поворот гайки (головки винта) относительно детали при отвинчивании.

2. *Гайку жестко соединяют со стержнем винта*, например, с помощью шплинта (рис. 1.7б).

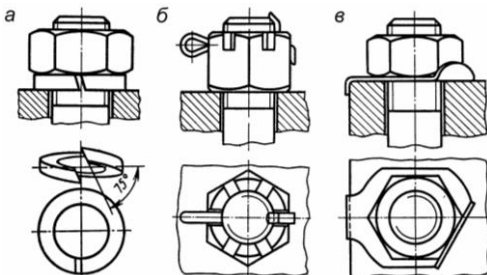


Рис. 1.7. Способы стопорения резьбовых соединений

3. Гайку жестко соединяют с деталью, например, с помощью специальной шайбы или планки (рис. 1.7в).

Теория винтовой пары

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта. Если винт нагружен осевой силой F (рис.1.8), то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент $T_{зав}$, а к стержню винта – реактивный момент T_p , который удерживает стержень от вращения. При этом можно записать

$$T_{зав} = T_T + T_p, \quad (1.2)$$

где T_T – момент сил трения на опорном торце гайки;

T_p – момент сил трения в резьбе.

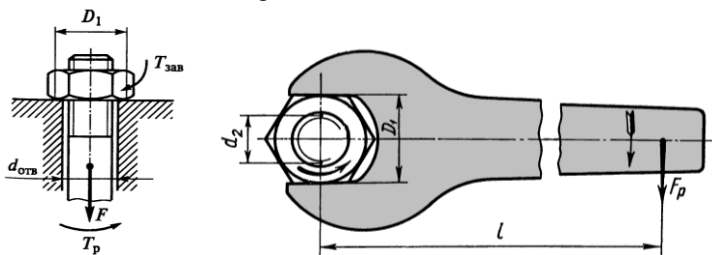


Рис. 1.8. К теории винтовой пары

Равенство (1.2), так же как и последующие зависимости, справедливо для любых винтовых пар болтов, винтов, шпилек и винтовых механизмов.

Не допуская существенной погрешности, принимают приведенный радиус сил трения на опорном торце гайки равным среднему радиусу этого торца, или $D_{cp}/2$. При этом

$$D_{cp} = (D_1 + d_{омс})/2,$$

где D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки (раствор ключа);

$d_{омс}$ – диаметр отверстия под винт;
тогда

$$T_T = \frac{F \cdot f \cdot (D_1 + d_{омс})}{4}, \quad (1.3)$$

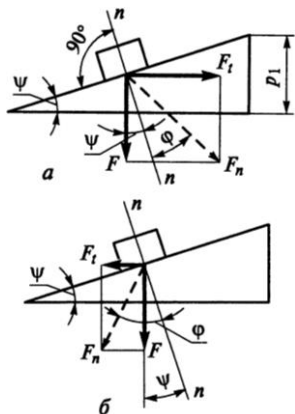


Рис. 1.9. К расчету момента сил трения в резьбе

где f – коэффициент трения на торце гайки.

Момент сил трения в резьбе определяют, рассматривая гайку как ползун, поднимающийся по виткам резьбы как по наклонной плоскости (рис. 1.9а). По известной теореме механики, учитывающей силы трения, ползун находится в равновесии, если равнодействующая F_n системы внешних сил отклонена от нормали $n - n$ на угол трения ϕ . В нашем случае внешними являются осевая сила F и окружная $F_t = 2T_p/d_2$. Здесь T_p –

не реактивный, а активный момент со стороны ключа, равный $T_{зав}-T_T$ [см. формулу (1.2)].

Далее (рис. 1.9а) $F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$ или

$$T_p = \frac{F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{2}, \quad (1.4)$$

где ψ – угол подъема резьбы [по формуле (1.1)];

$\varphi = \operatorname{arctg} f_{np}$ – угол трения в резьбе;

$f_{np} = f / \cos \gamma$ – приведенный коэффициент трения в резьбе, учитывающий влияние угла профиля.

Подставляя (1.3) и (1.4) в (1.2), получим

$$T_{зав} = F_p \cdot l = F \left(\frac{f \cdot (D_1 + d_{омс})}{4} + \frac{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{2} \right) \quad (1.5)$$

При отвинчивании гайки окружная сила F_t и силы трения меняют направление (рис.1.9б). При этом получим

$$T_{омс} = F_p \cdot l = F \left(\frac{f \cdot (D_1 + d_{омс})}{4} + \frac{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi)}{2} \right) \quad (1.6)$$

Пример 1.1. Болт М20 затягивают гаечным ключом, длина которого $l = 14d$. Сила рабочего на конце ключа $F_p = 160$ Н. Определить силу затяжки болта F, если коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$.

Решение. 1. По табл.1.1 для М20 имеем $p = 2,5$ мм, $d_2 = 18,38$ мм.

1. Угол подъема однозаходной резьбы (1.1)

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{2,5}{3,14 \cdot 18,38} = 2^\circ 29'$$

2. Приведенный угол трения при $\gamma = a/2 = 30^\circ$

$$\varphi = \operatorname{arctg}(f / \cos \gamma) = \operatorname{arctg}(0,15 / \cos 30^\circ) = 9^\circ 50'$$

3. Момент на ключе от силы F_p

$$T_{зав} = F_p \cdot l = F_p \cdot 14d = 160 \cdot 14 \cdot 20 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 44,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

4. Гайка М20 имеет диаметр фаски $D_1 = 30$ мм. Диаметр отверстия под болт принимаем $d_{отв} = 21$ мм.

Сила затяжки болта

$$F = \frac{T_{зав}}{\frac{f \cdot (D_1 + d_{омс})}{4} + \frac{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{2}} = \frac{44,8 \cdot 10^3}{\frac{0,15 \cdot (30 + 21)}{4} + \frac{18,38 \cdot \operatorname{tg}(2^\circ 29' + 9^\circ 50')}{2}} \approx 11500 \text{ Н}$$

Самоторможение и КПД винтовой пары. Условие самоторможения можно записать в виде $T_{отв} > 0$, где $T_{отв}$ определяют по формуле (1.6). Рассматривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, получим $\operatorname{tg}(\varphi - \psi) > 0$ или $\psi < \varphi$.

Для крепежных резьб угол подъема ψ лежит в пределах $2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$, а угол трения φ изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах от 6 (при $f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$) Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящие. В винтовых механизмах резьбы выполняют как самотормозящими, так и несамотормозящими.

КПД η винтовой пары представляет интерес главным образом для винтовых механизмов. Его можно вычислить по отношению работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения. Работа завинчивания равна произведению момента завинчивания на угол поворота гайки. Так как углы поворота равны и в том и в другом случае, то отношение работ равно отношению моментов $T'_{зав}/T_{зав}$ в котором $T_{зав}$ определяется по формуле (1.5), а $T'_{зав}$ – по той же формуле, но при $f = 0$ и $\varphi = 0$. Учитывая потери только в резьбе ($T_r = 0$), найдем КПД собственно винтовой пары:

$$\eta = T'_{зав}/T_{зав} = \operatorname{tg} \psi / [\operatorname{tg} (\psi + \varphi)] \quad (1.7)$$

Распределение осевой нагрузки винта по виткам резьбы

Осевая нагрузка винта передается через резьбу гайке и уравнивается реакцией ее опоры. Каждый виток резьбы нагружается соответственно силами $F_1, F_2, \dots, F_n$ где n – число витков резьбы гайки. Сумма $\sum F_i = F$.

В общем случае F_i не равны между собой.

График распределения нагрузки по виткам изображен на рис. 1.10. Данное распределение Н.Е. Жуковского было подтверждено экспериментальными исследованиями на прозрачных моделях. График свидетельствует о значительной перегрузке нижних витков и нецелесообразности увеличения числа витков гайки, так как последние витки мало нагружены.

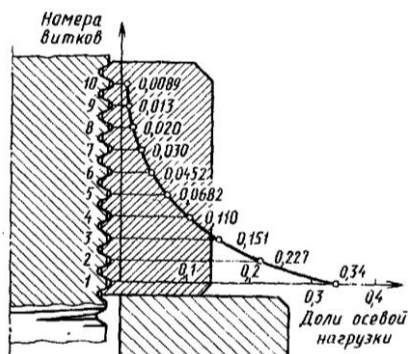


Рис. 1.10. График распределения нагрузки по виткам

Расчет резьбы на прочность

Основные виды разрушения резьбы: крепежных – срез витков, винтовых механизмов – износ витков. В соответствии с этим основными критериями работоспособности и расчета для крепежных резьб являются прочность, связанная с напряжениями среза τ , а для резьб винтовых механизмов – износостойкость, связанная с напряжениями смятия $\sigma_{см}$.

Условия прочности резьбы по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m} \leq [\tau] \quad \text{для винта,} \quad (1.8)$$

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H \cdot K \cdot K_m} \leq [\tau] \quad \text{для гайки,} \quad (1.9)$$

где H – высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь;

K – коэффициент полноты резьбы;

K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Для треугольной резьбы $K \approx 0,87$, для прямоугольной $K \approx 0,5$, для трапецеидальной $K \approx 0,65$; $K_m \approx 0,6...0,7$.

Если материалы винта и гайки одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывают только резьбу винта, так как $d_1 < d$.

Условие износостойкости резьбы винтового механизма по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [\sigma_{см}], \quad (1.10)$$

где $z = H/p$ – число рабочих витков (например, число витков гайки).

Формула (1.10) – общая для винта и гайки. Коэффициент K_m здесь принят равным единице с учетом приработки резьб и при условии, что допускаемые напряжения принимают согласно накопленному опыту эксплуатации.

Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения

Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой. Примером служит резьбовой участок крюка для подвешивания груза (рис. 1.11). Опасным является сечение, ослабленное резьбой. Площадь этого сечения оценивают приблизительно по внутреннему диаметру d_1 резьбы. Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma] \quad (1.11)$$

Допускаемые напряжения здесь $[\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_T$, σ_T – предел текучести материала стержня болта.

Отсюда расчетный диаметр резьбы болта определяется как

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \quad (1.12)$$

Болт затянут силой $F_{зат}$, внешние нагрузки отсутствуют. Примером являются болты для крепления крышек корпусов механизмов и машин. В период затягивания болт испытывает растяжение и кручение. Расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, принимая для расчета не силу затяжки $F_{зат}$, а увеличенную, с учетом кручения, силу $F_{расч}$.

Для метрических резьб в среднем

$$F_{расч} = 1,3F_{зат} \quad (1.13)$$

Для трапецеидальных резьб $F_{расч} = 1,25F_{зат}$.

Для упорных и прямоугольных резьб $F_{расч} = 1,2F_{зат}$.

Расчетный диаметр резьбы болта определяют из условия прочности

$$[\sigma_E] = \frac{4F_{расч}}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]_p \quad (1.14)$$

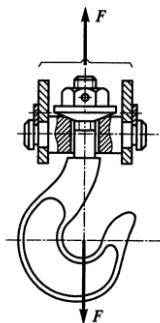


Рис.1.11. Грузовой крюк

Откуда

$$d_p = \sqrt{\frac{4F_{рас}}{\pi[\sigma]_p}}, \quad (1.15)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения $[\sigma]_p = \sigma_T / [S]_T$;
 $[S]_T$ – коэффициент запаса прочности.

Таблица 1.2. Значение требуемого коэффициента запаса прочности $[S]_T$ при расчете болтов

Сталь	Неконтролируемая затяжка						Контролируемая затяжка
	постоянная нагрузка			переменная нагрузка			
	диаметр резьбы d, мм						
	6...16	16...30	30...60	6...16	16...30	30...60	
Углеродистая	5...4	4...2,5	2,5...1,6	10...6,5	6,5	6,5...5	1,7...2,2
Легированная	6,6...5	5...3,3	3,3	7,5...5	5	5...4	2...3

Пример 1.2. Винтовая стяжка имеет правую и левую метрическую резьбу с крупным шагом (рис.1.12). Определить диаметр резьбы, если максимальная осевая нагрузка $F = 20$ кН. Предел текучести материала винтов $\sigma_T = 240$ Н/мм². Нагрузка постоянная.

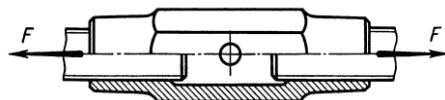


Рис.1.12. Винтовая стяжка

Решение. 1. Для резьбового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл. 1.2 принимаем $[S]_T = 3$ в предположении, что наружный диаметр резьбы находится в интервале 16...30 мм.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [S]_T = 240 / 3 \text{ Н/мм}^2 = 80 \text{ Н/мм}^2$$

2. Расчетная нагрузка

$$F_{расч} = 1,3F_{зат} = 1,3 \cdot 20 \text{ кН} = 26 \text{ кН}$$

3. Расчетный диаметр резьбы винтов

$$d_p = \sqrt{\frac{4F_{рас}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80}} \text{ мм} = 20,1 \text{ мм}$$

По табл. 1.1 принимаем М 24.

Болтовое соединение нагружено сдвигающей силой F .

Болт установлен с зазором в отверстия деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается. Расчет болта проводят по силе затяжки $F_{зат}$:

$$F_{зат} = KF / (i \cdot f \cdot z), \quad (1.16)$$

где K – коэффициент запаса по сдвигу деталей ($K = 1,3..1,5$ при статической нагрузке, $K = 1,8..2$ при переменной);

i – число стыков (на рис. 1.13 $i = 2$);

f – коэффициент трения (для стальных и чугунных поверхностей $f = 0,15 \dots 0,20$);
 z – число болтов.

При затяжке болт работает на растяжение и кручение, следовательно, $F_{расч} = 1,3F_{зат}$.

Расчетный диаметр резьбы болта определяют [по формуле (1.15)]

$$d_p = \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma]_p}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_p = \sigma_T / [S]_T$.

Болт поставлен без зазора в отверстие деталей из-под развертки. Затяжка соединения гайкой предохраняет болт от выпадания, увеличивает несущую способность соединения за счет трения на стыке. Работают такие болты на срез, как штифты. Они могут быть цилиндрическими (а) или конусными (б) (рис.1.14).

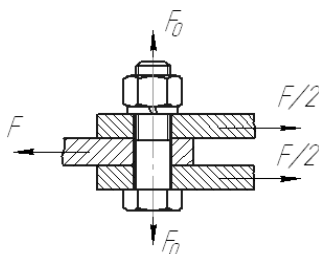


Рис. 1.13. К расчету болтового соединения, нагруженного сдвигающей силой

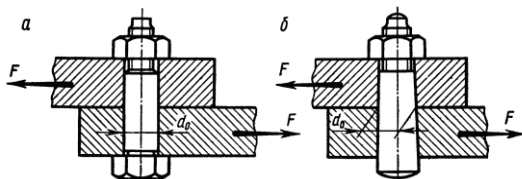


Рис.1.14. Схема для расчета болтов, поставленных без зазора

Диаметр стержня болта d_0 определяют из условия прочности на срез:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi \cdot i \cdot z \cdot [\tau]_{ср}}}, \quad (1.17)$$

где $i = 1 \dots 2$ – число плоскостей среза;

z – число болтов;

$[\tau]_{ср}$ – допускаемое напряжение на срез стержня болта:

$$[\tau]_{ср} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$$

Пример 1.3. Стальные полосы, растянутые силой $F=2,8$ кН, крепятся с помощью двух болтов (см. рис 1.13). Определить диаметр болтов. Нагрузка постоянная. Предел текучести материала болтов $\sigma_T = 240$ Н/мм².

Решение. 1. Для болтового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл. 1.2 принимаем $[S_T]=3,5$ в предположении, что наружный диаметр резьбы находится в интервале 16...30 мм.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [S]_T = 240/3,5 \text{ Н/мм}^2 = 68,5 \text{ Н/мм}^2$$

2. Принимаем коэффициент запаса по сдвигу листов $K=1,6$ и коэффициент трения $f = 0,16$.

Необходимая сила затяжки

$$F_{зат} = KF / (i \cdot f \cdot z) = 1,6 \cdot 2,8 / 0,16 \cdot 2 \cdot 2 \text{ кН} = 7 \text{ кН}$$

3. Расчетная сила затяжки

$$F_{расч} = 1,3F_{зат} = 1,3 \cdot 7 \text{ кН} = 9,1 \text{ кН}$$

4. Расчетный диаметр резьбы болтов

$$d_p = \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 68,5}} \text{ мм} = 13,15 \text{ мм}$$

По табл. 1.1 принимаем резьбу М16.

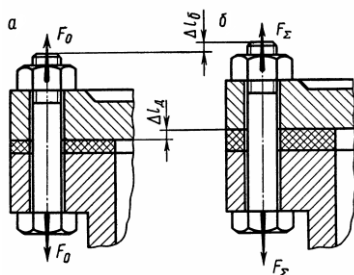


Рис. 1.15. К расчету болтов с внешней нагрузкой, раскрывающей стык

Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. Примером служат болты для крепления крышек резервуаров, нагруженных давлением p жидкости или газа (рис. 1.15). Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой.

Для простоты выводов принято считать, что только часть силы F , а именно χF , воспринимается болтом, а остальная часть $(1-\chi)$ - сжатыми деталями. Суммарная сила, действующая на болт:

$$F_{\Sigma} = F_{зат} + \chi F, \quad (1.18)$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки.

При приближенных расчетах принимают: для соединений стальных и чугунных деталей без упругих прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$; с упругими прокладками (асбест, паронит, резина и др.) $\chi = 0,4 \dots 0,5$.

Из условия плотности стыка соединяемых деталей предварительную затяжку болта принимают

$$F_{зат} = K_{зат} \cdot (1-\chi) \cdot F, \quad (1.19)$$

где $K_{зат}$ – коэффициент запаса предварительной затяжки.

По условию не раскрытия стыка при постоянной нагрузке $K_{зат} = 1,25 \dots 2$; при переменной нагрузке $K_{зат} = 2 \dots 4$.

По условию герметичности: при мягкой прокладке $K_{зат} = 1,3 \dots 2,5$, при металлической фасонной прокладке $K_{зат} = 2 \dots 3,5$, при металлической плоской прокладке $K_{зат} = 3 \dots 5$.

Расчетная сила болта с учетом влияния кручения

$$F_{расч} = 1,3F_{зат} + \chi F \quad (1.20)$$

Расчетный диаметр болта

$$d_p = \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma]_p}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_p = \sigma_T / [S]_T$.

Пример 1.4. Определить диаметр резьбы болтов, крепящих крышку газового резервуара, если максимальная сила давления газа на крышку $F_{max} = 38 \text{ кН}$, число болтов $z = 12$, Предел текучести материала болтов $\sigma_T = 300 \text{ Н/мм}^2$, материал прокладок – асбест.

Решение. 1. Для резьбового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл.1.2 при постоянной нагрузке принимаем $[S]_T=4,5$ в предположении, что наружный диаметр резьбы болтов находится в интервале 6...16 мм.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [S]_T = 300 / 4,5 \text{ Н/мм}^2 = 66,7 \text{ Н/мм}^2$$

2. Нагрузка на один болт

$$F = F_{\max} / z = 38 / 12 \text{ кН} = 3,18 \text{ кН}$$

3. Для герметичности соединения болты ставятся с предварительной затяжкой при сборке. Учитывая упругую асбестовую прокладку в соединении, принимаем $\chi=0,45$. При постоянной нагрузке $K_{\text{зам}} = 1,75$.

4. Сила предварительной затяжки

$$F_{\text{зам}} = K_{\text{зам}} \cdot (1 - \chi) \cdot F = 1,75 \cdot (1 - 0,45) \cdot 3,18 \text{ кН} = 3,06 \text{ кН}$$

5. Расчетная сила

$$F_{\text{рас}} = 1,3 F_{\text{зам}} + \chi F = (1,3 \cdot 3,06 + 0,45 \cdot 3,18) \text{ кН} = 5,4 \text{ кН}$$

6. Расчетный диаметр резьбы болта

$$d_p = \sqrt{\frac{4 F_{\text{рас}}}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 66,7}} \text{ мм} = 10,2 \text{ мм}$$

По табл. 1.1 принимаем резьбу М 12.

Эффект эксцентричного нагружения болта. Эксцентричная нагрузка возникает: а) в винтах с эксцентричной или так называемой костыльной головкой; б) в нормальных винтах при перекосе опорных поверхностей под гайку или головку винта.

В винтах с эксцентричной головкой (рис. 1.16) под действием силы F возникают напряжения растяжения σ_p и изгиба σ_u .

Суммарное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma &= 1,3 \sigma_p \pm \sigma_u = \\ &= \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2} \pm \frac{32F \cdot e}{\pi d_1^3} \end{aligned} \quad (1.21)$$

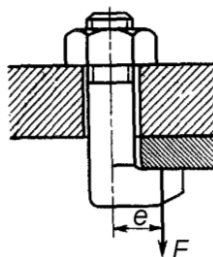


Рис. 1.16. Эксцентричная нагрузка

1.2. Заклепочные соединения

Заклепка (рис. 1.17) представляет собой стержень круглого сечения с головками на концах, одну из которых, называемую закладной, выполняют на заготовке заранее, а вторую, называемую замыкающей, формируют при клепке. Заклепочные соединения образуют постановкой заклепок в совмещенные отверстия соединяемых элементов и расклепкой с осаживанием стержня. Заклепки стягивают соединяемые детали, в результате чего часть или вся внешняя продольная нагрузка на соединения передается силами трения на поверхности стыка.

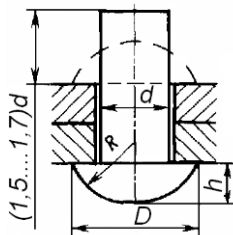


Рис. 1.17. Заклепка

В зависимости от конструкции соединения применяют *различные типы* заклепок, геометрические размеры которых стандартизованы. Основные типы заклепок изображены на рис. 1.18: *а* – с полукруглой головкой; *б* – полупотайная; *в* – потайная; *г* – трубчатая). Если нет доступа к замыкающей головке (например, пустотелое крыло самолета), то применяют заклепки для односторонней клепки. Например, на рис. 1.18д – замыкающая головка образуется при протягивании конической оправки через коническое отверстие заклепки, на рис. 1.18е – взрывом заряда 1.

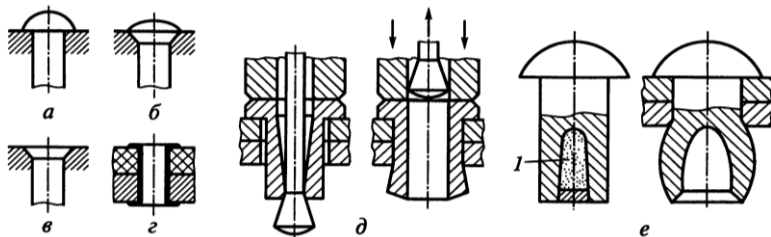


Рис. 1.18. Типы заклепок

По назначению заклепочные соединения разделяют на *прочные* (в металлоконструкциях); *прочноплотные* (в котлах и резервуарах с большим внутренним давлением); *плотные* (в резервуарах с небольшим внутренним давлением).

Преимущественно заклепками соединяют листовые конструкции.

Заклепочные соединения по конструкции разделяют на соединения внахлестку (рис. 1.19а), соединения с одной накладкой (рис. 1.19б) и с двумя накладками (рис. 1.19в).

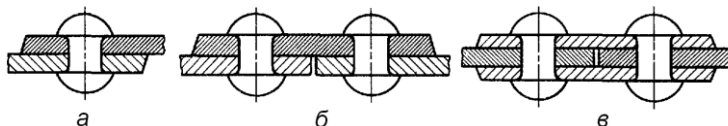


Рис. 1.19. Конструкции заклепочных соединений

Клепку стальными заклепками диаметром до 8...10 мм, а также заклепками из латуни, меди и легких сплавов всех диаметров производят холодным способом, а остальных заклепок – горячим.

Расчет заклепочных соединений

Заклёпки испытывают сдвиг (срез) и смятие боковых поверхностей. По этим двум критериям рассчитывают диаметр назначаемой заклёпки. При этом расчёт на срез – проектировочный, а расчёт на смятие – проверочный.

Диаметр заклёпки из условия прочности на срез производят аналогично расчету болта, установленного без зазора (формула 1.17):

$$d_{зак} \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot i \cdot z \cdot [\tau]_{ср}}} \quad (1.22)$$

Напряжения смятия на боковых поверхностях заклёпки

$$\sigma_{см} = F/\delta \cdot d \leq [\sigma]_{см}, \quad (1.23)$$

где δ – толщина наименьшей из соединяемых деталей.

Если в условии задачи диаметр и число заклепок неизвестны, то диаметр заклепок в односрезных силовых соединениях выбирают равным $d_{зак} = (1,8 \dots 2)\delta$, в двусрезном $d_{зак} = (1,2 \dots 1,8)\delta$, в авиастроении $d_{зак} = 2\sqrt{\delta}$.

Если соединение работает при резких знакопеременных нагрузках, допускаемые напряжения понижают умножением на коэффициент:

$$\gamma = \frac{1}{a - b \frac{F_{\min}}{F_{\max}}} \leq 1, \quad (1.24)$$

где $F_{\min}$ и $F_{\max}$ – наименьшая и наибольшая по абсолютной величине силы, взятые со своими знаками. Для соединения элементов из низкоуглеродистых сталей $a = 1$, $b = 0,3$, а для соединений из среднеуглеродистых сталей $a = 1,2$, $b = 0,8$.

При проектировании заклёпочных швов как, например, в цистернах, необходимо следить, чтобы равнодействующая нагрузок приходилась на центр тяжести шва.

Следует симметрично располагать плоскости среза относительно линии действия сил, чтобы избежать отрыва головок.

Кроме того, необходимо проверять прочность деталей в сечении, ослабленном отверстиями.

$$\sigma = \frac{F}{(t - d_{зак}) \cdot \delta} \leq [\sigma], \quad (1.25)$$

где t – шаг заклепок.

Отношение

$$\frac{t - d}{t} = \varphi \quad (1.26)$$

называют коэффициентом прочности заклёпочного соединения, который показывает, как уменьшается прочность листов при соединении заклепками.

1.3. Сварные соединения

Сварные соединения – наиболее распространенный тип неразъемных соединений. Они образуются путем местного нагрева деталей в зоне их соединения. Применяют различные виды сварки. Наибольшее распространение получили электрические, основными из которых являются дуговая и контактная сварка.

При *дуговой сварке* металл в зоне соединения доводится до расплавления. Соединение образуется после отверждения металла. Различают следующие разновидности дуговой сварки:

1) автоматическая сварка под флюсом – высокопроизводительна и экономична, с хорошим качеством шва, применяют в крупносерийном и массовом производстве для конструкций с длинными швами;

2) полуавтоматическая шлаковая сварка – применяют для конструкций с короткими прерывистыми швами;

3) ручная сварка – малопроизводительна, с невысоким качеством шва, применяют при малом объеме сварочных работ и в том случае, когда другие виды дуговой сварки нерациональны.

При *контактной сварке* металл в зоне соединения доводится не до жидкого, а только до пластичного состояния. Соединение образуется путем сдавливания деталей. Контактную сварку применяют в серийном и массовом производстве для нахлесточных соединений тонкого листового металла (точечная, шовная сварка) или для стыковых соединений круглого и полосового металла (стыковая сварка).

По конструкции *паяные и клеевые* соединения подобны сварным. В отличие от сварки пайка и склеивание позволяют соединять детали не только из однородных, но и неоднородных материалов, например: сталь с алюминием; металлы со стеклом, графитом, фарфором; керамику с полупроводниками; пластмассы; дерево, резину и пр.

При пайке и склеивании кромки деталей не расплавляются, что позволяет более точно выдерживать их размеры и форму, а также производить повторные ремонтные соединения. По прочности паяные и клеевые соединения уступают сварным в тех случаях, когда материал деталей обладает достаточно хорошей свариваемостью. Исключение составляют соединения тонкостенных элементов типа оболочек, когда имеется опасность прожога деталей при сварке.

Основные типы и элементы сварных соединений

Сварные швы классифицируют по следующим признакам:

– по назначению – прочные (обеспечивают передачу нагрузки с одного элемента на другой); прочно-плотные (обеспечивают передачу нагрузки герметичность соединения – непроницаемость для жидкостей и газов);

– по расположению сварного шва в пространстве (рис. 1.20) – горизонтальное (1); вертикальное (2), нижнее (3), потолочное (4). При всех прочих равных условиях нижний шов самый прочный, потолочный наименее прочный (значения прочности указанных выше швов относятся как 1:0,85; 0,9:0,8).

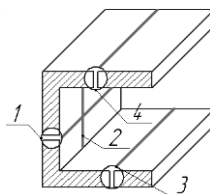


Рис. 1.20. Расположение шва в пространстве

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов применяют следующие типы сварных соединений.

Стыковые. Простые и наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных воздействию переменных напряжений. На рис. 1.21 показаны различные варианты стыковых швов, выполненных ручной дуговой сваркой при различной толщине соединяемых элементов: *а* – односторонний без скоса кромок; *б* – односторонний со скосом кромок; *в* – двусторонний с двумя симметричными ско-

сами одной кромки; ε – двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок.

При автоматической сварке происходит более глубокое проплавление металла, шов образуется в основном за счет основного металла, а не металла электрода как при ручной сварке.

Возвышение стыкового шва над основным металлом является концентратором напряжений. Поэтому в ответственных соединениях его удаляют механическим способом.

Нахлесточные соединения. Их выполняют угловыми швами с различной формой сечения: нормальные (рис. 1.22а), профиль которых представляет собой равнобедренный треугольник; вогнутые (рис. 1.22б) применяют в ответственных конструкциях при переменных нагрузках, так как вогнутость обеспечивает плавный переход, вследствие чего снижается концентрация напряжений. Вогнутый профиль получают последующей механической обработкой шва, что повышает стоимость соединения; выпуклые (рис. 1.22в) нерациональны, так как вызывают повышенную концентрацию напряжений; специальные (рис. 1.22г), профиль которых представляет неравнобедренный прямоугольный треугольник, применяют при переменных нагрузках. За катет шва k принимают катет вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника (рис. 1.22б). В большинстве случаев значение k принимают равным толщине δ свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

Угловые швы бывают: лобовые, расположенные перпендикулярно линии действия силы F (рис. 1.23а); фланговые, расположенные параллельно линии действия силы F (см. рис. 1.23б); комбинированные, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (рис. 1.23в). В нахлесточных соединениях возникает изгибающий момент $M = F \cdot \delta$ (см. рис. 1.23а) от внецентрового действия растягивающих или сжимающих сил, что является недостатком соединений.

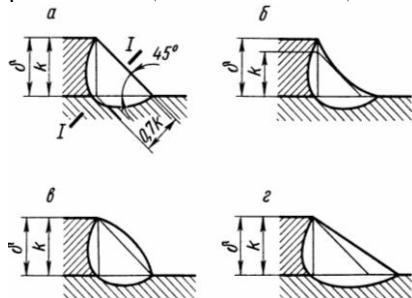


Рис. 1.22. Угловые швы

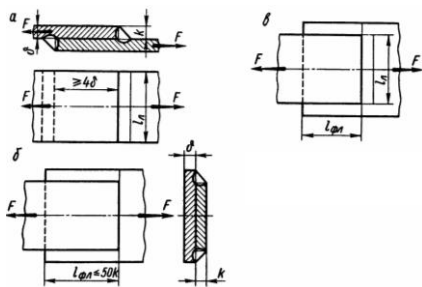


Рис.1.23. Нахлесточные соединения угловыми швами

Тавровые соединения (рис 1.24). В них свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может быть выполнено угловыми (см. рис. 1.22а) или стыковыми (см. рис. 1.21б) швами.

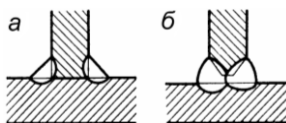


Рис. 1.24. Тавровые соединения

Расчет на прочность сварных соединений

Основным критерием работоспособности швов сварных соединений является прочность. Расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределены равномерно как по длине, так и по сечению.

Стыковые соединения. Расчет швов производят на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета возвышения шва.

Условие прочности шва на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta \cdot l_{ш}} \leq [\sigma]_p', \quad (1.27)$$

где F – растягивающая сила;

δ – толщина шва (принимают равной толщине детали);

$l_{ш}$ – длина шва;

σ_p и $[\sigma]_p'$ – расчетное и допускаемое напряжения растяжения для шва (табл. 1.3).

Таблица 1.3. Допускаемые напряжения в швах

Вид технологического процесса сварки	Допускаемые напряжения в швах при		
	растяжении $[\sigma]_p'$	сжатии $[\sigma]_{сж}'$	срезе $[\tau]_{ср}'$
Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом, ручная электродами Э50А, Э42А, контактная стыковая	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$
Ручная дуговая сварка электродами Э50, Э42, газовая сварка	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Контактная точечная и шовная	-	-	$0,5[\sigma]_p$

Примечание: $[\sigma]_p = \sigma_T / S$ – допускаемые напряжения на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках. Для металлических конструкций запас прочности $S \approx 1,4 \div 1,6$.

Нахлесточные соединения угловыми швами. Угловые швы рассматривают на срез по опасному сечению I–I (см. рис.1.22а), совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная высота h опасного сечения шва: $h = 0,7k$ для ручной сварки; $h = k$ для автоматической.

Условие прочности шва на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{i \cdot 0,7k \cdot l_{ш}} \leq [\tau]_{ср}', \quad (1.28)$$

где $\tau_{ср}$, $[\tau]_{ср}'$ – расчетное и допускаемое напряжения среза для шва (см. табл.1.3);
 i – число плоскостей среза;

$l_{ш}$ – расчетная длина шва.

В соединении лобовыми швами $l_{ш}=2l_l$ (см. рис. 1.22а), фланговыми швами $l_{ш}=2l_{фл}$ (см. рис. 1.22б). В комбинированном сварном шве (см. рис. 1.22в) $l_{ш}$ равна сумме длин лобовых и фланговых швов.

Расчет точечных сварных соединений. Для сваривания тонкостенных листовых конструкций часто используются точечные сварные соединения. Такие соединения проверяют на срез. Условие прочности имеет вид

$$\tau_{ср} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2 \cdot z} \leq [\tau]_p', \quad (1.29)$$

где d – диаметр сварных точек;

z – число сварных точек.

При переменных нагрузках рекомендуют рассчитывать прочность не только сварного шва, но и самих деталей в зоне этого шва. Допускаемое напряжение для деталей в зоне шва также умножают на коэффициент γ . Для углеродистых сталей γ вычисляют по формуле:

$$\gamma = \frac{1}{[(0,6K_{эф} \pm 0,2) - (0,6K_{эф} \mp 0,2) \cdot R]} \leq 1, \quad (1.30)$$

где $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ или τ_{min}/τ_{max} – коэффициент асимметрии цикла напряжений;

$K_{эф}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Для угловых лобовых швов: при ручной сварке $K_{эф} = 2,3..3,2$; при автоматической $K_{эф} = 1,7..2,4$. Для фланговых швов $K_{эф} = 3,5..4,5$.

Для стыковых швов при ручной сварке углеродистых сталей $K_{эф}=1,2$.

Верхние знаки – при растягивающем наибольшем по абсолютной величине напряжении и при касательных напряжениях, а нижние – при сжимающем.

Если при вычислении γ по формуле (1.30) получают $\gamma > 1$, то расчет принимают $\gamma=1$.

Пример 1.5. Рассчитать сварные соединения однодискового зубчатого колеса, передающего вращающий момент $T = 30 \text{ кНм}$ (рис. 1.25). Внутренний диаметр диска $d_1 = 210$ мм, наружный $d_2 = 500$ мм. Материал обода, ступицы и диска – сталь Ст.3. Распределение нагрузки по сварному шву неравномерное – циклическое, с коэффициентом асимметрии цикла $R = 0,3$. Сварка ручная, дуговая электродом Э50А. Шов двусторонний ($i = 2$).

Решение. 1. Для фланговых швов принимают эффективный коэффициент концентрации напряжений $K_{эф} = 4$.

Допускаемое напряжение среза для угловых швов при переменной нагрузке по табл. 1.3:

$$[\tau]_{ср}' = \gamma 0,65[\sigma]_p,$$

где по формуле (1.30)

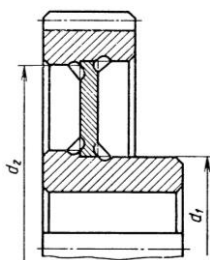


Рис. 1.25. Сварное зубчатое колесо

$$\gamma = \frac{1}{\left[(0,6K_{\text{эф}} \pm 0,2) - (0,6K_{\text{эф}} \mp 0,2) \cdot R \right]} =$$

$$= \frac{1}{\left[(0,6 \cdot 4 + 0,2) - (0,6 \cdot 4 - 0,2) \cdot 0,3 \right]} = 0,52$$

Для стали Ст.3 $[\sigma]_p = 160 \text{ Н/мм}^2$. Следовательно,

$$[\tau]_{cp}' = \gamma \cdot 0,65 [\sigma]_p = 0,52 \cdot 0,65 \cdot 160 \text{ Н/мм}^2 = 54 \text{ Н/мм}^2$$

2. Окружные силы на внутреннем и наружном диаметрах диска:

$$F_{t1} = 2T/d_1 = (2 \cdot 30 / 0,21) \text{ кН} = 285 \text{ кН}$$

$$F_{t2} = 2T/d_2 = (2 \cdot 30 / 0,5) \text{ кН} = 120 \text{ кН}$$

3. Внутренний и наружный периметр диска (длины фланговых швов)

$$l_{1\text{фл}} = \pi d_1 = 3,14 \cdot 210 = 660 \text{ мм}$$

$$l_{2\text{фл}} = \pi d_2 = 3,14 \cdot 500 = 1570 \text{ мм}$$

4. Высота катета по внутреннему периметру диска

$$k_1 = \frac{F_{t1}}{i \cdot 0,7 \cdot l_{1\text{фл}} [\tau]_{cp}'} = \frac{285 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 660 \cdot 54} = 5,8 \text{ мм}$$

Принимаем $k_1 = 6 \text{ мм}$.

5. Высота катета по наружному периметру диска.

Так как $F_{t1} > F_{t2}$ и $l_{1\text{фл}} < l_{2\text{фл}}$, то более нагружен шов по внутреннему периметру диска. Для него высота катета $k_1 = 6 \text{ мм}$. По наружному периметру диска принимаем $k_2 = k_1 = 6 \text{ мм}$. Сплошной шов заменяем прерывистым - шесть участков длиной $l = 10 \text{ мм}$ каждый.

Расчетное напряжение среза этого шва

$$\tau_{cp} = \frac{F_{t2}}{i \cdot 0,7 k_2 \cdot 6l} = \frac{120 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot (6 \cdot 60)} =$$

$$= 40 \text{ Н / мм}^2 < [\tau]_{cp}' = 54 \text{ Н / мм}^2$$

Прочность шва обеспечивается.

1.4. Шпоночные, шлицевые и штифтовые соединения

Шпоночное соединение

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). *Шпонка* представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковыми или концевыми фрезами, в ступицах – протягиванием.

Разновидности шпоночных соединений. Шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные и напряженные.

Ненапряженные соединения получают при использовании призматических (рис.1.26) и сегментных (рис.1.27) шпонок. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений. Для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом.

Напряженные соединения получают при применении клиновых, например, врезной клиновой (рис. 1.28) и тангенциальных (рис. 1.29) шпонок. При сборке таких соединений возникают предварительные (монтажные) напряжения. *Основное применение имеют ненапряженные соединения.*

Соединения призматическими шпонками. Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рис. 1.26. Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра d вала. По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами – *исполнение 1* (рис. 1.26а), с плоскими торцами – *исполнение 2* (рис. 1.26б), с одним плоским, а другим скругленным торцом – *исполнение 3* (рис. 1.26в).

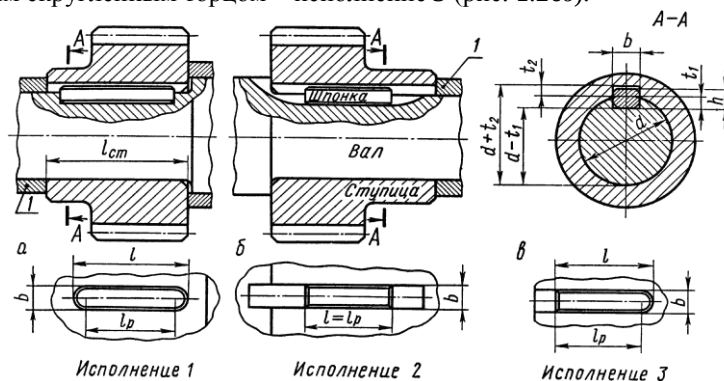


Рис 1.26. Соединения призматическими шпонками

Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами, кроме того, помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению. Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Для фиксации зубчатого колеса от осевого смещения применяют распорные втулки (1 на рис. 1.26), установочные винты и др.

Соединения сегментными шпонками (рис. 1.27). Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями. Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов. Сегментные шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляют в паз и вынимают). Широко применяют в серийном и массовом производстве.

Соединения клиновыми шпонками (рис. 1.28). Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют и пазы в ступицах. Клиновые шпонки изготавливают без головок и с головками. *Головка служит для выбивания шпонки из паза. По нормам безопасности выступающая головка должна иметь ограждение* (1 на рис. 1.28). В этих соединениях ступицу устанавливают на валу с не-

большим зазором. Клиновую шпонку забивают в пазы вала и ступицы, в результате на рабочих широких гранях шпонки создаются силы трения, которые *могут передавать* не только *вращающий момент*, но и *осевую силу*. Соединение хорошо воспринимает ударные и переменные нагрузки. Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах.

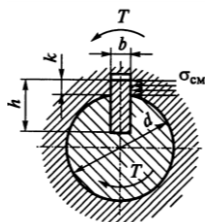


Рис. 1.27. Соединение сегментной шпонкой

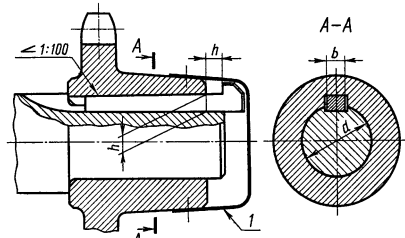
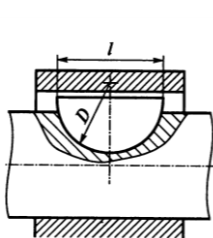


Рис. 1.28. Соединение клиновой шпонкой

Соединения тангенциальными шпонками (рис. 1.29). Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Работает узкими боковыми гранями. Клинья вводятся в пазы вала и ступицы ударом; образуют напряженное соединение. Распорная сила между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. В соединении ставят две тангенциальные шпонки под углом 120°, каждая шпонка передает момент только в одну сторону.

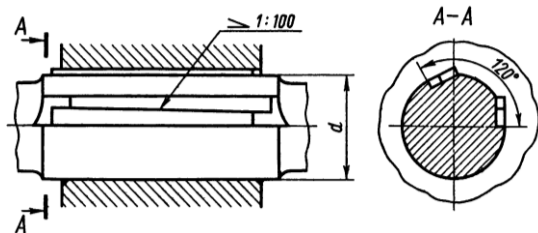


Рис. 1.29. Соединения тангенциальными шпонками

Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.).

Расчет шпоночных соединений

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность.

Таблица 1.4. Шпонки призматические (выборка). Размеры, мм

Диаметр вала	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вал t_1	втулка t_2
30-38	10	8	5	3,3

38-44	12	8	5	3,3
44-50	14	10	5,5	3,8
50-58	16	10	6	4,3

Примечание. Длину шпонки выбирают из ряда, мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110 и др.

Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных соединений – расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не проводят.

Соединения призматическими шпонками проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{5 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (1.31)$$

где T – передаваемый момент Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

h – высота шпонки, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм.

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

При проектировочных расчетах после выбора размеров поперечного сечения шпонки b и h по таблице определяют расчетную рабочую длину l_p шпонки по формуле (1.31).

Длину шпонки со скругленными торцами $l = l_p + b$ или плоскими торцами $l_p = l$ назначают из стандартного ряда.

Длину ступицы $l_{см}$ принимают на 8...10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины $1,5d$, то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

Соединения сегментными шпонками (см. рис. 1.27) проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{5 \cdot T}{d \cdot d_{ш}^2} \leq [\sigma]_{см}, \quad (1.32)$$

где $d_{ш}$ – диаметр сегментной шпонки, мм.

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез.

Условие прочности на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{5 \cdot T}{d \cdot b \cdot d_{ш}} \leq [\tau]_{ср}, \quad (1.33)$$

где b – ширина шпонки;

$[\tau]_{ср}$ – допускаемое напряжение на срез шпонки.

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с $\sigma_B \geq 600$ Н/мм² – чаще всего из сталей 45, Ст.6.

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений при спокойной нагрузке:

при стальной ступице $[\sigma]_{см} = 110...190 \text{ Н/мм}^2$;

при чугунной – $[\sigma]_{см} = 70... 100 \text{ Н/мм}^2$.

Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие – при переменной и работе с ударами. При реверсивной нагрузке $[\sigma]_{см}$ снижают в 1,5 раза.

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau]_{ср} = 70...100 \text{ Н/мм}^2$. Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

Пример. 1.6. Выбрать тип стандартного шпоночного соединения стального зубчатого колеса с валом (см. рис. 1.26а) и подобрать размеры шпонки. Диаметр вала $d = 45 \text{ мм}$. Соединение передает момент $T = 189,5 \text{ Н·м}$ при спокойной нагрузке.

Решение. 1. Выбор соединения. Для соединения вала с колесом принимают призматическую шпонку со скругленными торцами (исполнение 1).

2. Размеры шпонки и паза. По табл.1.4 для диаметра вала $d = 45 \text{ мм}$ принимают размеры сечения шпонки $b = 14 \text{ мм}$; $h = 9 \text{ мм}$.

3. Допускаемое напряжение. Для стальной ступицы при спокойной нагрузке принимают $[\sigma]_{см} = 110 \text{ Н/мм}^2$.

4. Расчетная длина шпонки [формула (1.30)]

$$l_p = \frac{5 \cdot T}{d \cdot h \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{5 \cdot 189,5 \cdot 10^3}{45 \cdot 9 \cdot 110} = 26 \text{ мм}$$

5. Длина шпонки

$l = l_p + b = 26 + 14 = 40 \text{ мм}$ – согласуется со стандартом

6. Длина ступицы колеса

$l_{ст} = l + 10 = (40 + 10) \text{ мм} = 50 \text{ мм}$, что допустимо.

Шлицевые соединения

Шлицевое соединение образуют выступы – зубья на валу и соответствующие впадины – шлицы в ступице (рис. 1.30 а-в). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Зубья вала фрезеруют по методу обкатки или накатывают в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Шлицы отверстия ступицы изготавливают протягиванием. Шлицевые соединения стандартизованы и широко распространены в машиностроении.

В сравнении со шпоночными шлицевые соединения имеют большую нагрузочную способность, лучше центрируют соединение и меньше ослабляют вал.

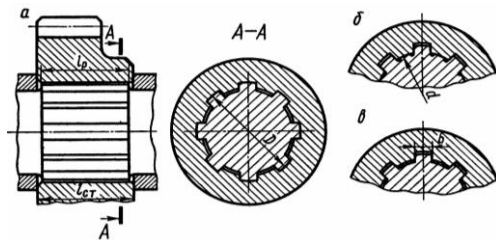


Рис. 1.30. Шлицевое соединение

Разновидности шлицевых соединений

Шлицевые соединения различают: по характеру соединения – неподвижные для закрепления детали на валу; подвижные, допускающие перемещение вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач; по форме зубьев – прямобочные (рис. 1.30), эвольвентные (рис. 1.31а), треугольные (рис. 1.31б), по способу центрирования (обеспечения совпадения геометрических осей) ступицы относительно вала – по боковым поверхностям зубьев b (рис. 1.32а), с центрированием по наружному диаметру D (см. рис. 1.32б) и по внутреннему диаметру d (см. рис. 1.32в) Зазор в контакте поверхностей: центрирующих – практически отсутствует, нецентрирующих – значительный.

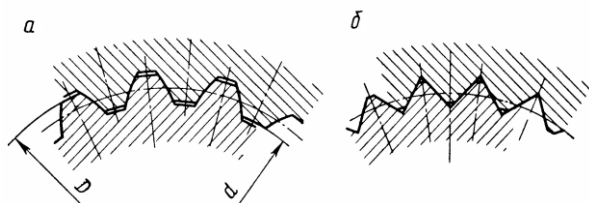


Рис. 1.31. Эвольвентные и треугольные шлицевые соединения



Рис. 1.32. Способы центрирования

Соединения с прямобочным профилем зубьев. Применяют в неподвижных и подвижных соединениях; имеют постоянную толщину зубьев; выполняют с различными способами центрирования.

Соединения с эвольвентным профилем зубьев. Применяются в неподвижных и подвижных соединениях. Зуб очерчен по кривой – эвольвенте. Угол зацепления $\alpha = 30^\circ$. Ножка зуба усилена. По сравнению с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность благодаря большому количеству зубьев и утолщению зубьев к основанию, позволяют применять типовые процессы зубонарезания. Рекомендуются для передачи больших вращающихся моментов.

Соединения с треугольным профилем зубьев. Применяются в неподвижных соединениях. Имеют большое число мелких зубьев. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям. Не стандартизованы. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающихся моментов.

Расчет шлицевых соединений

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – давлением (напряжением) $\sigma_{см}$. Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие, и на износ, если допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$ назначать на основе опыта эксплуатации подобных конструкций. Такой расчет будем называть упрощенным расчетом по обобщенному критерию.

Упрощенный расчет по обобщенному критерию. В упрощенной расчетной модели принято равномерное распределение нагрузки по длине зубьев. При этом получают:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{K_z \cdot z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot l} \leq [\sigma]_{см}, \quad (1.34)$$

где T – номинальный вращающий момент;

$K_z = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям;

z – число зубьев;

h – рабочая высота зубьев;

l – рабочая длина зубьев;

d_{cp} – средний диаметр соединения.

Для соединений с прямобочными зубьями:

$$h = 0,5(D - d) - 2f; d_{cp} = 0,5(D + d), \quad (1.35)$$

где f – фаска зуба.

Для соединений с эвольвентными зубьями:

$$H = 0,815m; d_{cp} = D - 1,1m \quad (1.36)$$

где m – модуль зубьев.

Для соединений с треугольными зубьями:

$$h = 0,5(D - d); d_{cp} = m \cdot z, \quad (1.37)$$

В табл. 1.5 приведены рекомендуемые величины $[\sigma]_{см}$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы. В специальных отраслях машиностроения рекомендуют другие величины $[\sigma]_{см}$ с учетом специфики эксплуатации (срок службы, режим нагрузки и пр.), качества изготовления, прочности материалов и др.

Таблица 1.5. Допускаемые напряжения смятия

Тип соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma]_{см}$ МПа	
		$\leq$ HB 350	$\geq$ HRC 40
Неподвижное	а	35...50	40...70
	б	60...100	100...140
	в	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки (например, коробка скоростей)	а	15...20	20...35
	б	20...30	30...60
	в	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой	а	-	3...10
	б	-	5...15
	в	-	10...20

Таблица 1.6. Прямоугольные шлицы средней серии ГОСТ 1139-80. Размеры, мм

D	d	z	f	D	d	z	f
---	---	---	---	---	---	---	---

14	11	6	0,3	48	42	8	0,4
16	13	6	0,3	54	46	8	0,5
20	16	6	0,3	60	52	8	0,5
22	18	6	0,3	65	56	8	0,5
25	21	6	0,3	72	62	8	0,5
28	23	6	0,3	82	72	8	0,5
32	26	6	0,4	92	82	10	0,5
34	28	6	0,4	102	92	10	0,5
38	32	8	0,4	112	102	10	0,5
42	36	8	0,4	125	112	10	0,5

Пример 1.7. Рассчитать подвижное (без нагрузки) соединение прямозубой шестерни коробки передач с валом $d \approx 35$ мм, передаваемый момент $T = 230$ Нм материал рабочих поверхностей сталь 40Х, термообработка – улучшение (270 НВ).

Решение 1. Принимаем прямоугольное шлицевое соединение. По табл. 1.6 находим $z=8$, $d=36$ мм, $D=42$ мм, $f=0,4$ мм.

2. Допускаемые напряжения по табл. 1.5 $[\sigma]_{\text{см}} = 20$ МПа.

3. Рабочая длина зубьев по формуле (1.34)

$$l = \frac{2 \cdot T}{K_z \cdot z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{2 \cdot 230}{0,75 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 20} = 45_{\text{мм}},$$

где $h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5(42-36)-2 \cdot 0,4 = 2,2$ мм;

$d_{cp} = 0,5(D+d) = 0,5(42+36) = 39$ мм.

Соединения штифтами

Штифты в основном предназначены для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи относительно небольших нагрузок. По форме штифты можно разделить на: цилиндрические (рис. 1.33а, б), конические (рис. 1.33в, г, д), цилиндрические пружинные разрезные (рис. 1.33е), просеченные цилиндрические, конические и др. (рис. 1.33ж-к). Гладкие штифты изготовляют из стали 45 и А12, штифты с канавками и пружинные - из пружинной стали.

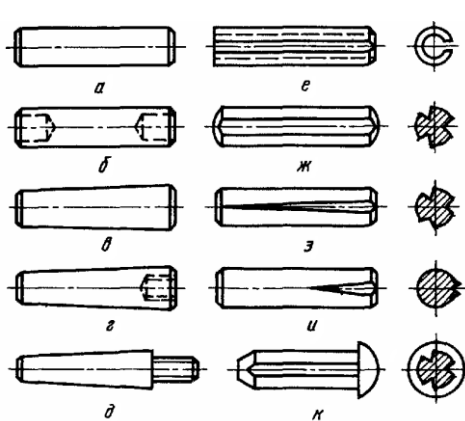


Рис. 1.33. Разновидности штифтов

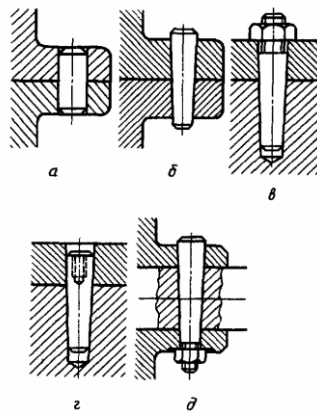


Рис. 1.34. Соединение штифтами

Цилиндрические штифты в отверстия ставят с натягом, они удерживаются от выпадания силами трения (рис. 1.33а), а иногда концы штифтов расклепывают (рис. 1.33б)

Конические штифты выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей надежное самоторможение и центрирование деталей. Основные виды конических штифтов: а) простые, забиваемые в отверстия (рис. 1.33в и 1.34б), применяемые в сквозных отверстиях при возможности выбивания другой стороны; б) с резьбой для извлечения при разборке (рис. 1.34в, г), применяемые при установке в глухие отверстия. В соединениях, подверженных толчкам и ударам, и в соединениях быстровращающихся деталей конические штифты необходимо специально предохранять от ослабления натяга и выпадения. Для этого их выполняют с прорезью и разведением концов или в виде призонных болтов (рис. 1.34д).

Пружинные штифты (см. рис. 1.33е) вальцуют из ленты и закаливают. Ввиду податливости их можно устанавливать в отверстия с большими допусками, обеспечивая надежное сцепление даже при ударной нагрузке и сохранение силы сцепления после многократной сборки и разборки.

Штифты с канавками (рис. 1.33ж-к) не требуют развертывания отверстий; штифты надежно удерживаются в них без дополнительных средств закрепления. При забивании штифтов в отверстия выдавленный ранее из канавок материал упруго деформируется в обратном направлении. Таким образом, создаются повышенные местные давления, что повышает прочность сцепления. Штифты с канавками применяют преимущественно для передачи нагрузки, а также в качестве шпонок, обычных штифтов, мелких осей, гвоздей.

При закреплении колёс на валу штифты передают как вращающий момент, так и осевое усилие.

Подобно заклёпкам штифты работают на срез и смятие. Соответствующие расчёты выполняют обычно как проверочные:

$$\tau_{ср} = \frac{8 \cdot T}{\pi \cdot d_{шт}^2 \cdot d_{вал}} \leq [\tau]_{ср} \quad (1.38)$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_{вал} \cdot d_{шт} \cdot (D_{сгнп} - d_{вал})} \leq [\sigma]_{см} \quad (1.39)$$

Штифты с канавками рассчитывают так же, как гладкие, но допускаемые напряжения материала занижают на 50%.

1.5 Соединения деталей посадкой с натягом

Соединения можно разделить на две группы:

1) соединения деталей по цилиндрическим или коническим поверхностям (рис 1.35), причем одна деталь охватывает другую, специальные соединительные детали отсутствуют;

2) соединения деталей по плоскости с помощью стяжных колец или планок (рис1.36).

Основное применение имеют соединения первой группы.

Смещение деталей предотвращается их взаимным направлением и силами трения на поверхности контакта. Соединения с натягом могут воспринимать произвольно направленные силы и моменты.

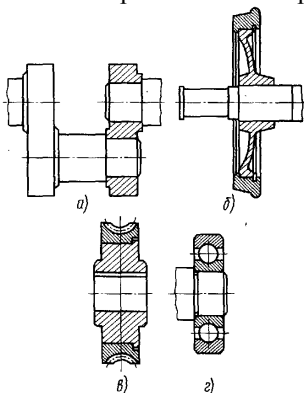


Рис. 1.35. Соединение с натягом по цилиндрическим поверхностям

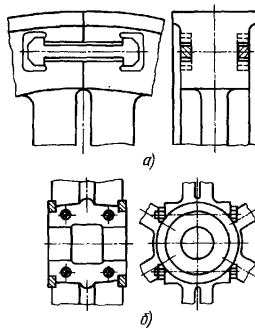


Рис. 1.36. Соединение половин маховиков по плоскости

а - с помощью анкеров; б - с помощью колец

Общим достоинством соединений с натягом является возможность выполнения их для очень больших нагрузок и хорошее восприятие ими ударных нагрузок.

Цилиндрические и конические соединения просты в изготовлении, обеспечивают хорошее центрирование, не требуют специальных крепежных деталей.

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую.

Натягом N называют положительную разность диаметров вала и отверстия: $N=B-A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим. При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать вращающий момент и осевую силу. Защемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединение изгибающим моментом.

Нагрузочная способность соединения прежде всего зависит от натяга, величину которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически натяг очень невелик, он измеряется микрометрами и не может быть выполнен точно. Неизбежные погрешности производства приводят к рассеиванию натяга, а следовательно, и к рассеиванию нагрузочной способности соединения. Рассеивание натяга регламентируется стандартом допусков и посадок. Изучение допусков и посадок является предметом курса «Основы взаимозаменяемости и технические измерения». В курсе «Детали машин» излагается расчет прочности соединения.

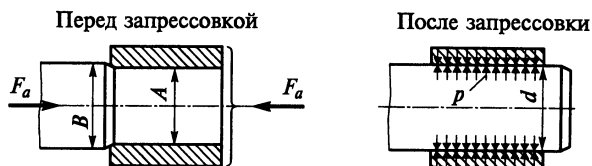


Рис.1.37 - Расчетная схема соединения с натягом

Сборку соединения выполняют одним из трех способов: *прессованием, нагревом втулки, охлаждением вала.*

Прессование — распространенный и несложный способ сборки. Однако этому способу свойственны недостатки: смятие и частичное срезание (шабровка) шероховатостей посадочных поверхностей, возможность неравномерных деформаций деталей и повреждения их торцов. *Шабровка и смятие шероховатостей приводят к ослаблению прочности соединения до полутора раз по сравнению со сборкой нагревом или охлаждением.* Для облегчения сборки и уменьшения шабровки концу вала и краю отверстия рекомендуют придавать коническую форму.

Шабровка поверхностей контакта устраняется полностью при сборке по методу нагревания втулки (до 200...400 °С) или охлаждения вала (твердая углекислота — 79 °С, жидкий воздух — 196 °С). Недостатком метода нагревания является возможность изменения структуры металла, появление окалины и коробления. Метод охлаждения свободен от этих недостатков.

Необходимую разность температур t нагрева втулки или охлаждения вала, обеспечивающую свободную сборку, подсчитывают по формуле

$$t = (N_{\max} + Z_0) / (\alpha d), \quad (1.40)$$

где $N_{\max}$ — наибольший натяг посадки;

Z_0 — минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется принимать равным минимальному зазору посадки H7/g6);

α — температурный коэффициент линейного расширения (для стали и чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$);

d — номинальный диаметр посадки.

Расчет прочности соединения

Стандартную посадку выбирают по условию неподвижности соединения при заданной нагрузке без каких-либо дополнительных креплений. Однако возможны случаи, когда намеченная посадка недопустима по условиям прочности сопрягаемых деталей, так как ее натяг вызывает их разрушение или чрезмерные деформации. Поэтому при расчете *необходимо рассматривать как условие прочности (неподвижности) соединения, так и условия прочности его деталей*. Расчет прочности деталей является проверкой возможности применения намеченной посадки.

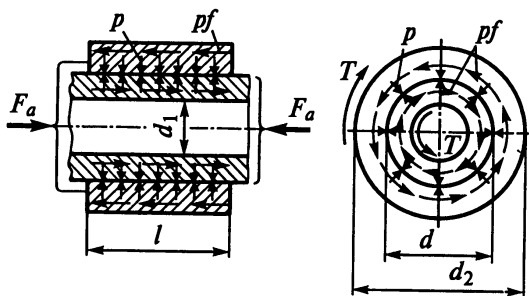


Рис. 1.38 – К расчету соединения с натягом

Условие прочности соединения при нагружении осевой силой:

$$KF_a < f p \pi d l, \quad (1.41)$$

где p — давление на поверхность контакта;

$K \approx 1,5...2$ — коэффициент запаса.

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом:

$$KT < (fp\pi d^2 l)/2, \quad (1.42)$$

При совместном действии T и F_a :

$$K\sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq fp\pi dl, \quad (1.43)$$

где $F_t = 2T/d$ - окружная сила.

По теории расчета толстостенных цилиндров, изучаемой в курсе «Сопротивление материалов», удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

$$p = N[d(C_1/E_1 + C_2/E_2)], \quad (1.44)$$

где N — расчетный натяг; C_1 и C_2 — коэффициенты:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \mu_2$$

E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки соответственно:

для стали $E \approx (21...22) \cdot 10^4$ МПа и $\mu \approx 0,3$,

для чугуна $E \approx (12...14) \cdot 10^4$ МПа и $\mu \approx 0,25$,

для бронзы $E \approx (10...H) \cdot 10^4$ МПа и $\mu \approx 0,33$.

$$Z_{P_{\min}} = \bar{Z} \mp C\sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}; N_{P_{\min}} = \bar{N} \mp C\sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}, \quad (1.45)$$

где верхние и нижние знаки относятся соответственно к минимальному и максимальному зазору или натягу: $\bar{Z} = 0,5(Z_{\min} + Z_{\max})$, $\bar{N} = 0,5(N_{\min} + N_{\max})$; допуски $TD = ES - EJ$ и $Td = es - ei$; ES , es — верхние, а EJ , ei — нижнее предельное отклонения размеров.

Коэффициент C зависит от принятой вероятности P обеспечения того, что фактическая величина зазора или натяга располагается в пределах $Z_{P_{\min}}$... $Z_{P_{\max}}$ или $N_{P_{\min}}$... $N_{P_{\max}}$:

$P \dots\dots\dots$	0,999	0,99	0,98	0,97	0,95	0,9
$C \dots\dots\dots$	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

Экспериментальные исследования показали, что величина коэффициентов трения на контактной поверхности зависит от многих факторов: способа сборки, удельного давления p , шероховатости поверхности, рода смазки поверхностей, применяемой при запрессовке деталей, скорости запрессовки, наличия гальванических покрытий и пр. Поэтому точно величина коэффициента трения может быть определена только испытаниями при заданных конкретных условиях.

В приближенных расчетах прочности соединения стальных и чугунных деталей при сборке нагревом рекомендуют: $f=0,18$ — при чистовом точении; $f=0,32$ — для оцинкованных и азотированных поверхностей; $f=0,4$ — для оксидированных поверхностей; $f=0,48$ — при использовании абразивных микропорошков. В случаях сборки запрессовкой приведенные выше величины коэффициентов трения уменьшают в 1,8...2 раза. При сборке охлаждением — увеличивают на 10%.

Изгибающий момент, которым может быть нагружено соединение, определяют на основе следующих расчетов. Действие момента ($M=FL$) вызывает в соединении деталей 1 и 2 такое перераспределение давления p , при котором внешняя нагрузка уравнивается моментом внутренних сил $M_R=Rx$.

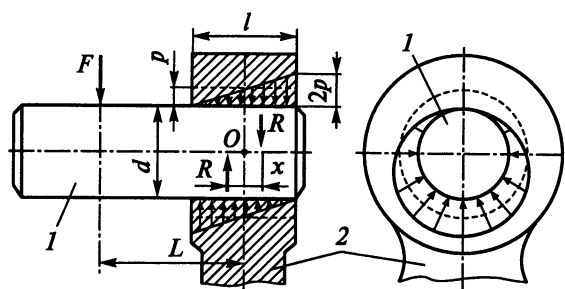


Рис. 1.39 - Эпюра давлений в соединении при нагружении изгибающим моментом

Составляя расчетные зависимости, полагают, что поворот детали 1 происходит вокруг центра тяжести соединения — точки O , а первоначальная равномерная эпюра давлений (на чертеже показана штриховой линией) переходит в треугольную, как показано на рис, или трапециевидальную. Кроме того, не учитывают действие силы F , перенесенной в точку O , как малое в сравнении с действием момента M . Максимально давление изменяется в плоскости действия нагрузки. При некоторой величине нагрузки эпюра давлений из трапеции превращается в треугольник с вершиной у края отверстия и основанием, равным $2p$. Этот случай является предельным, так как дальнейшее увеличение нагрузки приводит к появлению зазора (раскрытию стыка). Учитывая принятые положения, можно написать

$$M=FL=Rx$$

где R — равнодействующая давлений на поверхностях верхнего и нижнего полуцилиндров. Величина этой равнодействующей определяется давлением p посадки и не изменяется от действия изгибающего момента:

$$R=pld$$

Плечо пары $x=l/3$. Подставляя данные, получаем

$$M=pd l^2/3 \quad (1.46)$$

Для обеспечения необходимого запаса прочности соединения на практике принимают

$$M \leq 0,2pdl^2 \quad (1.47)$$

При этом давление в наиболее нагруженных точках соединения не должно вызывать пластических деформаций.

Изменение эпюры давления, вызванное действием изгибающего момента, не отражается на способности соединения воспринимать осевую силу и вращающий момент, так как суммарная величина сил трения остается постоянной.

Оценка и область применения

Из рассмотренного следует, что соединение с натягом относится к группе неразъемных и предварительно напряженных. Разборка соединения затруднена, связана с применением специальных приспособлений и сопровождается повреждением посадочных поверхностей. Однако, в зависимости от натяга и технологии сборки, могут быть получены соединения, сохраняющие свою работоспособность при повторных сборках.

Основное положительное свойство соединения с натягом — его простота и технологичность. Это обеспечивает сравнительно низкую стоимость соединения и возможность его применения в массовом производстве. Хорошее центрирование деталей и распределение нагрузки по всей посадочной поверхности позволяют использовать соединение в современных высокоскоростных машинах.

Существенный недостаток соединения с натягом — зависимость его нагрузочной способности от ряда факторов, трудно поддающихся учету: широкого рассеивания величин коэффициента трения и натяга, влияния рабочих температур на прочность соединения и т. д. К недостаткам соединения относятся также наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их сопротивления усталости вследствие концентрации давлений у краев отверстия. Влияние этих недостатков снижается по мере накопления результатов экспериментальных и теоретических исследований, позволяющих совершенствовать расчет, технологию и конструкцию соединения. Развитие технологической культуры и особенно точности производства деталей обеспечивает этому соединению все более широкое применение. С помощью натяга с валом соединяют зубчатые колеса, маховики, подшипники качения, роторы электродвигателей, диски турбин и т. п. Посадки с натягом используют при изготовлении составных коленчатых валов, червячных колес и пр.

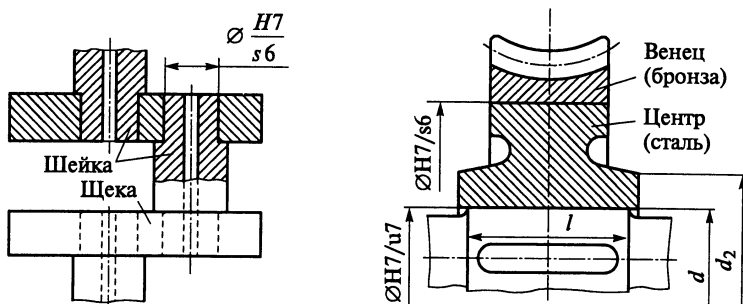


Рис 1.40 – Область применения

На практике часто применяют соединение натягом совместно со шпоночным. При этом *соединение с натягом может быть основным или вспомогательным*. В первом случае большая доля нагрузки воспринимается посадкой, а шпонка только гарантирует прочность соединения. Во втором случае посадку используют для частичной разгрузки шпонки и центрирования деталей. Точный расчет комбинированного соединения еще не разработан. Сложность такого расчета заключается в определении доли нагрузки, которую передает каждое из соединений. Поэтому в инженерной практике используют приближенный расчет, в котором полагают, что вся нагрузка воспринимается только основным соединением — с натягом или шпоночным. Неточность такого расчета компенсируют выбором повышенных допускаемых напряжений для шпоночных соединений.

Соединение посадкой на конус

Такие соединения применяют для закрепления деталей на концах валов. Давление на конической поверхности образуется в результате затяжки гайки. В остальном соединении подобно соединению посадкой с натягом. В отличие от последнего легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования (например, прессов). Это удобно для соединений узлов, монтаж и демонтаж которых производят не только при сборке изделия на заводе, но и в процессе эксплуатации.

Задачей расчета является определение момента T , который может передавать соединение при заданных размерах и силе $F_{зат}$ затяжки гайки. В большинстве случаев $\alpha < 3^\circ$, поэтому приближенно полагаем, что равнодействующие нормальных давлений F_n и сил трения $F_n f$ располагаются по окружности среднего диаметра соединения d_{cp} из равновесия ступицы получим.

$$F_{зат} f 0,5 d_{cp} / (\sin \alpha + f \cos \alpha) \geq K T \quad (1.48)$$

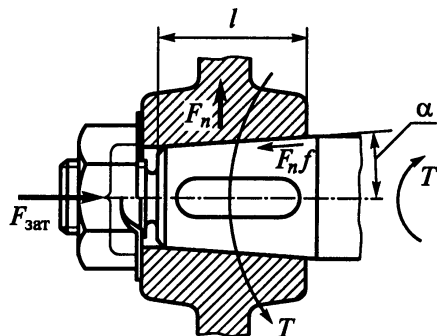


Рис. 1.41 - Соединение посадкой на конус

Обычно принимают стандартную конусность 1:10. При этом $\alpha=2^\circ 51' 40''$; коэффициент трения $f \approx 0,11 \dots 0,13$; коэффициент запаса $K \approx 1,2 \dots 1,5$. За расчетный момент T принимают максимальный; $F_{зат}$ определяют по формуле, в которой $T_{зав} = F_{\kappa} l_{\kappa}$ где $l_{\kappa} \approx 15d$ - длина стандартного ключа (d - диаметр резьбы), $F = 150 \dots 200$ Н — сила на ключе.

$$T_{зав} = F_p \cdot l = F_{зат} \left(\frac{f \cdot (D_1 + d_{отв})}{4} + \frac{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{2} \right)$$

Если условие не соблюдается, соединение усиливают шпонкой. Расчет шпоночного соединения выполняют по полному моменту нагрузки T . Влияние посадки на конус учитывают, как и в посадках с натягом, при выборе допускаемых напряжений.

1.6 Клеммовые соединения

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах и осях, цилиндрических колоннах, кронштейнах и т. д. Один из примеров клеммового соединения (закрепление рычага на валу) изображен на рис. 1.42.

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений: а) *со ступицей, имеющей прорезь* б) *с разъемной ступицей*. Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и других расположенных на валу деталей.

При соединении деталей с помощью клемм используют силы трения, которые возникают от затяжки болтов. Эти силы трения позволяют нагружать соединение как моментом ($T=Fl$), так и осевой силой F_a . Ранее отмечалось, что передача нагрузки только силами трения недостаточно

надежна. Поэтому не рекомендуют применять клеммовые соединения для передачи больших нагрузок.

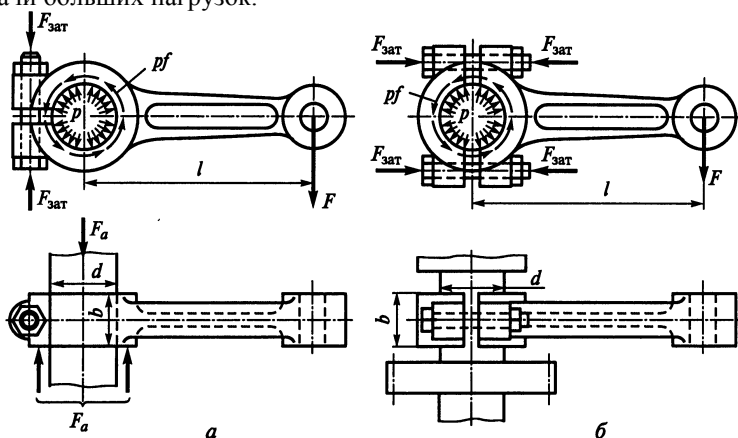


Рис 1.42 - Клеммовые соединения

Достоинства клеммового соединения: простота монтажа и демонтажа, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т. п.).

В зависимости от выполнения соединения при расчете можно рассмотреть два предельных случая.

Первый случай. Клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором. При этом можно допустить, что контакт деталей происходит по линии, а условие прочности соединения выражается в виде:

$$F_t d = F_n f d \geq T, 2F_n f \geq F_a, \quad (1.49)$$

где F_n — реакция в месте контакта;

f — коэффициент трения.

По условию равновесия любой половины клеммы:

$$F_n = 2 F_{зат}$$

где $F_{зат}$ — сила затяжки болтов.

Подставив F_n в формулы, найдем

$$2F_{зат} f d \geq T, 4F_{зат} f \geq F_a, \quad (1.50)$$

Второй случай. Клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении близок к нулю.

В этом случае можно полагать, что давление p распределено равномерно по поверхности соприкосновения деталей, а условия прочности соединения выражаются в виде

$$pf\pi db \frac{d}{2} \geq T; pf\pi db \geq F_a \quad (1.51)$$

По аналогии с формулой и рис, рассматривая равновесия полуклеммы, записываем

$$p = 2F_{зам}/(db) \quad (1.52)$$

После подстановки и сокращения получаем

$$\pi F_{зам} f d \geq T, 2\pi F_{зам} f \geq F_a, \quad (1.53)$$

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как $2/\pi$. Первый случай является самым неблагоприятным, а второй — наиболее рациональным с точки зрения требуемой затяжки болтов.

Следует заметить также, что наличие больших зазоров в соединении может привести к разрушению клеммы от напряжений изгиба. Практически конструкция с большими зазорами является дефектной.

В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку H8/h8. При такой посадке обеспечивается свободная сборка деталей без излишних зазоров.

Это дает основание рассматривать условия работы практически выполняемых клеммовых соединений как средние между двумя рассмотренными выше крайними случаями и рассчитывать их прочность по формулам

$$2,5F_{зам} f d \geq T, 5F_{зам} f \geq F_a, \quad (1.54)$$

Здесь коэффициенты 2,5 и 5 приближенно равны средней величине коэффициентов в формулах.

Расчет клеммового соединения с односторонним расположением болтов принято выполнять по тем же формулам. При этом условно полагают, что функции второго болта соединения выполняет сам материал рычага. Действительно, если верхний болт в конструкции по рис. 1.44 приварить к

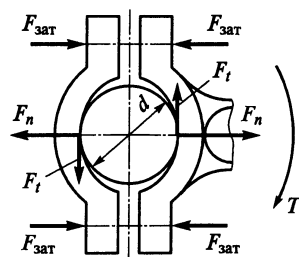


Рис 1.43 – К расчету клеммового соединения для первого случая

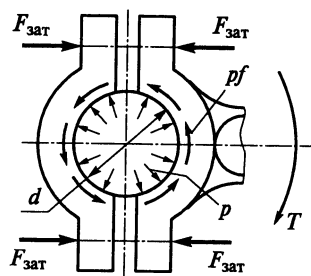


Рис 1.44 – К расчету клеммового соединения для второго случая

деталю, то условия работы клеммы и нижнего болта не изменятся, а конструкция станет подобна конструкции, изображенной на рис. 1.43.

Для определения потребной силы затяжки болтов преобразуем формулы к виду

$$F_{зам} = KT / (2,5zf d), F_{зам} = KF_d / (5zf) \quad (1.55)$$

При совместном действии T и F_a сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой F_a и окружной $F_t = 2T/d$ сил. Для такого случая

$$F_{зам} = K \sqrt{F_t^2 + F_a^2} / (5zf) \quad (1.56)$$

При найденной F расчет болтов на прочность выполняют по формуле. z – число болтов, расположенных с одной стороны вала, $K=1,3...1,8$ – коэффициент запаса. Коэффициент трения для чугунных и стальных деталей, работающих без смазки, можно выбирать в пределах $f \approx 0,15...0,18$.

2. ВАЛЫ, ОСИ, ПОДШИПНИКИ И МУФТЫ

2.1. Валы и оси

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях.

Вал предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси, для поддержания расположенных на нем деталей и восприятия действующих на них сил. При работе вал испытывает *изгиб* и *кручение*, а в некоторых случаях дополнительное растяжение или сжатие.

Ось только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на них силы. В отличие от вала ось не передает вращающего момента и, следовательно, *не испытывает кручения*. Оси могут быть вращающимися (рис 2.1а) вместе с насаженными на них деталями или не вращающимися (рис 2.1б).

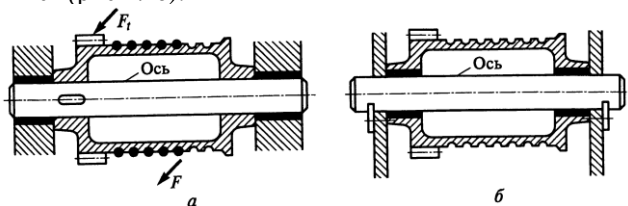


Рис. 2.1. Прямые гладкие оси

По форме геометрической оси валы делят на прямые (рис. 2.2) и не прямые – коленчатые и эксцентриковые. Непрямые валы относятся к специальным деталям и здесь не рассматриваются.

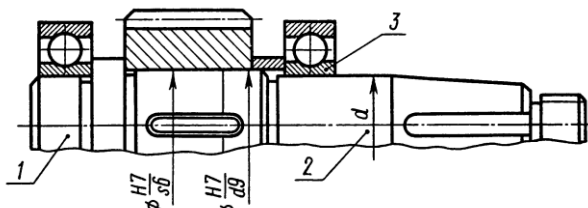


Рис. 2.2. Прямой ступенчатый вал: 1 – шип; 2 – шейка; 3 – подшипник

Оси, как правило, *изготавливают прямыми* (см. рис. 2.1). По конструкции прямые валы и оси мало отличаются друг от друга. Прямые валы и оси могут быть гладкими или ступенчатыми (см. рис. 2.2).

Ступенчатая форма способствует равной напряженности отдельных участков, упрощает изготовление и установку деталей на валу.

По *форме поперечного сечения* валы и оси бывают сплошные и полые (с осевым отверстием). Полые валы применяют для уменьшения массы или для размещения внутри другой детали.

По *внешнему очертанию поперечного сечения* валы разделяют на шлицевые и шпоночные, имеющие на некоторой длине шлицевой профиль или профиль со шпоночным пазом.

Опоры осей и валов

Цапфы – опорные участки вала или оси. Их подразделяют на *шипы, шейки и пяты*.

Шипом называют цапфу, расположенную на конце вала или оси и передающую преимущественно радиальную силу (см. рис. 2.2).

Шейкой называют цапфу в средней части вала или оси. *Опорами для шипов и шеек валов служат подшипники*. Шипы и шейки по форме могут быть *цилиндрическими, коническими или сферическими* (рис. 2.3). В большинстве случаев применяют цилиндрические цапфы.

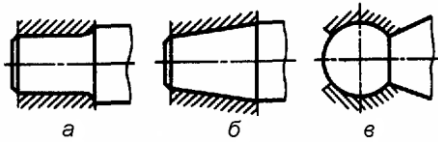


Рис. 2.3. Основные типы цапф под подшипники скольжения

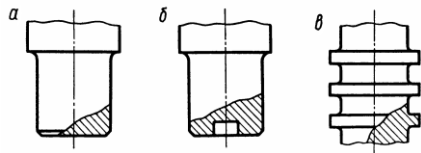


Рис. 2.4. Пяты

Пятой называют цапфу, передающую осевую силу (рис. 2.4). *Опорами для пят служат подпятники*. Пяты по форме бывают сплошными (рис. 2.4а), кольцевыми (рис. 2.4б) и гребенчатыми (рис. 2.4в). Гребенчатые пяты в настоящее время применяют редко.

Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют цилиндрическими и коническими (см. рис. 2.2). При посадках с натягом диаметр этих поверхностей принимают больше диаметра соседних участков для удобства напрессовки и снижения концентрации напряжений (см. рис. 2.2). Диаметры посадочных поверхностей и диаметры под подшипники скольжения выбирают из ряда нормальных линейных размеров, диаметры под подшипники качения – по стандартам на подшипники.

Конические концы валов (см. рис. 2.2) изготавливают с конусностью 1:10. Их применяют для облегчения монтажа устанавливаемых на вал деталей.

Переходные участки валов и осей между двумя ступенями разных диаметров выполняют:

- а) с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга (рис. 2.5а);
- б) с галтелью постоянного радиуса (рис. 2.5б) (галтель – поверхность плавного перехода от участка меньшего сечения к большему);
- в) с галтелью переменного радиуса (рис. 2.5в).

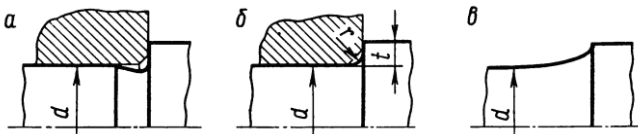


Рис. 2.5. Переходные участки вала

Переходные участки являются концентраторами напряжений. Эффективным средством для снижения концентрации напряжений в переходных участках является повышение их податливости путем выполнения разгрузочных канавок (рис. 2.6а), увеличения радиусов галтелей, выполнения отверстий в ступенях большего диаметра (рис. 2.6б). Деформационное упрочнение (наклеп) галтелей повышает несущую способность валов и осей.

Материалы валов и осей должны хорошо обрабатываться, быть прочными и иметь высокий модуль упругости. Этим требованиям наиболее полно удовлетворяют углеродистые и легированные стали, из которых преимущественно изготавливают валы и оси. Для валов и осей без упрочняющей термообработки применяют стали Ст5, Ст6; для валов с термообработкой – стали 45, 40Х. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости. Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

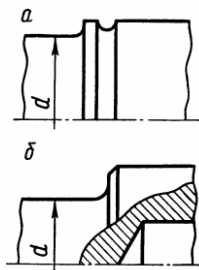


Рис. 2.6. Способы повышения усталостной прочности валов

Проектировочный расчет

Проектировочный расчет валов производят на статическую прочность с целью ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий момент T_k . Изгибающие моменты M оказывается возможным определить лишь после разработки конструкции вала, когда, согласно общей компоновке, выявляют его длину и места концентрации напряжений: галтели, шпоночные пазы и др. Поэтому проектировочный расчет вала производят условно только на кручение, а влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируют понижением допускаемых напряжений на кручение $[\tau]_k$.

При проектировочном расчете обычно определяют диаметр выходного конца, а для промежуточного вала – диаметр под колесом. Диаметры других участков вала назначают при разработке конструкции с учетом технологии изготовления и сборки.

Диаметр расчетного сечения вала вычисляют по формуле, известной из курса сопротивления материалов:

$$d = \sqrt{\frac{T_k}{0,2[\tau]_k}} \quad (2.1)$$

где T_k – крутящий момент, Н.м;

$[\tau]_k$ – допускаемое напряжение на кручение, Н/мм².

Для валов из сталей Ст.5, Ст.6, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца $[\tau]_k = 20...30$ Н/мм²; диаметра промежуточного вала под колесом $[\tau]_k = 10...20$ Н/мм².

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280.

Большие (меньшие) значения размеров получают умножением (делением) приведенных на 10 или 100.

При проектировании редукторов диаметр d выходного конца быстрого вала принимают равным $d = (0,8...1)d_3$, где d_3 – диаметр вала электродвигателя, с которым редуктор соединяют муфтой.

Форму и размеры вала уточняют после подбора подшипников, когда определяют необходимые размеры цапф.

Проверочный расчет валов производят на сопротивление усталости и на жесткость. Его выполняют после полного конструктивного оформления вала на основе проектировочного расчета, подбора подшипников, расчета соединений, участвующих в передаче вращающего момента, разработки различных конструктивных элементов, связанных с фиксацией и регулировкой установленных на валу деталей, назначения вида механической обработки и качества поверхностей отдельных участков.

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме. При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах (проверочный расчет валов рассматривается в курсовом проектировании [4,6,7]).

Пример. 2.1. Рассчитать тихоходный вал одноступенчатого цилиндрического косозубого редуктора привода ленточного транспортера (см.рис. 3.2). Вращающий момент на валу $T = 189,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Ширина венца зубчатого колеса $b_2 = 36 \text{ мм}$.

Решение 1. Материал вала принимаем сталь 45. Учитывая, что выходной конец вала помимо кручения испытывает изгиб от напряжения цепи, принимаем $[\tau]_к = 25 \text{ Н/мм}^2$.

2. Диаметр выходного конца вала по формуле (2.1)

$$d = \sqrt{\frac{T_к}{0,2[\tau]_к}} = \sqrt{\frac{189,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \text{ мм} = 33,8 \text{ мм}$$

По стандарту принимаем $d = 34 \text{ мм}$.

3. Разработка конструкции вала (рис.2.7).

Диаметр вала в месте посадки звездочки $d = 34 \text{ мм}$ получен расчетом. Диаметр в месте посадки подшипников принимаем $d_n = 40 \text{ мм}$. Диаметр в месте посадки колеса берем $d_k = 45 \text{ мм}$, чтобы колесо прошло свободно через посадочное место подшипника. Радиусы галтелей принимаем 1,5 мм. Конструктивно назначаем $l_1 = 50 \text{ мм}$, $l_2 = l_3 = 40 \text{ мм}$.

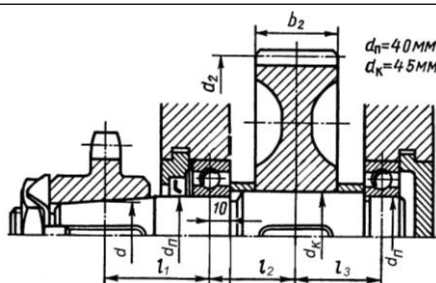


Рис. 2.7. Конструкция вала

2.2. Подшипники

Назначение и классификация. Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение оси вращения вала. Во избежание снижения КПД механизма потери в подшипниках должны быть минимальными. От качества подшипников в значительной степени зависят работоспособность и долговечность машин.

Подшипники классифицируют по виду трения и воспринимаемой нагрузке.

По виду трения различают: *подшипники скольжения*, у которых опорный участок вала скользит по поверхности подшипника; *подшипники качения*, у которых трение скольжения заменяют трением качения посредством установки шариков или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала.

По воспринимаемой нагрузке различают подшипники: *радиальные* – воспринимают радиальные нагрузки; *упорные* – воспринимают осевые нагрузки; *радиально-упорные* – воспринимают радиальные и осевые нагрузки. Все типы подшипников широко распространены.

Подшипники скольжения

В большинстве случаев подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей и смазывающих устройств. Конструкции подшипников разнообразны и определяются конструкцией машины. В простейшем виде подшипник скольжения представляет собой втулку (вкладыш), встроенную в станину машины (рис. 2.8).

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш 1, который устанавливают в корпусе подшипника или непосредственно в станине или раме машины. В процессе работы трущиеся поверхности цапфы и вкладыша находятся в состоянии относительного скольжения.

Подшипники скольжения делятся на *неразъемные* (см. рис. 2.8) и *разъемные* (рис. 2.9).

Неразъемные (глухие) подшипники применяют при малой скорости скольжения с перерывами в работе (механизмы управления и др.).

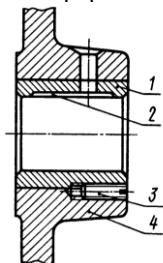


Рис. 2.8. Неразъемный подшипник:
1 – втулка; 2 – смазочная канавка;
3 – стопорный винт; 4 – станина

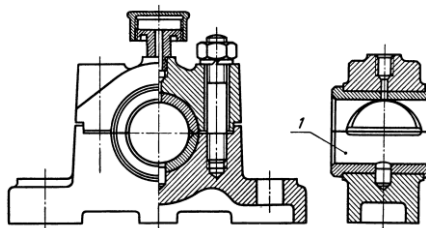


Рис. 2.9. Подшипник с разъемным корпусом и вкладышем

Разъемные подшипники имеют основное применение в общем и особенно в тяжелом машиностроении. Они облегчают монтаж валов.

При большой длине цапф применяют самоустанавливающиеся подшипники (рис. 2.10). Сферические выступы вкладышей позволяют им самоустанавливаться, устраняя тем самым перекосы цапф от деформации вала и неточностей монтажа, обеспечивая равномерное распределение нагрузки по длине вкладыша.

Пример конструкции подпятника показан на рис. 2.11.

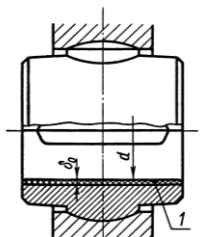


Рис. 2.10. Самоустанавливающийся подшипник: 1 – баббитовая заливка

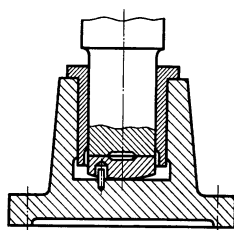


Рис. 2.11. Подпятник

Виды смазки

В подшипниках скольжения может быть полужидкостная и жидкостная смазка, переходящая последовательно одна в другую по мере возрастания угловой скорости вала от нуля до определенного значения.

Вращающийся вал увлекает смазочный материал в клиновой зазор между цапфой и вкладышем и создает гидродинамическую подъемную силу, вследствие которой цапфа всплывает по мере увеличения скорости (рис. 2.12).

В период пуска, когда скорость скольжения мала, большая часть поверхности трения разделена тонкой масляной пленкой. При увеличении скорости цапфа всплывает, и толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные выступы трущихся поверхностей остаются не разделенными смазочным материалом. Смазка в этом случае будет полужидкостной.

При дальнейшем возрастании угловой скорости и соблюдении определенных условий появляется сплошной устойчивый слой масла, полностью разделяющий шероховатости поверхностей трения. Возникает жидкостная смазка, при которой изнашивание и заедание отсутствуют.

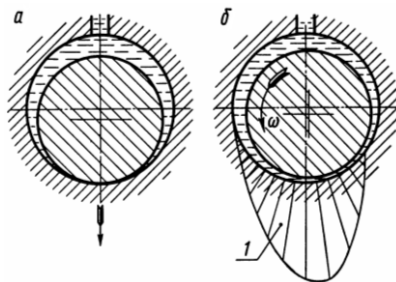


Рис. 2.12. Положение цапфы в состоянии покоя (а) и при вращении (б): 1 – эюра давлений в масляном слое

При малой угловой скорости вала создается граничная смазка, когда трущиеся поверхности не разделены слоем смазывающего материала, но на поверхностях цапфы и вкладыша имеется тонкая адсорбированная масляная пленка толщиной порядка 0,1 мкм.

Жидкостная смазка возникает лишь в специальных подшипниках при соблюдении определенных условий. *Большинство подшипников скольжения работают в условиях полужидкостной смазки, а в периоды пуска и останова – в условиях граничной смазки.*

Граничная и полужидкостная смазка объединяются одним понятием – несовершенная смазка.

Вкладыши изготавливают из бронзы, с баббитовой заливкой, чугуны, металлокерамические и из неметаллических материалов.

Условный расчет подшипников скольжения

Основным критерием работоспособности опор скольжения является износостойкость – сопротивление изнашиванию и заеданию.

Для оценки работоспособности и надежности подшипников, работающих в режиме несовершенной смазки, служат среднее давление на трущихся поверхностях p_m и удельная работа сил трения p_mv , где v – окружная скорость поверхности цапфы.

Расчет по среднему давлению p_m гарантирует невыдавливаемость смазки, а расчет по p_mv – нормальный тепловой режим и отсутствие заедания.

Для подшипников, работающих в режиме жидкостной смазки, выполняют специальный расчет, гарантирующий достаточную толщину масляного слоя между цапфой и вкладышем и отвод теплоты.

При расчете должны соблюдаться условия:

$$p_m = R_r / A \leq [p_m], \quad (2.1)$$

$$p_mv \leq [p_mv], \quad (2.2)$$

где R_r – радиальная нагрузка на подшипник;

A – площадь проекции цапфы на диаметральную плоскость.

Для шипа и шейки

$$A = d \cdot l$$

Здесь d и l – диаметр и длина шипа (шейки), которые определяются при расчете и конструировании вала. Для большинства подшипников $l = (0,5 \dots 1,2) d$.

Значения $[p_m]$ и $[p_mv]$ зависят от материала поверхностей трения.

Таблица 2.1. Допускаемые значения величин $[p_m]$ и $[p_mv]$

Материал	$[p_m]$, Н/мм ²	$[p_mv]$, МН·м/(м ² ·с)
Сталь по бронзе БрО5ЦС3	4...6	4..6
Закаленная сталь по баббиту	6...10	15...20
Сталь по серому чугуну	2...4	1..3

Пример 2.2. Проверить подшипник оси тележки, если размеры шейки $d = 60$ мм и $l = 70$ мм. Радиальная нагрузка на подшипники $R_r = 16$ кН при максимальной угловой скорости оси $\omega = 30$ рад/с. Материал вкладыша – БрО5ЦС3, материал оси – сталь 45.

Решение. 1. Окружная скорость шейки оси

$$v = \omega \cdot d / 2 = 30 \cdot 0,06 / 2 \text{ м/с} = 0,9 \text{ м/с}$$

2. Для БрО5ЦС3 принимаем $[p_m] = 4 \text{ Н/мм}^2$, $[p_m v] = 4 \text{ МН} \cdot \text{м} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

3. Среднее давление в подшипнике по формуле (2.1)

$$p_m = R_r / d \cdot l = 16 \cdot 10^3 / 60 \cdot 70 \text{ Н/мм}^2 = 3,8 \text{ Н/мм}^2 < [p_m]$$

Условие выполняется

4. Проверка подшипника на нагрев и отсутствие заедания по формуле (2.2)

$$p_m v = 3,8 \cdot 0,9 \text{ МН} \cdot \text{м} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}) = 3,42 \text{ МН} \cdot \text{м} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}) < [p_m v]$$

Подшипник для заданного режима работы пригоден.

Подшипники качения

Подшипники качения (рис. 2.13) представляют собой готовый узел, основным элементом которого являются тела качения - шарики 3 или ролики, установленные между кольцами 1 и 2 и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором 4. В процессе работы тела качения катятся по дорожкам качения колец, одно из которых в большинстве случаев неподвижно.

В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника кольца отсутствуют, и тела качения катятся непосредственно по цапфе и корпусу.

Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

– *по форме тел качения* (рис. 2.14) – шариковые (а) и роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими (б), коническими (в), бочкообразными (г), игольчатыми (д) и витыми (е) роликами;

– *по направлению воспринимаемой нагрузки* – радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные;

– *по числу рядов тел качения* – однорядные и многорядные; *по основным конструктивным признакам* – *самоустанавливающиеся* (например, сферические самоустанавливаются при неточном угловом расположении осей вала и отверстия в корпусе) и *несамоустанавливающиеся*; *с цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца и др.*

– *по габаритным размерам* – на серии. Для каждого типа подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения.

В зависимости от размера наружного диаметра подшипника серии бывают: *сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые.*

В зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на *особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие.*

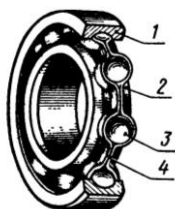


Рис. 2.13. Шариковый радиальный подшипник

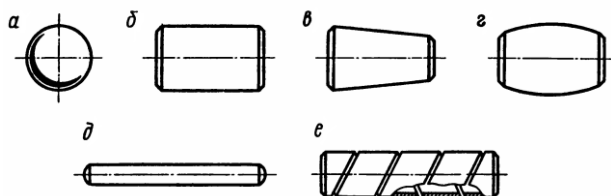


Рис. 2.14. Тела качения подшипников

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, широко распространенный шариковый радиальный однорядный подшипник успешно применяют для восприятия не только комбинированных (совместно действующих радиальной и осевой), но и чисто осевых нагрузок, а упорно-радиальные подшипники обычно используют только для восприятия осевых нагрузок.

На рис. 2.15 изображены основные типы подшипников качения.

Радиальные шариковые подшипники (1, см. рис. 2.15) наиболее простые и дешевые. Они допускают небольшие перекосы вала (до $1/4^\circ$) и могут воспринимать осевые нагрузки, но меньшие радиальных. Эти подшипники широко распространены в машиностроении.

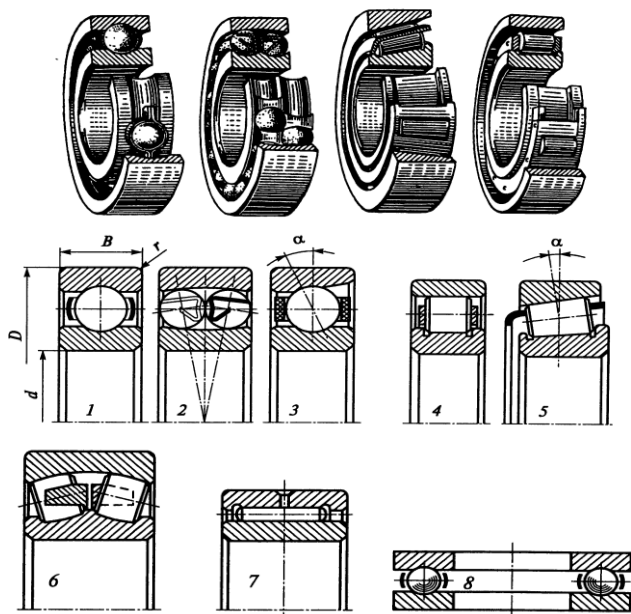


Рис. 2.15. Основные типы подшипников качения

Радиальные роликовые подшипники (4, см. рис. 2.15) благодаря увеличенной контактной поверхности допускают значительно большие нагрузки, чем шариковые. Однако они не воспринимают осевые нагрузки и плохо работают при перекосах вала. В роликовых цилиндрических и конических подшипниках с бочкообразными роликами концентрация нагрузки от неизбежного перекоса вала существенно снижается. Аналогичное сравнение можно провести и между *радиально-упорными шариковыми* 3 и *роликовыми* 5 подшипниками.

Сферические шариковые 2 и *роликовые* 6 подшипники применяют в тех случаях, когда допускают значительный перекош вала (до $2...3^0$). Они имеют сферическую рабочую поверхность наружного кольца и ролики бочкообразной формы. Эти подшипники допускают небольшие осевые нагрузки.

Применение *игольчатых подшипников* 7 позволяет уменьшить габариты (диаметр) при значительных нагрузках. *Упорный подшипник* 8 воспринимает только осевые нагрузки и плохо работает при перекосе оси.

Расчет (подбор) подшипников качения

Статический расчет – только для подшипников, делающих меньше одного оборота, например, подшипников поворотных кранов, грузоподъемных крюков и пр.

$$R < C_0,$$

где R – реакция опоры;

C_0 – допускаемая статическая грузоподъемность подшипника (по каталогам подшипников).

Расчет на долговечность (по динамической грузоподъемности) – основной расчет.

C – паспортная динамическая грузоподъемность подшипника (по каталогам подшипников) – это такая постоянная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение одного миллиона оборотов без появления признаков усталости.

Динамическая грузоподъемность и ресурс работы подшипника L (в миллионах оборотов) связаны эмпирической формулой

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (2.3)$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник (см. ниже), $p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников.

Ресурс подшипника в часах работы

$$L_h = 10^6 L / (60n), \quad (2.4)$$

где n – частота вращения подшипника, об/мин.

Эквивалентная динамическая нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников:

$$P = (XVF_r + YF_a) K_\sigma K_T, \quad (2.5)$$

где F_r – радиальная нагрузка на опору;

F_a – осевая нагрузка на опору;

V – коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается: если внутреннее – $V=1$; если наружное $V=1,2$;

X и Y – табличные коэффициенты, характеризующие способность данного типа подшипника воспринимать радиальную и осевую нагрузку (выбираются по каталогам подшипников);

K_ϕ – коэффициент безопасности, зависящий от характера воспринимаемой нагрузки и степени ответственности механизма в машине (выбирается по справочникам в пределах 1,0-2,5);

K_T – табличный температурный коэффициент, при $t < 100^\circ\text{C}$ – $K_T = 1$.

Таблица 2.2. Коэффициенты X и Y

Тип подшипника	α°	F_d/C_0	$F_d/(VF_r) \leq e$		$F_d/(VF_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый однорядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый однорядный	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,461	0,37
		0,086				,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54

Пример 2.3. Подобрать подшипники качения для вала редуктора (см. рис. 2.7). Диаметр цапф вала $d_n=40$ мм, угловая скорость вала $n = 248 \text{ мин}^{-1}$. Нагрузка нереверсивная, спокойная. Рабочая температура подшипникового узла не должна превышать 65°C . Ресурс подшипников $L_A=12 \cdot 10^3$ ч. Наибольшая радиальная нагрузка на опору $F_r = 3720 \text{ H}$; осевая сила $F_a = 570 \text{ H}$.

Решение. 1. Подбираем подшипник по более нагруженной опоре по условию задачи. Выбор типа подшипника. По условиям работы подшипникового узла (небольшая угловая скорость, малая осевая нагрузка) намечаем для обеих опор наиболее дешевый шариковый радиальный подшипник легкой серии 208.

Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
	Размеры, мм			C	C ₀
№ 208	40	80	18	32,0	17,8

3. Расчетные коэффициенты. В соответствии с условиями работы подшипника принимаем: $V=1$; $K_\phi=1$; $K_T=1$.

4. Коэффициент осевого нагружения e . При $F_a = 570 \text{ H}$ вычисляем отношение $F_d/C_0 = 570 / (17,8 \cdot 10^3) = 0,032$

По табл. 2.2 принимаем $e = 0,23$.

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (X и Y). Вычисляем отношение

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{570}{3720} = 0,15 < e$$

По табл. 2.2 принимаем $X=1$; $Y=0$.

5. Эквивалентная нагрузка по формуле (2.5):

$$P_3 = (XVF_r + YF_a)K_oK_r = (1 \cdot 1 \cdot 3720 + 0) \cdot 1 \cdot 1H = 3720 \text{ Н}$$

6. Расчетная долговечность, млн об. по формуле (2.3):

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^3 = \left(\frac{32 \cdot 10^3}{3720} \right)^3 = 636,5 \text{ млн об.}$$

7. Расчетная долговечность, ч по формуле (2.4):

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{636,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 248} = 42,78 \cdot 10^3 \text{ ч}$$

Так как расчетная долговечность больше заданной ($L_h = 42780 \text{ ч} > L_A = 12000 \text{ ч}$), то подшипник № 208 *пригоден*.

2.3. Муфты

Муфтами в технике называют устройства, которые служат для соединения концов валов, стержней, труб, электрических проводов и т. д. Рассмотрим только муфты для соединения валов. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт (рис. 2.16). Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Так, например, муфты используют для включения и вы-

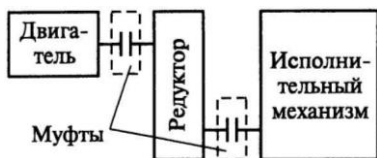


Рис. 2.16. Типовая компоновка машины

ключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты); предохранения машины от перегрузки (предохранительные муфты); компенсации вредного влияния несоосности валов (компенсирующие муфты); уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т. д.

В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению и конструкции. Классификация муфт по этим признакам представлена в виде схемы (рис. 2.17). В электрических и гидравлических муфтах, указанных на этой схеме, используют принципы сцепления за счет электромагнитных и гидродинамических сил. Эти муфты изучают в специальных курсах. В курсе «Детали машин» изучают только механические муфты.

Широко применяемые муфты стандартизованы. Основной паспортной характеристикой муфты является величина вращающего момента, на передачу которого она рассчитана.



Рис. 2.17. Классификация муфт

Постоянные муфты

Глухие муфты соединяют соосные валы в одну жесткую линию. Относятся к постоянным муфтам. Применяются в тихоходных приводах. Из различных видов глухих муфт наибольшее распространение получили втулочные и фланцевые.

Втулочная муфта представляет втулку, насаживаемую на концы валов (рис. 2.18). Применяется для передачи небольших вращающих моментов. Имеет простую конструкцию, малые габариты и низкую стоимость. Недостатком муфты является неудобный монтаж и демонтаж, связанные с осевым смещением валов или муфты вдоль вала. Материал втулки – сталь 45.

Втулочную муфту выбирают по стандарту. Шпоночное соединение проверяют на прочность.

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт с фланцами, стянутыми болтами (рис. 2.19), причем половина болтов установлена с зазором, а другая – без зазора.

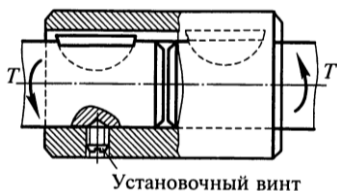


Рис. 2.18. Втулочная муфта

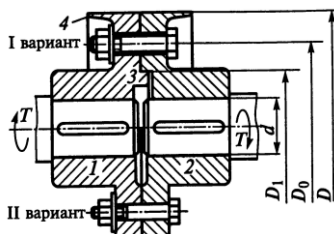


Рис. 2.19. Фланцевая муфта

Фланцевые муфты соединяют отдельные части валопровода в один вал, работающий как целый. Для того чтобы этот составной вал оставался прямолинейным, необходима строгая соосность его частей и пригонка полумуфт, в противном случае неизбежны изгиб вала, его биение и появление дополнительных нагрузок на опоры

Фланцевые муфты просты по конструкции, надежны в работе, могут передавать большие моменты. Они широко распространены в машиностроении. Материал полумуфт – сталь 40 или сталь 35Л, допускается также чугун СЧ20.

Эти муфты выбирают по стандарту. Проверочный расчет болтов на прочность выполняют методами, изложенными в разделе 1.1.

Жесткие компенсирующие муфты относятся к постоянным муфтам и предназначены для соединения валов с компенсацией радиальных (рис. 2.20а), осевых (рис. 2.20б) и угловых (рис. 2.20в) смещений вследствие неточности изготовления и монтажа.

Компенсация отклонений от соосности валов достигается за счет подвижности жестких деталей муфты. Эти муфты уменьшают дополнительные нагрузки на валы и подшипники, вызываемые отклонениями от соосности валов. Наибольшее распространение из группы компенсирующих муфт получили зубчатые и цепные.

Зубчатая муфта стандартизована (рис. 2.21). Состоит из двух обоев с внутренними зубьями эвольвентного профиля, которые зацепляются с зубьями втулок, насаживаемых на концы валов.

Обоймы соединены между собой болтами, поставленными в отверстия без зазора. Втулки и обоймы изготавливают из стали 40 или 45Л. Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов за счет боковых зазоров в зацеплении и обточки зубьев втулок по сфере. Компенсация отклонений от соосности валов сопровождается скольжением зубьев. Угол перекоса оси каждой втулки относительно оси обоймы допускается до $1^{\circ}30'$.

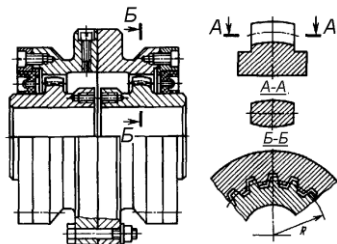


Рис. 2.21. Зубчатая муфта

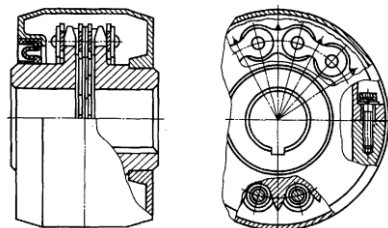


Рис. 2.22. Цепная муфта

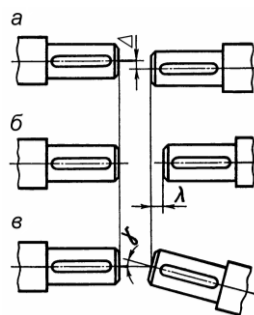


Рис. 2.20. Погрешности монтажа валов:

а – радиальное смещение на величину Δ ; б – осевое смещение на величину λ ; в – угловое смещение на величину γ

Цепная муфта состоит из двух полумуфт-звездочек, имеющих одинаковые числа зубьев (рис. 2.22), охватывающей их общей цепи и защитного кожуха, заполненного пластичным смазочным материалом. Применяются цепи роликовые однорядные и двухрядные, а также зубчатые.

Достоинства цепных муфт – простота конструкции и обслуживания, относительно небольшие габариты. При монтаже и демонтаже не требуется осевого смещения узлов.

Из-за наличия зазоров в шарнирах цепи и в сопряжении ее со звездочками цепные муфты имеют значительные люфты. Поэтому их не применяют в реверсивных приводах (реверс будет сопровождаться ударами).

Упругие муфты относятся к постоянным муфтам. Основная часть этих муфт – *упругий элемент*, который передает вращающий момент от одной полумуфты к другой. Упругие муфты смягчают толчки и удары; служат средством защиты от резонансных крутильных колебаний, возникающих вследствие неравномерного вращения; допускают сравнительно большие смещения осей соединяемых валов.

Основные характеристики упругих муфт – *жесткость* или (обратная ей величина) *податливость* и *демпфирующая способность*, т. е. способность превращать в теплоту энергию при деформации упругих элементов муфты.

По конструкции упругие муфты разнообразны. По материалу упругих элементов они делятся на *муфты с неметаллическими упругими элементами* (обычно резиновыми) и *муфты с металлическими упругими элементами*.

Типовые конструкции упругих муфт рассмотрены ниже.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) состоит из двух дисковых полумуфт (рис. 2.23), в одной из которых в конических отверстиях закреплены соединительные пальцы с гофрированными резиновыми втулками. Материал полумуфт – чугун СЧ20, сталь 35 или 35Л. Материал пальцев – сталь 45.

Муфта МУВП широко применяется для соединения машин с электродвигателями при передаче малых и средних вращающих моментов. Она проста в изготовлении. Наружная поверхность полумуфт может использоваться в качестве тормозного барабана. Муфту подбирают по стандарту в диапазоне диаметров валов $d=16...150$ мм.

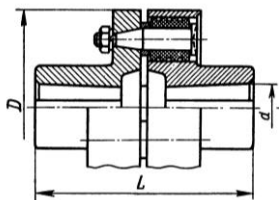


Рис. 2.23. Муфта упругая втулочно-пальцевая

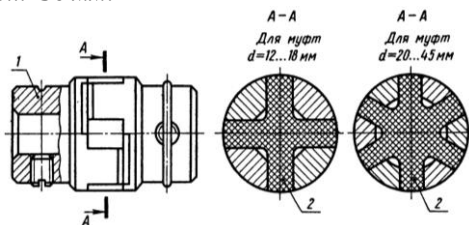


Рис. 2.24. Муфта упругая со звездочками

Муфта упругая со звездочкой. Состоит из двух полу муфт 1 с торцовыми кулачками и резиновой звездочки 2, зубья которой расположены между кулачками (рис. 2.24). При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев.

Муфта компактна и надежна, компенсирующая способность ее невелика. Применяется для соединения быстроходных валов.

Сцепные муфты

Сцепные (управляемые) муфты служат для быстрого соединения и разъединения валов при работающем двигателе. Применяются при строгой соосности валов. По принципу работы делятся на кулачковые и фрикционные. Все сцепные муфты должны легко и быстро включаться при незначительной силе, а также иметь малый нагрев и небольшую изнашиваемость при частых переключениях.

Кулачковые муфты состоят из двух полу муфт с кулачками на торцовых поверхностях (рис. 2.25). При включении кулачки одной полу муфты входят во впадины другой, создавая жесткое сцепление. Для переключения муфты одна полу муфта передвигается вдоль вала по направляющей шпонке или шлицам механизмом управления муфтой.

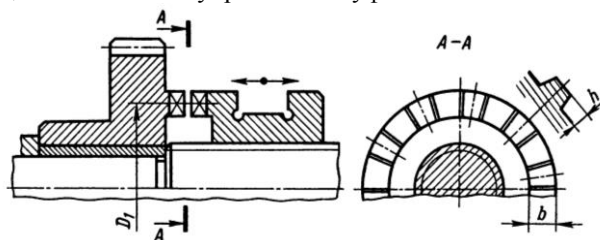


Рис. 2.25. Принципиальная конструктивная схема кулачковой муфты

Материал полу муфт – сталь 20Х или 20ХН. Для повышения износостойкости рабочие поверхности кулачков цементируют и закаливают до твердости 54...60 HRC.

Применяются в механизмах, где должно быть обеспечено постоянное передаточное число (металлорежущие станки), а также при передаче больших вращающих моментов, когда переключения производят редко.

Фрикционные муфты служат для плавного сцепления валов под нагрузкой на ходу при любых скоростях. Передача вращающего момента осуществляется силами трения между трущимися поверхностями деталей муфты (рис. 2.26 а-в). В начале включения за счет проскальзывания рабочих поверхностей муфты разгон ведомого вала происходит плавно, без удара, с постепенным нарастанием передаваемого вращающего момента по мере увеличения нажимной силы F . При установившемся движении проскальзывание отсутствует, муфта замыкается и оба вала вращаются с одной и той же угловой скоростью.

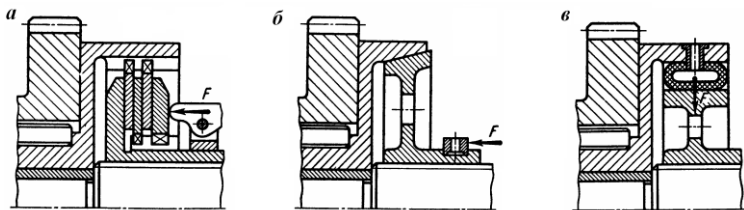


Рис. 2.26. Схемы фрикционных муфт

В момент перегрузок фрикционные муфты пробуксовывают, предохраняя машину от поломок.

По форме поверхности трения фрикционные муфты (рис. 2.26) делятся на дисковые (а), конусные (б) и цилиндрические (в). В дисковых муфтах рабочими поверхностями служат плоские торцовые поверхности дисков, в конусных – конические, а в цилиндрических – цилиндрические.

По условиям смазывания муфты бывают *масляные* и *сухие*. Масло служит для уменьшения износа, улучшения расцепления рабочих поверхностей и отвода теплоты.

Самоуправляемые муфты

Самоуправляемые муфты предназначены для автоматического сцепления и расцепления валов при изменении заданного режима работы машины. Самоуправляемые муфты бывают: по направлению вращения – *обгонные*, по угловой скорости – *центробежные*, по моменту – *предохранительные*.

Обгонные муфты, или муфты свободного хода, служат для передачи вращающего момента в одном направлении. Наибольшее распространение получила роликовая муфта (рис. 2.27) с диапазоном диаметров валов $d = 10 \dots 90$ мм и числом роликов $z = 3 \dots 5$.

Эта муфта состоит из двух полумуфт, одна из которых имеет форму кольца, а вторая – форму звездочки с вырезами для роликов. Для быстрого включения муфты ролики отжимаются пружинами. При передаче вращающего момента ролики заклиниваются между полумуфтами в суживающейся части выреза, образуя жесткое сцепление. Если по какой-либо причине угловая скорость ведомого вала превысит угловую скорость ведущего, то вследствие обгона ролики расклинятся, выкатятся в расширенную часть выреза и муфта автоматически выключится. При останове ведущего вала ведомый вал продолжает вращаться.

Материал деталей муфты – стали ШХ15 и 20Х, термообработанные до высокой твердости рабочих поверхностей. Ролики должны быть постоянно смазаны маловязким маслом.

Обгонные роликовые муфты работают бесшумно, допуская большую частоту включений. Применяются в станках, автомобилях и т. д.

Центробежные муфты предназначены для автоматического включения или выключения ведомого вала при достижении ведущим валом заданной угловой скорости.

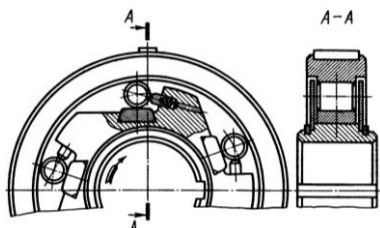


Рис. 2.27. Муфта обгонная

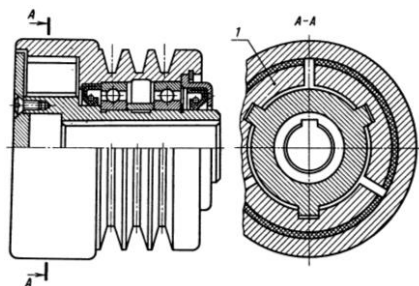


Рис. 2.28. Центробежная колодочная муфта

По устройству центробежные муфты представляют собой фрикционные муфты, у которых механизмом управления служат грузы-колодки 1 (рис. 2.28), находящиеся под действием центробежных сил. При достижении ведущим валом заданной угловой скорости центробежные силы, действуя на грузы, производят включение муфты. Передача вращающего момента осуществляется силой трения, пропорциональной квадрату угловой скорости. Размеры муфт принимают конструктивно. Рабочие поверхности трения грузов проверяют на износостойкость аналогично фрикционным муфтам.

Предохранительные муфты предназначены для предохранения машин от перегрузок. Муфты ставят как можно ближе к месту возникновения перегрузки; они могут работать только при строгой соосности валов.

По принципу работы предохранительные муфты делятся на пружинно-кулачковые, фрикционные и с разрушающимся элементом.

Пружинно-кулачковая предохранительная муфта по конструкции аналогична цепной кулачковой, только подвижная в осевом направлении полумуфта прижимается к неподвижной не механизмом управления, а постоянно действующей пружиной с регулируемой силой.

Фрикционные предохранительные муфты отличаются большим разнообразием. Применяются при частых кратковременных перегрузках. Конструкция этих муфт аналогична конструкции цепных фрикционных муфт. Сила нажатия в них создается пружинами, отрегулированными на передачу предельного вращающего момента. Пружины периодически регулируют, так как по мере износа поверхностей трения диски сближаются, уменьшая силу сжатия пружин. Чаше других используются сухие многодисковые муфты, размеры которых подбирают по стандарту или принимают конструктивно, а затем проверяют расчетом аналогично цепным фрикционным муфтам.

Из муфт с разрушающимся элементом наибольшее распространение получила фланцевая муфта со срезным штифтом. Состоит из двух фланцевых полумуфт, соединенных штифтом. При перегрузке штифт срезается, и муфта выключается. Штифт выполняют из стали 45. Материал втулок - сталь 40Х с закалкой.

Сведения о выборе и расчете муфт

Применяемые в машиностроении муфты стандартизованы. Муфты каждого типоразмера выполняют для некоторого диапазона диаметров вала. Основным критерием при выборе стандартных муфт является передаваемый вращающий момент.

При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетом. Стандартизованные или нормализованные муфты не рассчитывают. Их, как правило, выбирают, как и подшипник качения, по таблицам справочников.

Выбор стандартных муфт. Основной характеристикой при выборе муфт является передаваемый расчетный момент

$$T_p = K_p \cdot T \leq [T]_p, \quad (2.6)$$

где K_p – коэффициент режима работы;

T – номинальный вращающий момент при установившемся режиме работы;

$[T]_p$ – допускаемый вращающий момент, передаваемый муфтой (по справочникам).

3. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Введение в передачи

Механическими передачами, или просто передачами, называют механизмы, передающие работу двигателя исполнительному органу машины. Передавая механическую энергию, передачи одновременно могут выполнять следующие функции:

- а) понижать и повышать угловые скорости, соответственно повышая или понижая вращающие моменты;
- б) преобразовывать один вид движения в другой (вращательное в возвратно-поступательное, равномерное и прерывистое и т. д.);
- в) регулировать угловые скорости рабочего органа машины;
- г) реверсировать движение (прямой и обратный ход);
- д) распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

В настоящем курсе рассматриваются только наиболее распространенные из механических передач.

Классификация передач. В зависимости от принципа действия все механические передачи делятся на две группы:

- 1) передачи зацеплением – зубчатые, червячные, цепные;
- 2) передачи трением – фрикционные и ременные. Все передачи трением имеют повышенную изнашиваемость рабочих поверхностей, так как в них неизбежно проскальзывание одного звена относительно другого.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев бывают:

- а) передачи непосредственного контакта – фрикционные, зубчатые, червячные;
- б) передачи гибкой связью – ременные, цепные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

Основные кинематические и силовые соотношения в передачах. Особенности каждой передачи и ее применение определяются следующими основными характеристиками:

- 1) мощностью на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах или вращающими моментами T_1 и T_2 на тех же валах;
- 2) угловой скоростью ведущего со ω_1 и ведомого ω_2 валов (рис. 3.1а, б).

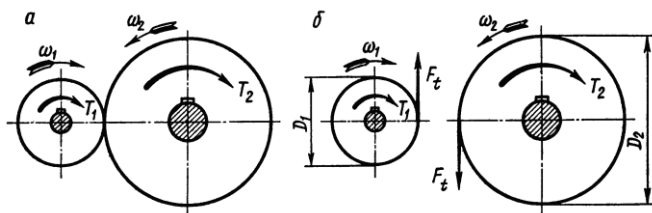


Рис. 3.1. Схема для определения направления вращающих моментов в передаче:
а – колеса в рабочем положении; б – колеса, условно раздвинутые

Это две основные характеристики необходимы для выполнения проектного расчета любой передачи.

Дополнительными характеристиками являются:

а) *механический КПД передачи*

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.1)$$

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий КПД

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_n, \quad (3.2)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и других передач, подшипников, муфт);

б) *окружная скорость* ведущего или ведомого звена, м/с:

$$v = \frac{\omega \cdot d}{2}, \quad (3.3)$$

где d – диаметр колеса, шкива и др. Окружные скорости обоих звеньев передачи при отсутствии скольжения равны, т.е. $v_1 = v_2$;

в) *окружная сила* (см. рис. 3.1), Н:

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{2T}{d}, \quad (3.4)$$

где P – мощность, Вт;

г) *вращающий момент*, Н/м:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{F_t \cdot d}{2}, \quad (3.5)$$

где P – в Вт;

d – в м.

Вращающий момент T_1 ведущего вала является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент T_2 ведомого вала – момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала;

д) *передаточное число* u . При $v_1 = v_2$ или $\omega_1 \cdot d_1/2 = \omega_2 \cdot d_2/2$

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.6)$$

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdots u_n, \quad (3.7)$$

где $u_1, u_2, \dots, u_n$ – передаточные числа каждой ступени.

Вычисленное значение u следует округлить до величины по ГОСТ 2185-66:

первый ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

второй ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Передаточное число привода реализуется применением в силовой цепи многоступенчатых однотипных передач, а также передач разных видов (рис. 3.2).

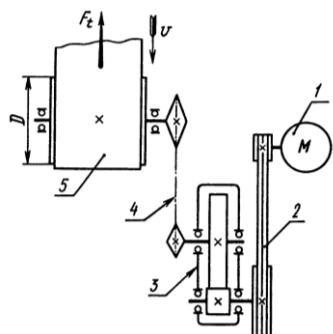


Рис. 3.2. Схема привода ленточного транспортера: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – редуктор цилиндрический одноступенчатый; 4 – цепная передача; 5 – ленточный транспортер

3.2. Зубчатые передачи

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес (рис. 3.3 а – з). Меньшее зубчатое колесо принято называть *шестерней*, большее – *колесом*. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, параметрам колеса – индекс 2.

В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают: *цилиндрические* – при параллельных осях (рис. 3.3а, б); *конические* – при пересекающихся осях (рис. 3.3 в-з); *винтовые* – при скрещивающихся осях (рис. 3.4). Винтовые зубчатые передачи характеризуются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью, поэтому имеют ограниченное применение.

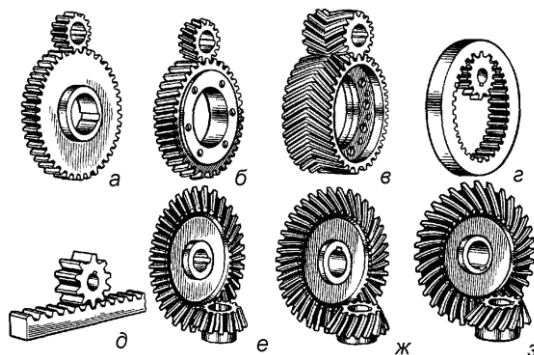


Рис. 3.3. Основные виды зубчатых колес

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют реечную передачу (рис. 3.3д), которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как колесо, диаметр которого увеличен до бесконечности.

В зависимости от расположения зубьев на ободке колес различают (см. рис. 3.3) передачи: прямозубые (а), косозубые (б), шевронные (в) и с круговыми зубьями (см. рис. 3.3ж).

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают эвольвентные, с зацеплением Новикова (рис. 3.5), циклоидальные. В современном машиностроении широко применяют эвольвентное зацепление.

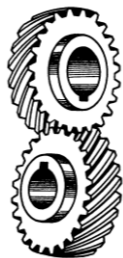


Рис. 3.4. Винтовая зубчатая передача

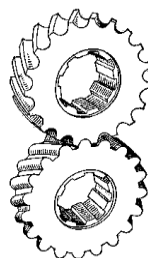


Рис.3.5. Зацепление Новикова

В 1954 г. М. Л. Новиков предложил принципиально новое зацепление, в котором профиль зуба очерчен дугами окружностей. Это зацепление возможно лишь при косых зубьях.

Циклоидальное зацепление в настоящее время сохранилось в приборах и часах.

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают внешнего (см. рис. 3.3 а-в) и внутреннего (рис. 3.3г) зацепления. Ниже рассматриваются передачи внешнего зацепления как наиболее распространенные.

В зависимости от конструктивного исполнения различают открытые и закрытые зубчатые передачи. Закрытые передачи помещены в пыле- и влагонепроницаемые корпуса и работают в масляной ванне (зубчатое колесо погружают в масло на глубину до $1/3$ радиуса). В открытых передачах зубья колес работают всухую или при периодическом смазывании пластичным смазочным материалом и не защищены от влияния внешней среды.

В зависимости от числа ступеней зубчатые передачи бывают одно- и многоступенчатые.

В зависимости от относительного характера движения валов различают рядовые зубчатые передачи и планетарные.

Материалы зубчатых колес

Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения передачи и условий ее работы. Чаще всего применяют стали, реже – чугуны и пластмассы.

Стали. Основными материалами для изготовления зубчатых колес силовых передач служат термически обрабатываемые стали.

В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы.

Первая группа – зубчатые колеса с твердостью поверхностей зубьев $H < 350 \text{ HB}$. Материалами для колес этой группы служат углеродистые стали 40, 45, 50Г, легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и др. *Термообработку (улучшение) производят до нарезания зубьев.* Твердость сердцевины зуба и его рабочей поверхности для улучшенных колес одинакова. *Колеса при твердости поверхностей зубьев $H < 350 \text{ HB}$ хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению.* Применяют в слабо- и средненагруженных передачах. Область применения улучшенных зубчатых колес сокращается. *Твердость шестерни прямозубой передачи рекомендуют принимать на 25...50HB больше твердости колеса.* Это способствует прирабатываемости, сближению долговечности шестерни и колеса, повышению сопротивления заеданию зубчатых колес.

Вторая группа – колеса с твердостью рабочих поверхностей $H > 45 \text{ HRC}$, ($H > 350 \text{ HB}$). При $H > 350 \text{ HB}$ твердость материала измеряется по шкале HRC. *Высокая твердость* поверхностных слоев материала при сохранении вязкой сердцевины достигается применением поверхностного термического или химико-термического упрочнения: *поверхностной закалки, цементации и нитроцементации с закалкой, азотирования.*

Общие сведения о расчете на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых передач

Для хорошо смазываемых зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, *основными критериями работоспособности зубьев являются контактная прочность и прочность при изгибе.*

Под контактной прочностью понимают способность контактирующих поверхностей зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного выкрашивания. Расчет сводится к проверке условия прочности:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (3.8)$$

где σ_H – контактное напряжение в полюсе зацепления;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение.

Расчет на контактную прочность

Контактная прочность зубьев является основным критерием работоспособности большинства зубчатых передач. При выводе расчетной зависимости по условию контактной прочности получают формулу для проекторочного расчета закрытых цилиндрических стальных передач:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (3.9)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм;

K_a – для косозубых и шевронных передач $K_a = 43,0$; для прямозубых принимается $K_a = 49,5$

u – передаточное отношение ступени;

T – крутящий момент вала, Н·мм;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

$[\sigma_H]$ – предельно допускаемое напряжение;

ψ_{ba} – коэффициент отношения зубчатого венца к межосевому расстоянию, при проектировании для косозубой передачи $\psi_{ba} = 0,25 \div 0,40$, для прямозубых передач принимают $\psi_{ba} = 0,125 \div 0,25$; для шевронных $\psi_{ba} = 0,5 \div 1,0$.

После вычисления межосевого расстояния необходимо принять по стандартному значению межосевого расстояния в соответствии с ГОСТ 2185-81.

Основные геометрические параметры передачи

Модуль зацепления m :

$$m = (0,01-0,02) \cdot a_w \quad (3.10)$$

округляется до стандартного значения по ГОСТ 9563-80 (мм).

Для косозубых колёс стандартным модулем считается нормальный – m_n .

Делительные окружности зубчатого колеса:

$$d = \frac{m_n}{\cos \beta} z, \quad (3.11)$$

где β – угол наклона зубьев зубчатых колес (для прямозубых $\beta=0$);

z – число зубьев зубчатых колес.

Ширина зубчатого колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (3.12)$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + (2-8) \text{ мм} \quad (3.13)$$

Диаметры вершин зубьев

$$d_a = d + 2m_n \quad (3.14)$$

Коэффициент шестерни по диаметру

$$\psi_{bd} = b_1 / d_1, \quad (3.15)$$

где b_1 – ширина зуба для шестерни, мм;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм.

Силы, действующие в зацеплении

В зацеплении действуют три силы:

Окружная

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (3.16)$$

где T_1 – крутящий момент ведущего вала, Н·мм;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм.

Радиальная

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}, \quad (3.17)$$

где α – угол зацепления (в курсовых $\alpha = 20^\circ$).

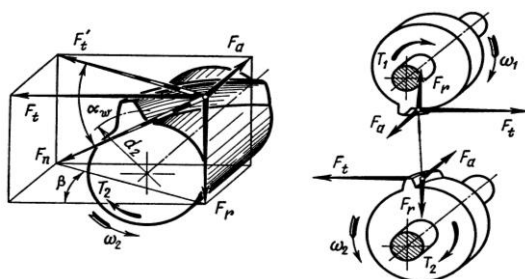


Рис. 3.6. Схема сил в косозубой передаче

Осевая

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (3.18)$$

Проверка зубчатой передачи на выносливость по контактным напряжениям для прямозубых передач выполняется по формуле

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (u_1 + 1)^3}{b_2 \cdot u_1^2}} \quad (3.19)$$

Для косозубых передач

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (u_1 + 1)^3}{b_2 \cdot u_1^2}}, \quad (3.20)$$

где K_H – коэффициент нагрузки.

Расчет на изгиб

Прочность при изгибе – это способность зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного излома зуба.

Условие прочности:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F, \quad (3.21)$$

где σ_F – напряжение изгиба в опасном сечении зуба;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба зуба.

Проверка зубчатой передачи на выносливость по напряжениям изгиба (излом зуба) выполняется по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_n}, \quad (3.22)$$

где F_t – окружная сила на колесе, Н;

K_F – коэффициент нагрузки,

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба.

Для косозубых передач коэффициент формы зуба Y_F следует принимать не по фактическому числу зубьев z , а по эквивалентному z_v , которое учитывает повышение несущей способности косозубых передач.

$$z_v = z / \cos^3 \beta \quad (3.23)$$

Y_β – коэффициент, компенсирующий погрешности принятой расчётной схемы и при расчёте прямозубых колёс не учитывается.

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^0}{140}, \quad (3.24)$$

где β^0 – угол наклона делительной линии зуба;

K_{Fa} – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, определяется по формуле

$$K_{Fa} = \frac{4 + (\varepsilon_a - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_a}, \quad (3.25)$$

где ε_a – коэффициент торцового перекрытия,

n – степень точности.

В курсовом проектировании можно принимать среднее значение $\varepsilon_a = 1,5$ и степень точности 8-ю; тогда $K_{Fa} = 0,92$.

Проверку на изгиб следует проводить для того зубчатого колеса, для которого отношение $[\sigma_F] / Y_F$ меньше.

Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом Σ (см. рис. 3.3). Наибольшее распространение имеют передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$, которые и рассмотрены ниже. Конические колеса (см. рис. 3.3) бывают с прямыми (e), круговыми (z) и редко с шевронными зубьями.

Конические прямозубые передачи имеют начальный линейный, а передачи с круговыми зубьями – точечный контакт в зацеплении. Конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом.

Сопряженные колеса с круговым зубом имеют противоположное направление линии зубьев – правое и левое, если смотреть со стороны вершины конуса. Шестерни выполняют с правым зубом, колеса – с левым.

В конических передачах шестерню располагают консольно.

Передаточное число.

$$u = n_1/n_2 = d_{e2}/d_{e1} = z_2/z_1, \quad (3.26)$$

где d_{e1} и d_{e2} – соответственно внешние делительные диаметры.

Для конической прямозубой передачи рекомендуют $u = 2...3$ при колесах с круговыми зубьями и до 6,3.

В конических зубчатых колесах высота зуба, следовательно, и модуль зацепления, увеличиваются от внутреннего к внешнему дополнительному конусу. Для удобства измерения размеры конических колес принято определять по внешнему торцу зуба, образованному внешним дополнительным конусом.

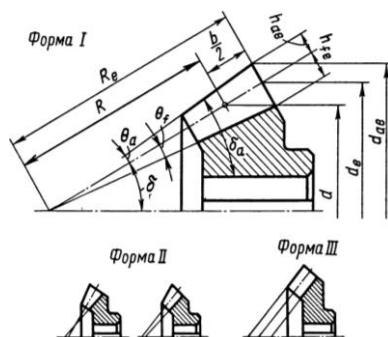


Рис. 3.7. К геометрическому расчету конического колеса

Максимальный модуль зубьев – *внешний окружной модуль* – получается на внешнем торце колеса. Его обозначают: m_e – для *прямозубых колес* и m_{te} – для *колес с круговыми зубьями*.

Внешний окружной модуль m_e или m_{te} можно не округлять до стандартного, так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными значениями модуля, лежащими в некотором непрерывном интервале.

Основные геометрические соотношения для конических зубчатых передач с прямыми и круговыми зубьями даны в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Геометрические соотношения в конической передаче

Геометрические соотношения	Для прямозубой передачи	Для передачи с круговыми зубьями при $\beta=35^\circ$
Внешний делительный диаметр	$d_{e1}=m_e \cdot z_1$; $d_{e2}=m_e \cdot z_2$	$d_{e1}=m_{te} \cdot z_1$; $d_{e2}=m_{te} \cdot z_2$
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} =$ $= 0,5d_{e2} \sqrt{u^2 + 1/u}$	$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} =$ $= 0,5d_{e2} \sqrt{u^2 + 1/u}$
Ширина зубчатого венца	$b = \psi_R \cdot R_e \leq 0,285R_e$	$b = \psi_R \cdot R_e \leq 0,285R_e$
Угол делительного конуса	$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1/z_2 = 1/u$; $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1/z_2 = 1/u$; $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Средний делительный диаметр	$d_1 = mz_1 \approx 0,875d_{e1}$; $d_2 = mz_2 \approx 0,875d_{e2}$	$d_1 = mz_1/\cos \beta \approx 0,857d_{e1}$; $d_2 = mz_2/\cos \beta \approx 0,857d_{e2}$
Среднее конусное расстояние	$R = R_e - 0,5b$	$R = R_e - 0,5b$
Средний модуль	$m = m_e - (b \sin \delta_1)/z_1 \approx 0,857m_e$	$m = [m_{te} - (b \sin \delta_1)/z_1]$ $\cos \beta \approx 0,702m_{te}$

Силы в зацеплении

Силы в конической передаче определяют по размерам сечения на середине ширины зубчатого венца, в котором лежит точка приложения силы F_n , действующей перпендикулярно поверхности зуба (рис. 3.8). Силу F_n раскладывают на составляющие: F_t , F_r и F_a .

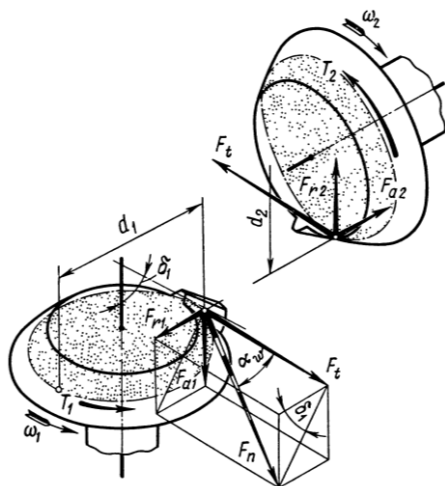


Рис. 3.8. Схема сил в конической прямозубой передаче (колеса условно раздвинутые)

В прямозубой передаче:– радиальная сила на шестерне (при $\alpha_w 20^\circ$)

$$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 0,36 F_t \cdot \cos \delta_1, \quad (3.27)$$

где F_t – окружная сила на шестерне или колесе

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_2}{0,857 d_{e2}} \quad (3.28)$$

– осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 0,36 F_t \cdot \sin \delta_1 \quad (3.29)$$

Силы на колесе соответственно равны

$$F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{a2} = F_{r1}$$

В передаче с круговым зубом во избежание заклинивания зубьев в процессе зацепления при значительных зазорах в подшипниках необходимо осевую силу F_{a1} на ведущей шестерне направить к основанию делительного конуса. Для этого направление вращения ведущей шестерни (если смотреть со стороны вершины делительного конуса) и направление наклона на зубьев должны совпадать.

В передаче с круговым зубом при соблюдении этого условия *окружную силу* F_t определяют по формуле (3.28);

– радиальная сила на шестерне (при $\alpha = 20^\circ$; $\beta_m = 35^\circ$)

$$F_{r1} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1) \quad (3.30)$$

– осевая сила на шестерне (при $\alpha = 20^\circ$; $\beta_m = 35^\circ$)

$$F_{a1} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1) \quad (3.31)$$

Силы на колесе соответственно равны:

$$F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{a2} = F_{r1}$$

Расчет на контактную прочность

Прочностной расчет конической передачи основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса такая же, как у эквивалентного цилиндрического с той же длиной зуба b и профилем, соответствующим среднему дополнительному конусу (среднему сечению зуба). Практика эксплуатации показала, что при одинаковой степени нагруженности конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических.

Формула для проверочного расчета стальных конических зубчатых передач имеет вид

$$\sigma_H = \frac{335}{R} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.32)$$

где R – среднее конусное расстояние, мм; K_H – коэффициент нагрузки; T_2 – вращающий момент на колесе, Н·мм; b – ширина зубчатого венца, мм.

При проектировочном расчете определяют внешний делительный диаметр колеса, мм:

$$d_{e2} = K_d \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_{bR_e})^2 \psi_{bR_e}}} \quad (3.33)$$

Для прямозубых передач $K_d=99$; для колес с круговыми зубьями $K_d=86$. Полученные значения d_{e2} округляют по ГОСТ 12289-76.

Расчет на изгиб

Аналогично расчету цилиндрической прямозубой передачи расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие их прочности:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{\varrho_F \cdot b \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (3.34)$$

где K_F – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб;

m – модуль нормальный в среднем сечении конического колеса;

Y_F – коэффициент формы зуба;

ϱ_F – опытный коэффициент учитывающий понижение нагрузочной способности $\varrho_F \approx 0,85$.

3.3. Червячные передачи

Червячные передачи относят к передачам зацеплением. Их применяют для передачи вращательного движения между валами, угол скрещивания осей которых составляет $\theta = 90^\circ$ (рис. 3.9). В большинстве случаев ведущим является червяк, т. е. короткий винт с трапециевидальной или близкой к ней нарезкой.

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляют по принципу винтовой пары.

Применение. Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 100 кВт.

Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи. Червячные передачи широко применяют в транспортных и подъемно-транспортных машинах, а также с целью получения малых и точных перемещений (делительные устройства станков, механизмы настройки, регулировки и др.).

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического, а не непрерывного действия.

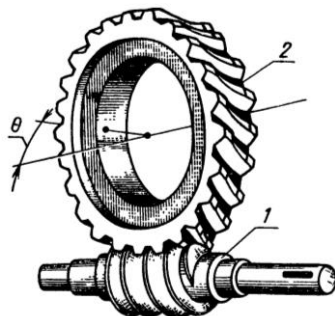


Рис. 3.9. Червячная передача
1 – червяк; 2 – венец червячного колеса

Классификация червячных передач

В зависимости от формы внешней поверхности червяка (рис. 3.10) передачи бывают с цилиндрическим (а) или с глобоидным (б) червяками.

Глобоидная передача имеет повышенный КПД и более высокую (в 1,5 раза) несущую способность, но сложна в изготовлении, сборке и очень чувствительна к осевому смещению червяка, вызываемому, например, изнашиванием подшипников.

Ниже рассмотрены передачи с цилиндрическими червяками, чаще всего применяемые на практике.

В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с **правым** (предпочтительнее для применения) и **левым** направлениями линии витка.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рис. 3.11) передачи бывают с нижним (а), верхним (б) и боковым (в) червяками.

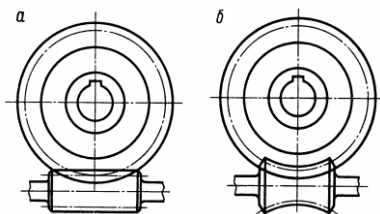


Рис. 3.10. Схемы червячных передач

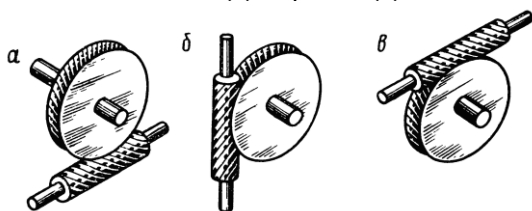


Рис. 3.11. Схемы расположения червяка относительно колеса

Расположение червяка определяют общая компоновка изделия и принятый способ смазывания зацепления. При картерном способе смазывания и окружной скорости червяка $v_1 \leq 5$ м/с обычно применяют нижнее расположение червяка. При больших скоростях во избежание повышенных потерь на перемешивание и разбрызгивание масла применяют верхнее расположение червяка.

В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками. Каждый из них требует своего способа нарезания.

Основные геометрические соотношения в червячной передаче

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 расчетных модулей выбирают из ряда: 2; 2,5; 3; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20 мм.

Основными геометрическими размерами червяка являются (рис. 3.12):

Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса F_n (рис. 3.13а) принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления Π по нормали к рабочей поверхности витка. По правилу параллелепипеда F_n раскладывается по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} . Для наглядности изображение сил червячное зацепление на рис. 3.13б раздвинуто.

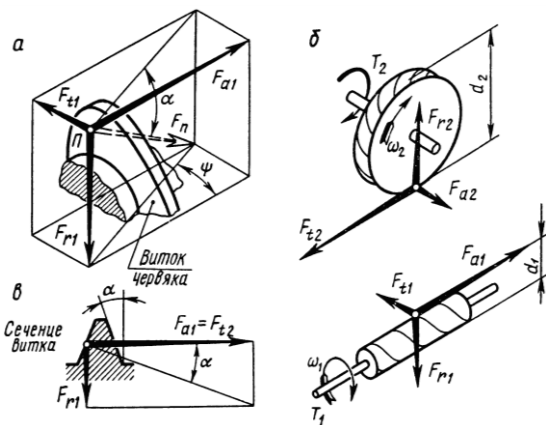


Рис. 3.13. Схема сил, действующих в червячном зацеплении

Окружная сила F_{t2} на червячном колесе численно равна осевой силе F_{a1} , на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2, \quad (3.43)$$

где T_2 – вращающий момент на червячном колесе, Н·м;
 d_2 – в мм.

Окружная сила F_{t1} на червяке численно равна осевой силе F_{a2} на червячном колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{u \cdot \eta \cdot d_1} = \frac{F_{t2} \cdot z_1}{q \cdot \eta}, \quad (3.44)$$

где T_1 – вращающий момент на червяке, Н·м;
 η – КПД;
 d_1 – в мм.

Радиальная сила F_{r1} на червяке численно равна радиальной силе F_{r2} на колесе:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \quad (3.45)$$

Направления осевых сил червяка и червячного колес зависят от направления вращения червяка и направления линии витка. Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением вращения колеса, а сила F_{t1} направлена в сторону, противоположную вращению червяка (рис. 3.13б).

Материалы червячной пары

Червяк и колесо должны обладать достаточной прочностью и ввиду значительных скоростей скольжения в зацеплении образовывать антифрикционную пару с высокими износостойкостью и сопротивляемостью заеданию.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 45, 50 или легированных сталей марок 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости $H = 45...53$ HRC. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков. Хорошую работу передачи обес-

печивают червяки из цементуемых сталей 15X, 20X с твердостью после закали H = 56... 63 HRC.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения V_s .

Материалы венцов червячных колес по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств и по рекомендуемым для применения скоростям скольжения можно условно свести к трем группам.

Группа 1. Оловянные бронзы (марок Бр010Ф1, Бр010Н1Ф1 и др.) применяют при высоких скоростях скольжения ($v_s = 5...25$ м/с). Обладают хорошими антизадирными свойствами, но имеют невысокую прочность.

Группа 2. Безоловянные бронзы и латуни применяют при средних скоростях скольжения (v_s до 3...5 м/с). Чаще других применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Эта бронза имеет высокую механическую прочность, но обладает пониженными антизадирными свойствами, поэтому ее применяют в паре с закаленными ($H > 45$ HRC) шлифованными и полированными червяками.

Группа 3. Серые чугуны марок СЧ15, СЧ20 применяют при малых скоростях скольжения ($v_s < 2...3$ м/с).

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость v_s скольжения, м/с:

$$v_s \approx \frac{4.3 \cdot \omega_2 \cdot u}{10^3} \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.46)$$

где ω_2 – угловая скорость, рад/с;

T_2 – в Н·м

Расчет на прочность червячных передач

В червячных передачах, аналогично зубчатым, *зубья червячного колеса рассчитывают на контактную прочность и на изгиб*. В червячных передачах кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев велика опасность заедания и изнашивания, которые также зависят от значений контактных напряжений σ_H . Поэтому для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, определяющим размеры передачи, а расчет по напряжениям изгиба – проверочным.

Расчет по контактным напряжениям. В основу вывода расчетных формул для червячных передач положены те же исходные зависимости и предположения, что и при рассмотрении зубчатых передач.

Формула проективного расчета червячных передач

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 T_2 K }, \quad (3.47)$$

где T_2 – в Н·мм; a_w – в мм; $[\sigma_H]$ – в МПа.

Полученное расчетным путем значение a_w округляют в большую сторону до стандартного значения или до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Расчет по напряжениям изгиба. Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. В формулу (3.22) вводят поправки, связанные с представлением входящих в нее величин через параметры червячной передачи и учитывающие более высокую прочность зубьев червячного колеса на изгиб (на 30%) вследствие их дугообразной формы. С учетом этих поправок получают формулу проверочного расчета зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{1,2T_2 \cdot K \cdot Y_F \cdot \xi}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2} = \frac{0,6F_{t2} \cdot K \cdot Y_F \cdot \xi}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (3.48)$$

где σ_F – расчетное напряжение изгиба;

T_2 – расчетный момент на валу червячного колеса;

K – коэффициент нагрузки.

3.4. Ременные передачи

Ременную передачу относят к передачам трением с гибкой связью. Она состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы предварительным натяжением (рис. 3.14). Нагрузку передают силы трения, возникающие между шкивами и ремнем.

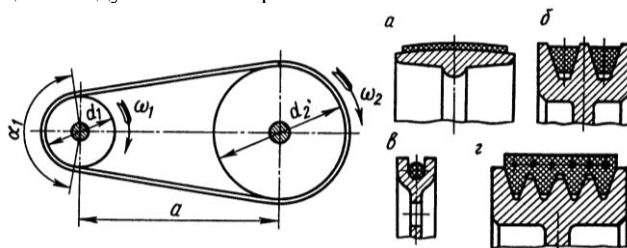


Рис. 3.14. Схема ременной передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают: плоским ремнем (рис. 3.14а), клиновым ремнем (рис. 3.14б), круглым ремнем (рис. 3.14в), поликлиновым ремнем (рис. 3.14г). Наибольшее применение в машиностроении имеют клиновые и поликлиновые ремни. Передачу круглым ремнем применяют в приводах малой мощности (настольные станки, приборы). Разновидностью ременной передачи является передача зубчатым ремнем, передающая нагрузку путем зацепления ремня со шкивами.

Применение. Ременные передачи применяют в большинстве случаев для передачи движения от электродвигателя, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние a должно быть достаточно большим, а передаточное число i может быть не строго постоянным (приводы станков, конвейеров, дорожных и строительных машин и др.). Передачи зубчатым ремнем можно применять и в приводах, требующих постоянного значения i .

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт, хотя может достигать 2000 кВт и больше. Скорость ремня $v = 5...50$ м/с, а в высокоскоростных передачах до 100 м/с и выше. Ограничение мощности и скорости вызвано большими габаритами передачи, ухудшением условий работы ремня, малыми значениями долговечности и КПД.

Основные геометрические соотношения ременных передач

1. Межосевое расстояние a ременной передачи (рис. 3.15) определяет в основном конструкция привода машины. Рекомендуют:

– для передач плоским ремнем

$$a \geq 1,5(d_2 + d_1) \quad (3.49)$$

– для передач клиновым и поликлиновым ремнем

$$a \geq 0,55(d_2 + d_1) + h, \quad (3.50)$$

где d_1 и d_2 – диаметры шкивов;

h – высота сечения ремня.

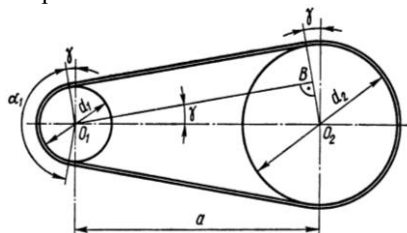


Рис. 3.15. Геометрические параметры ременной передачи

2. Расчетная длина ремня l равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (3.51)$$

По найденному значению из стандартного ряда выбирают ближайшую большую расчетную длину ремня l . При соединении концов длину ремня увеличивают на 30...200 мм.

3. Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} \quad (3.52)$$

4. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (3.53)$$

Для передачи ремнем рекомендуют $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, клиновым или поликлиновым $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

Силы в передаче

Для создания трения между ремнем и шкивом ремню после установки на шкив создают предварительное натяжение силой F_0 . Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода передачи каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой F_0 (рис. 3.16а). При приложении рабочего вращающего момента T_1 происходит перераспределение сил натяжения в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис. 3.16б). Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения

$$F_1 d_1 / 2 - T_1 - F_2 d_1 / 2 = 0$$

или

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (3.54)$$

где $F_t = 2T_1 / d_1$ – окружная сила на шкиве, Н.

Общая геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и во время работы передачи остается неизменной. Дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется равным сокращением и ветви. Следовательно, насколько возрастает сила натяжения ведущей ветви ремня, настолько же снижается сила натяжения ведомой ветви, т. е.

$$F_1 = F_0 + \Delta F \text{ и } F_2 = F_0 - \Delta F$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (3.55)$$

Решая совместно уравнения (3.54) и (3.55), получаем

$$F_1 = F_0 + F_t / 2; \quad F_2 = F_0 - F_t / 2 \quad (3.56)$$

При обегании ремнем шкивов в ремне возникает центробежная сила, Н:

$$F_v = \rho A v^2, \quad (3.57)$$

где A – площадь сечения ремня, м^2 ;

ρ – плотность материала ремня, г/м^3 ,

v – скорость ремня, м/с .

Сила F_v , отбрасывая ремень от шкива, уменьшает силу предварительного натяжения F_0 , понижая тем самым силы трения и нагрузочную способность передачи. Таким образом, силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня: при работе передачи $F_1 + F_v$ и $F_2 + F_v$ соответственно, а для холостого хода $F_0 + F_v$.

Нагрузка на валы и подшипники. Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Из треугольника Oab (рис. 3.17) равнодействующая сила

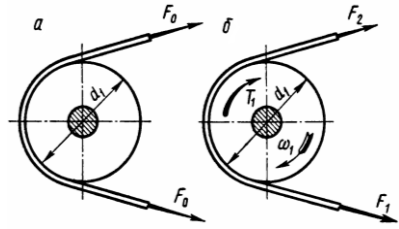


Рис. 3.16. Силы в ветвях ремня

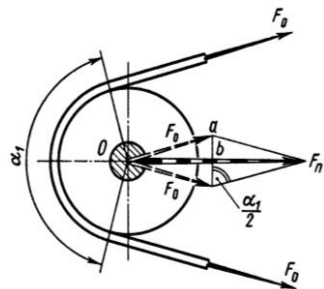


Рис. 3.17. К определению нагрузки на валы ременной передачи

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2), \quad (3.58)$$

где α_1 – угол обхвата.

Направление силы F_n принимают по линии центров шкивов передачи. Обычно F_n в 2...3 раза больше окружной силы F_t , что является серьезным недостатком ременных передач

Скольжение ремня по шкивам. Передаточное число

Скольжение ремня по шкивам. В ременной передаче разделяют два вида скольжения ремня:

а) упругое – *неизбежное* при нормальной работе передачи и происходящее на части дуги обхвата;

б) буксование – при полной потере ремнем сцепления со шкивом и происходящее на всей дуге обхвата (возникает *при перегрузке*). В процессе обегания ремнем ведущего шкива сила натяжения его уменьшается от F_1 до F_2 (рис. 3.18). А так как деформация ремня пропорциональна силе натяжения, то ремень под действием силы упругости укорачивается, преодолевая сопротивление силы трения. При этом ремень отстаёт от шкива - возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве также происходит скольжение, но здесь сила натяжения возрастает от F_2 до F_1 , ремень удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение происходит не на всей дуге обхвата, а лишь на части ее - дуге скольжения α_c , которая всегда расположена со стороны сбега ремня со шкива. Длину дуги скольжения определяет *условие равновесия сил трения* на этой дуге и окружной силы: $F_t = F_1 - F_2$. Со стороны набега ремня на шкив имеется дуга покоя α_n , на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной силе натяжения набегающей ветви, а сам ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг α_c и α_n равна дуге обхвата α . Скорости прямолинейных ветвей V_1 и V_2 равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потерю скорости $V_1 - V_2$ определяет скольжение на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. мелкие стрелки на дуге α_{c1} рис. 3.18). Таким образом, *упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности сил F_1 и F_2 нагружающих ведущую и ведомую ветви ремня.*

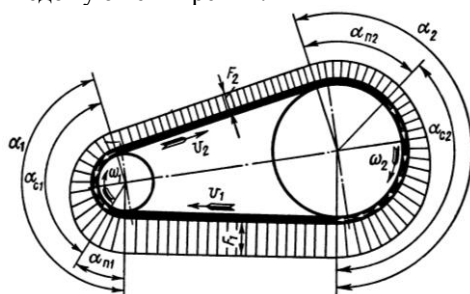


Рис. 3.18. Скольжение в ременной передаче

Упругое скольжение приводит к снижению скорости, следовательно, к потере части мощности, а также вызывает и электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его долговечность. По мере роста окружной силы F_t уменьшается дуга покоя α_{nl} , следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения α_s достигает значения дуги обхвата α_1 , и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т.е. **буксует**. При буксовании ремня на ведущем шкиве ведомый шкив останавливается – *передача неработоспособна*.

Упругое скольжение ремня характеризуют *коэффициентом скольжения* ξ , который представляет относительную потерю скорости на шкивах:

$$\xi = (v_1 - v_2)/v_1, \quad (3.59)$$

где v_1 и v_2 – окружные скорости ведущего и ведомого шкивов. При нормальном режиме работы обычно $\xi = 0,01 \dots 0,02$.

Передаточное число. Окружные скорости шкивов передачи (см. рис. 3.14)

$$v_1 = \omega_1 d_1/2; \quad v_2 = \omega_2 d_2/2, \quad (3.60)$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости ведущего и ведомого шкивов;

d_1 и d_2 – диаметры этих шкивов.

Используя приведенные для окружных скоростей зависимости с учетом формулы (3.59), получим передачное число ременной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} \quad (3.61)$$

Упругое скольжение, зависящее от значения окружной силы F_t , является причиной некоторого непостоянства передачного числа ременных передач. Рекомендуют для передач плоским ремнем $u \leq 5$, клиновым $u \leq 7$, поликлиновым $u \leq 8$, зубчатым $u \leq 12$.

3.5. Цепные передачи

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 3.19а и б).

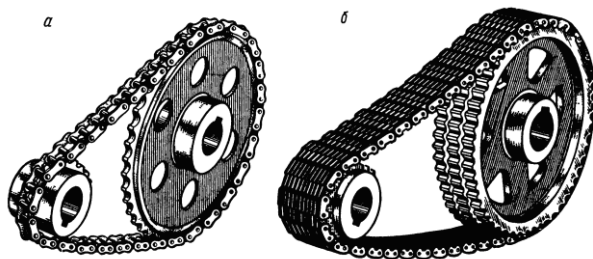


Рис. 3.19. Цепная передача: а – роликовая; б – зубчатой цепью

Применение. Цепные передачи применяют в станках, промышленных роботах, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах для передачи движения между параллельными валами на значительные расстояния, когда применение зубчатых передач нецелесообразно, а ременных не-

возможно. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

Приводные цепи

Приводная цепь – главный элемент цепной передачи, состоит из соединенных шарнирами отдельных звеньев. Помимо приводных бывают тяговые и грузовые цепи, которые здесь не рассматриваются. Основные типы стандартизованных приводных цепей *роликовые, втулочные и зубчатые.*

Роликовые приводные цепи состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин (рис. 3.20). В наружные пластины запрессованы оси, пропущенные через втулки, запрессованные, в свою очередь, во внутренние пластины. На втулки предварительно свободно надеты закаленные ролики. При относительном повороте звеньев ось проворачивается во втулке, образуя шарнир скольжения. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который, поворачиваясь на втулке, перекачивается по зубу звездочки. Такая конструкция позволяет выравнивать давление зуба на втулку и уменьшить изнашивание как втулки, так и зуба. Роликовые цепи имеют широкое распространение. Их применяют при скоростях $v \leq 15$ м/с.

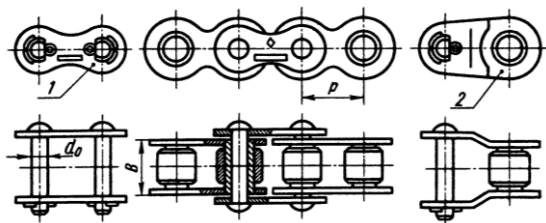


Рис. 3.20. Приводная роликовая однорядная цепь
1 – соединительное звено; 2 – переходное звено

Втулочные приводные цепи по конструкции подобны роликовым, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но существенно увеличивает износ втулок цепи и зубьев звездочек. *Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при $v \leq 1$ м/с.* Втулочные и роликовые цепи изготавливают *однорядными* (рис. 3.20) и *многорядными* (рис. 3.21) с числом рядов 2, 3 и 4. Многорядная цепь с меньшим шагом позволяет заменить однорядную с большим шагом и тем самым уменьшить диаметры звездочек, снизить динамические нагрузки в передаче. Пластины цепи очерчены контуром, напоминающим цифру 8, который обеспечивает равную прочность пластины во всех сечениях. Концы осей расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Соединение концов цепи при четном числе ее звеньев производят соединительным звеном 1, при нечетном – переходным звеном 2 (см. рис. 3.20), которое менее прочно, чем основные. Поэтому стремятся применять цепи с четным числом звеньев.

Зубчатые приводные цепи состоят из звеньев, составленных из набора пластин и шарнирно соединенных между собой (рис. 3.22). Каждая пластина имеет по два зуба и впадину между ними для размещения зуба звездочки.

ки. Число пластин определяет ширина цепи B , которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими гранями являются плоскости пластин, расположенные под углом 60° . Этими гранями каждое звено цепи вклинивается между двумя зубьями звездочки, имеющими трапецевидный профиль. Благодаря этому *зубчатые цепи работают более плавно, с малым шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку и допускают более высокие скорости.*

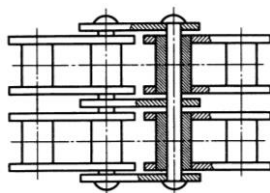


Рис. 3.21. Приводная втулочная двухрядная цепь

Однако по сравнению с другими зубчатые цепи тяжелее и дороже. Их применяют при скоростях $v \leq 35$ м/с. Для устранения бокового спадания цепи со звездочек применяют направляющие пластины 1 (см. рис. 3.22), расположенные в середине или по бокам цепи.

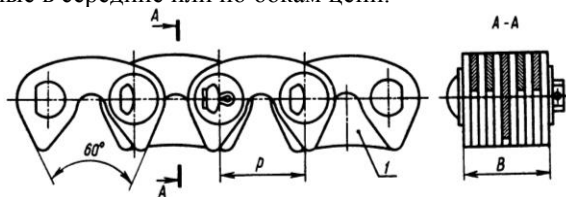


Рис. 3.22. Приводная зубчатая цепь

Материал цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей 50, 40X и др. с закалкой до твердости $H = 40 \dots 50$ HRC. Оси, втулки, ролики и призмы – из цементуемых сталей 20, 15X и др. с закалкой до твердости $H = 52 \dots 65$ HRC.

Шаг цепи p является основным параметром цепной передачи. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в момент набегания на звездочку, меньше плавность, сильнее шум, больше износ шарниров. При больших скоростях принимают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуют цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные.

Звездочки

Звездочки цепных передач отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи (рис. 3.23 и 3.24).

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника Oac (см. рис. 3.24)

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)}, \quad (3.62)$$

где z – число зубьев звездочки.

Шаг p у звездочек измеряют по хорде делительной окружности (см. рис. 3.23 и 3.24). Делительный диаметр звездочки для зубчатых цепей больше ее наружного диаметра.

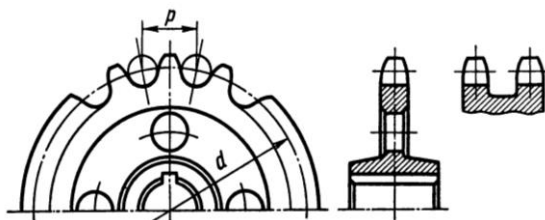


Рис. 3.23. Звездочка роликовой и втулочной цепи

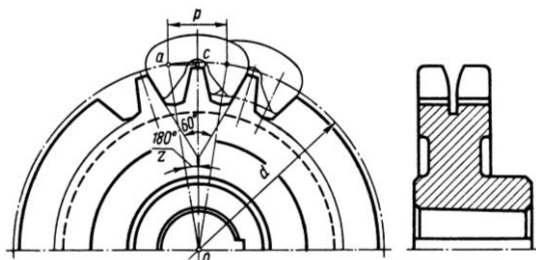


Рис. 3.24. Звездочка зубчатой цепи

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки. При малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность работы передачи и увеличивает изнашивание из-за большого угла поворота шарнира.

Число зубьев малой звездочки z_1 принимают из условий обеспечения минимальных габаритов и плавного хода передачи: для роликовых и втулочных цепей

$$z_1 = 29 - 2u \text{ при условии } z_1 \geq 13; \quad (3.63)$$

для зубчатых цепей

$$z_1 = 35 - 2u \text{ при условии } z_1 \geq 17, \quad (3.64)$$

где u – передаточное число.

Число зубьев малой звездочки принимают: при высоких частотах вращения $z_{1\min} = 19...23$; средних $z_{1\min} = 17...19$; низких $z_{1\min} = 13...15$. В передачах зубчатыми цепями $z_{1\min}$ больше на 30%.

При износе шарниров и увеличении в связи с этим шага цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем выше, чем больше число зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскакивает с ведомой звездочки. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничивают: для втулочной цепи $z_2 \leq 90$, для роликовой $z_2 \leq 120$, для зубчатой $z_2 \leq 140$.

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из сталей 45, 40Х и др. с закалкой или из цементуемых сталей 15, 20Х и др. С целью снижения уровня шума и изнашивания цепи в быстроходных передачах изготавливают зубчатый венец звездочек из пластмасс.

Передаточное число цепной передачи

Из равенства скоростей цепи на звездочках следует

$$u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 \quad (3.65)$$

Передаточное число цепной передачи меняется в пределах поворота звездочки на один зуб, что заметно при малом числе z . Непостоянство u не превышает 1...2%, но *вызывает неравномерность хода передачи и поперечные колебания цепи*. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуют $u \leq 7$.

Основные геометрические соотношения в цепных передачах

1. *Оптимальное межосевое расстояние передачи* (рис. 3.25) принимают из условия долговечности цепи.

$$a = (30...50)p, \quad (3.66)$$

где p – шаг цепи.

Меньшие значения для $u \approx 1...2$, большие – для $u \approx 6...7$.

2. *Длину цепи l_p* в шагах вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня

$$l_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} \quad (3.67)$$

Длину l_p цепи в шагах (число звеньев цепи) округляют до целого четного числа.

3. *Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов l_p*

$$a = \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (3.68)$$

Для исключения перенапряжения цепи из-за неточностей изготовления и монтажа передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое *провисание f* , для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на 0,002...0,004 a (рис. 3.25).

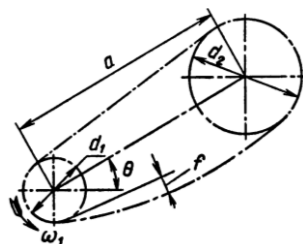


Рис. 3.25. Схема цепной передачи

Силы в ветвях цепи

1. Окружная сила F_t , H , передаваемая цепью:

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (3.69)$$

где d – делительный диаметр звездочки, мм;
 T – в Н·м.

2. Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = k_f \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (3.70)$$

где k_f – коэффициент провисания: для горизонтальных передач $k_f = 6$, для наклоненных к горизонту до 45° – $k_f = 3$, для вертикальных $k_f = 1$;
 q – масса 1 м цепи, кг;
 a – межосевое расстояние, м;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

3. Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = q \cdot v^2 \quad (3.71)$$

Сила F_v нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

4. Натяжение ведущей ветви цепи работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v \quad (3.72)$$

5. Натяжение ведомой ветви цепи F_2 равно большему из натяжений F_0 или F_v .

Благодаря тому, что шарнир сбегающего звена цепи упирается в зуб, сила F_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

Нагрузка на валы звездочек. Цепь воздействует на валы звездочек с силой

$$F_n = k_B F_t + 2F_0, \quad (3.73)$$

где k_B – коэффициент нагрузки вала.

Наклон линии центров звездочек к горизонту 0...45° 45...90°

k_B при спокойной нагрузке 1,15 1,05

При ударной нагрузке k_B увеличивают на 10... 15%.

Направление силы F_n принимают по линии центров звездочек.

Расчет передачи роликовой (втулочной) цепью

Основным критерием работоспособности цепных передач является долговечность цепи, определяемая изнашиванием шарниров. За основной принят расчет цепных передач, обеспечивающий износостойкость шарниров цепи. При этом цепи обладают достаточной прочностью.

Долговечность приводных цепей по изнашиванию составляет 8...10 тыс. ч работы.

Расчет передачи. Нагрузочную способность цепи определяют из условия: среднее давление $p_{ср}$ в шарнире звена цепи не должно превышать допускаемое $[p]_{ш}$:

$$p_u = F_t K_9 / A \leq [p]_u, \quad (3.74)$$

где F_t – окружная сила, передаваемая цепью;

A – площадь проекции опорной поверхности шарнира: для роликовых (втулочных) цепей $A = d_0 B$; здесь d_0 – диаметр оси, B – длина втулки;

K_9 – коэффициент эксплуатации (при оптимальном a :

$$K_9 = K_d K_C K_\theta K_{pez} K_p, \quad (3.75)$$

Здесь K_d – коэффициент динамичности нагрузки: при равномерной нагрузке $K_d = 1$ (ленточные, цепные конвейеры), при толчках $K_d = 1,2 \dots 1,5$ (металлорежущие станки, компрессоры);

K_C – коэффициент способа смазывания: при непрерывном смазывании $K_C = 0,8$, при регулярном капельном $K_C = 1$, при периодическом $K_C = 1,5$;

K_θ – коэффициент наклона передачи к горизонту (см. рис. 3.25): при $\theta \leq 45^\circ$ $K_\theta = 1$, при $\theta > 45^\circ$ $K_\theta = 0,15 \theta$. Угол наклона θ получают из компоновки привода.

K_{pez} – коэффициент способа регулирования натяжения цепи: при регулировании положения оси одной из звездочек $K_{pez} = 1$, при регулировании натяжения звездочками или нажимными роликами $K_{pez} = 1,1$, для нерегулируемой передачи $K_{pez} = 1,25$;

K_p – коэффициент режима работы: при односменной работе $K_p = 1$, при двухсменной $K_p = 1,25$, при трехсменной $K_p = 1,45$.

Выразив в формуле (3.74) окружную силу F_t через момент T_1 на малой звездочке, шаг цепи p и число зубьев z_1 , а площадь проекции опорной поверхности шарниров – через шаг p , получим формулу для предварительного определения шага роликовой (втулочной) цепи (мм):

$$p \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_9}{v \cdot z_1 [p]_u}}, \quad (3.76)$$

где v – коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи: для однорядной цепи $v = 1$, двухрядной $v = 1,7$, трехрядной $v = 2,5$; T_1 – в Н.м; $[p]_u$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм².

Расчет передачи зубчатой цепью

Шаг цепи p выбирают в справочниках по таблицам зависимости от максимально допустимой частоты вращения $n_{1\max}$ меньшей звездочки.

Число зубьев z_1 меньшей звездочки принимают по формуле (3.63); при этом учитывают, что с увеличением числа зубьев z_1 давление в шарнире, шаг и ширина цепи уменьшаются, а долговечность цепи соответственно увеличивается.

Исходя из критерия износостойкости шарнира зубчатой цепи, по известным P_1 (кВт), p (мм) и v (м/с) вычисляют требуемую ширину B (мм) цепи:

$$B = \frac{250K_3 P_1}{K_v p \sqrt[3]{v^2}}, \quad (3.77)$$

где $K_3 = K_d$ – коэффициент эксплуатации для зубчатых цепей;

K_v – скоростной коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил

$$K_v = 1 - 1,1 \cdot 10^3 \cdot v^2 \quad (3.78)$$

Примеры расчетов зубчатых, червячных, ременных и цепных передач представлены в курсовом проектировании [4, 6, 7].

3.6 Передача винт – гайка

Передача винт – гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное. Основы теории винтовой пары (типы резьб, силовые и кинематические зависимости, КПД и др.) изложены в гл. 1. Ниже излагаются только некоторые дополнительные сведения.

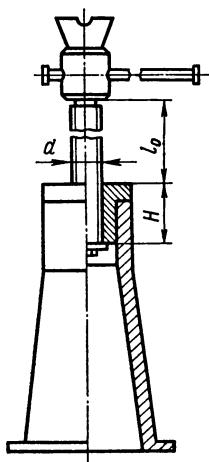


Рис 3.26 – Винтовой домкрат

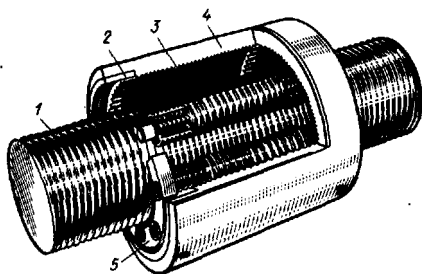


Рис. 3.27 – Роликовая пара винт–гайка
1 – винт; 2 – венец; 3 – ролики; 4 – гайка; 5 – сепаратор

В винтовых механизмах вращение винта или гайки осуществляют обычно с помощью маховика, шестерни и т. п. При этом передаточное отношение условно можно выразить отношением окружного перемещения маховичка S_M к перемещению гайки (винта) S_T :

$$i = S_M / S_T = \pi d_m / p_1, \quad (3.79)$$

где d_m — диаметр маховичка (шестерни и т. п.); p_1 — ход винта. При малом p_1 и сравнительно большом d_m можно получить очень большое i . Например, при $p_1 = 1$ мм $d_m = 200$ мм, $i = 628$.

Зависимость между окружной силой F_t на маховичке и осевой силой F_a на гайке (винте) запишем в виде

$$F_t = F_a i \eta, \quad (3.80)$$

где η — КПД винтовой пары. Для $i=628$ и $\eta \approx 0,3$ получим $F_a \approx 190 F_t$

Таким образом, при простой и компактной конструкции передача винт — гайка позволяет получить большой выигрыш в силе или осуществлять медленные и точные перемещения.

Основной недостаток передачи — низкий КПД. В соответствии с этим передачу винт — гайка применяют в механизмах, где необходимо создавать большие силы P_a (домкраты, прессы и т. п.), а также в механизмах точных перемещений (механизмы подачи станков, измерительные, установочные и регулировочные механизмы).

Разработано много конструкций специальных винтовых пар, которые позволяют компенсировать ошибки изготовления, зазоров и износа; обеспечивают очень большие передаточные отношения (дифференциальная двойная резьба с разным шагом); повышают КПД путем замены трения скольжения трением качения (шариковые винтовые пары) и т. п.

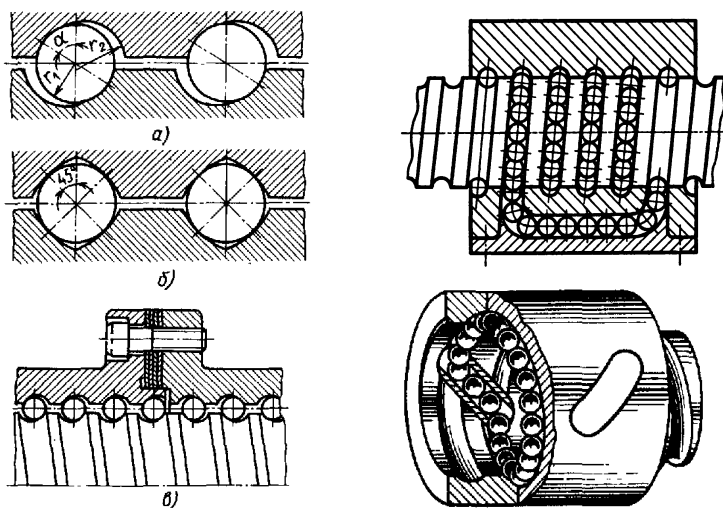


Рис. 3.28 — Шариковая винтовая пара винт гайка

Особенности расчета резьбы винтовых механизмов

Основным критерием работоспособности этих резьб является износостойкость. В целях уменьшения износа применяют антифрикционные пары материалов (сталь — чугун, сталь — бронза и др.), смазку трущихся поверхностей, малые допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$. Величина $\sigma_{см}$ в резьбе винтовых механизмов определяется такой же формулой, как и в крепежной [см. формулу (1.13)], а именно:

$$\sigma_{см} = F_a / \pi d^2 h z \leq [\sigma_{см}].$$

Для проектного расчета формулу (1.13) целесообразно преобразовать, заменив $z = H/p$ и обозначив:

$\psi_H = H/d_2$ — коэффициент высоты гайки,

$\psi_h = H/p$ — коэффициент высоты резьбы.

При этом получим

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [\sigma_{cm}]}} \quad (3.81)$$

Здесь $\psi_h = 0,5$ — трапецеидальная и прямоугольная резьбы (см. рис. 1.5, б, а); $\psi_h = 0,75$ — упорная резьба (см. рис. 1.5, в). Коэффициент высоты гайки выбирают в пределах $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$. Допускаемое напряжение смятия в резьбе для пар: закаленная сталь — бронза $[\sigma_{cm}] = 11 \dots 13$ МПа; незакаленная сталь — бронза $[\sigma_{cm}] = 8 \dots 10$ МПа; незакаленная сталь — чугун $[\sigma_{cm}] = 4 \dots 6$ МПа. Величину $[\sigma_{cm}]$ в резьбе винтовых механизмов точных перемещений, например в делительных цепях станков, принимают в 2...3 раза меньше, чем для винтов общего назначения.

После расчета по формуле величину d_2 согласуют со стандартом.

В винтовых механизмах неравномерность распределения нагрузки по виткам выравнивается вследствие приработки резьбы. Поэтому здесь допускают более высокие гайки, чем в крепежных изделиях.

После расчета резьбы винты, работающие на сжатие, например винты домкратов, проверяют на прочность и устойчивость. Методика такого расчета изложена в примере.

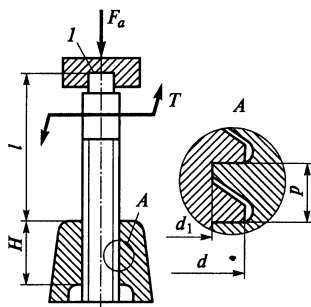


Рис. 3.29 — Схема нагружения винта домкрата

Пример расчета. Рассчитать винт домкрата, нагруженный по схеме рис. 3.29, а также определить его КПД. Резьба самотормозящая, упорная. Грузоподъемность $F_a = 150000$ Н, $l = 1000$ мм, винт — сталь 35, гайка — чугун, подпятник 1 шариковый.

Решение. 1. Определяем диаметр винта по условию износостойкости — формула (3.81), приняв $[\sigma_{cm}] = 6$ МПа, $\psi_H = 2,1$; $\psi_h = 0,15$:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{150000}{\pi \cdot 2,1 \cdot 0,75 \cdot 6}} = 71,1 \text{ мм.}$$

По таблицам стандарта выбираем резьбу (рис. 14.1): $d = 85$ мм; $p = 12$ мм; $d_1 = 64,2$ мм; $d_2 = 16$ мм; $h = 9$ мм.

Стандартом предусмотрены три шага ($p = 20$; 12; 5 мм) для данного диаметра резьбы. Выбор шага резьбы в данном случае зависит от соблюдения условия самоторможения $\psi < \varphi$. Принимая для смазанного винта $f = 0,1$, получим

$$\varphi = \arctg f = 5^\circ 50';$$

$$\psi = \arctg [p/\pi d_2] = \arctg [12/(\pi \cdot 75)] \approx 2^\circ 50';$$

что обеспечивает достаточный запас самоторможения. При шаге $p=20$ мм, $\psi = 5^\circ 10'$ запас самоторможения был бы недостаточным.

Из формулы (3.80) имеем высоту гайки

$$H = \psi_H d_2 = 2,1 \cdot 76 = 159,6 \text{ мм.}$$

Назначаем $H=160$ мм.

Так как стержень винта работает на сжатие и имеет большую свободную длину, его необходимо проверить на прочность с учетом устойчивости по формуле $\sigma = 4F_d / (\pi d_1^2) \leq \gamma [\sigma]$.

Для материала винта

(см. табл. 1.1), принимая коэффициент запаса прочности $s=2$, получаем $[\sigma] = \sigma_m / s = 300 / 2 = 150$ МПа.

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений γ для сжатых стержней выбирают в зависимости от гибкости λ :

λ	30	50	60	80	100	120	140	160
γ	0,91	0,86	0,82	0,70	0,51	0,37	0,29	0,24
	0,91	0,83	0,79	0,65	0,43	0,30	0,23	0,19

Примечание. Нижний ряд γ относится к сталям повышенного качества: $\lambda = \mu l / I = 8 \cdot 1000 / 64,2 = 124$; $\gamma \approx 0,35$. Здесь, учитывая, что $\psi_H > 2$, принято $\mu=2$, для круглого сечения радиус инерции

$$i \geq \sqrt{J / A} = d_1 / 4$$

При этом $\sigma = 4 \cdot 150 \, 000 / (\pi \cdot 64,2^2) = 46,5 < 0,35 \cdot 150 = 52,5$ МПа.

2. Определяем КПД по формуле (1.7). Потери в упорном шариковом подшипнике по малости не учитываем. При наличии слабой смазки в резьбе принимаем $f = 0,1$;

$$\eta = \operatorname{tg} 2^\circ 50' / \operatorname{tg} (2^\circ 50' + 5^\circ 50') = 0,32.$$

3.7 Волновые зубчатые передачи

Волновые зубчатые передачи кинематически представляют собой планетарные передачи с одним гибким зубчатым колесом.

Наиболее распространенная волновая передача (рис. 3.30) состоит из водила Н, вращающегося гибкого колеса 1 с наружными зубьями и неподвижного жесткого колеса 2 с внутренними зубьями.

Водило состоит из овального кулачка и специального шарикоподшипника. Гибкое зубчатое колесо изготавливают в виде стакана с тонкой легко деформирующейся стенкой и соединяют с валом. Длина стакана колеса близка к его диаметру. Жесткое зубчатое колесо соединено с корпусом. Зубья колес чаще всего эвольвентные.

Сборку зацепления осуществляют после деформирования гибкого колеса водилом. Деформированный зубчатый венец гибкого колеса принимает овальную форму, образуя при этом как бы два сателлита, связанных гибкой стенкой стакана.

Гибкое колесо деформируется так, что на концах большой оси овала зубья зацепляются на полную рабочую высоту. На малой оси зубья не зацепляются. Между этими участками зацепление частичное. Из рис. 3.30 следует, что волновая передача может обеспечить одновременное зацепление большого числа зубьев.

В волновой передаче преобразование движения осуществляется за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса. При вращении водила волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца; при этом венец обкатывается в обратном направлении по неподвижному жесткому колесу, вращая стакан и вал. Поэтому передача называется волновой, а водило — волновым генератором.

При вращении волнового генератора овальной формы образуются две волны. Такую передачу называют двухволновой. Возможны трехволновые передачи.

Существует много разновидностей волновых передач. Например, для передачи движения через герметическую стенку в химической, авиационной, космической, атомной и других отраслях техники применяют герметическую волновую передачу (рис. 3.31). Здесь гибкий зубчатый венец расположен в середине глухого стакана 1, герметично соединенного с корпусом. Движение передается от генератора волн H к жесткому колесу 2, соединенному с валом.

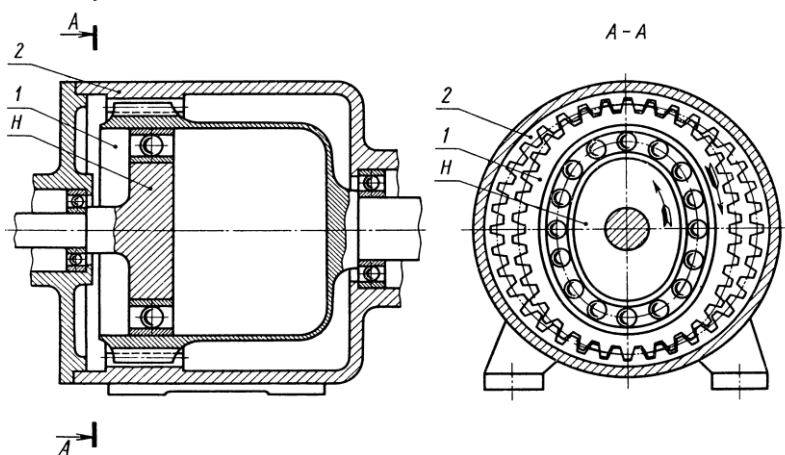


Рис. 3.30 – Схема волновой передачи

Достоинства волновых передач. 1. Способность передавать большие нагрузки при малых габаритах, так как в зацеплении одновременно находится до $1/3$ всех зубьев. 2. Возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений. 3. Большое передаточное число при малых габаритах и сравнительно высоком к.п.д. Для одной

ступени $u \leq 315$ при к.п.д. $\eta = 0,8...0,9$. 4. Работа с меньшим шумом и высокой демпфирующей способностью

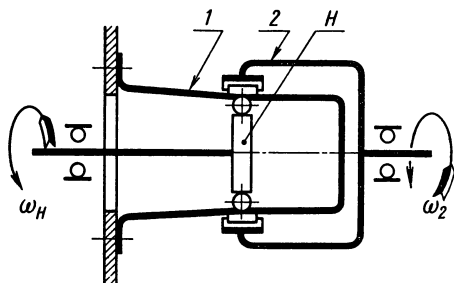


Рис. 3.31 – Схема волновой передачи движения в герметизированное пространство

Недостатки. 1. Сложность изготовления гибкого колеса и генератора. 2. Ограничение угловой скорости вала генератора при больших диаметрах колес (во избежание больших окружных скоростей в ободу генератора).

Применение. Волновые передачи применяют в промышленных роботах и манипуляторах, в механизмах с большим передаточным числом, а также в устройствах с повышенными требованиями к кинематической точности и герметичности.

Основные конструктивные элементы волновых передач

Гибкое колесо (рис. 3.32). Выполняют в виде стакана с гибким дном и фланцем для присоединения к валу (исполнение I) или с шлицевым присоединением к валу (исполнение II).

Шлицевое соединение, обеспечивая осевую податливость, уменьшает напряжение в гибком колесе. Осевая податливость в варианте I обеспечивается тонким дном (этому способствуют отверстия в дне). Применяют также сварные соединения цилиндра с гибким дном.

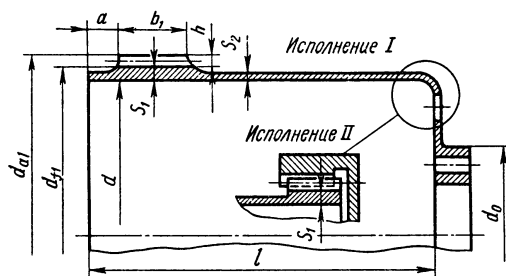


Рис. 3.32. Гибкое колесо

Чтобы избежать врезания головок зубьев колес (интерференции) при входе в зацепление под нагрузкой, в большинстве случаев зубья гибкого

колеса нарезают с уменьшенной высотой ножи. При этом получаются зубья с широкой впадиной, что повышает гибкость колеса, уменьшает напряжения в зубчатом ободу, увеличивает число пар зубьев в зацеплении.

Зубья гибкого колеса с широкой впадиной имеют высоту

$$h \approx 1,35m, \quad (3.82)$$

где m — модуль зацепления.

Размеры гибкого колеса d , d_f , d_{a1} , b_1 и S_1 определяют расчетом (см. ниже), другие назначают по рекомендациям:

$$S_2 = (0,6 \dots 0,9) S_1; a = (0,15 \dots 0,25) b_1, \\ d_0 \approx 0,5d; l = (0,8 \dots 1,0) d.$$

Буртик a уменьшает концентрацию напряжений на торце колеса.

Материалом для гибких колес служат стали марок 30ХГСА, 30ХМА, 40ХН2МА и др.

Для волновых редукторов общего назначения чаще других применяют сталь 30ХГСА с термообработкой — улучшение 280...320 НВ, а зубчатый венец подвергают дробеструйному наклепу ($\sigma_b = 1100$ Н/мм²; $\sigma_{-1} = 480 \dots 500$ Н/мм²).

Жесткое колесо волновых передач по конструкции подобно колесам с внутренними зубьями обычных и планетарных передач. Характеризуется менее высоким напряженным состоянием. Изготавливают из обычных конструкционных сталей.

Волновые генераторы. Кулачковый волновой генератор (см. рис. 13.1) состоит из кулачка и напессованного на него гибкого подшипника качения (шарикового или роликового). Профиль кулачка выполняют эквидистантным к принятой форме гибкого колеса. Этот генератор лучше других сохраняет форму деформации гибкого колеса под нагрузкой. Применяется в массовом производстве.

Подшипник генератора специальный, отличается от обычного меньшей толщиной колец, которые должны быть гибкими.

Передаточное число волновых передач

В волновой передаче при вращении генератора осуществляется относительный поворот колес (см. рис. 3.30), при этом зубья колеса 1 должны переходить из одной впадины в другую. Для этого необходимо расцепление зубьев.

За половину оборота генератора при неподвижном колесе 2 зубья колеса 1 в окружном направлении смещаются на один шаг, а за полный оборот генератора на два шага. Это возможно при условии, если разность чисел зубьев колес $z_2 - z_1 = 2$ или равна числу волн генератора c_b (как в планетарной передаче кратна числу сателлитов). Обычно $c_b = 2$.

Передаточное число волновых передач определяется так же, как для планетарных, методом остановки водила.

При неподвижном жестком колесе (см. рис. 3.30)

$$u = \frac{\omega_H}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{2}, \quad (3.83)$$

где ω_H , ω_1 — соответственно угловые скорости волнового генератора и гибкого колеса; z_1 и z_2 — соответственно числа зубьев гибкого и жесткого колес. Знак минус указывает на разные направления вращения генератора и гибкого колеса.

При неподвижном гибком колесе (см. рис. 3.31)

$$u = \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{2}, \quad (3.84)$$

где ω_2 — угловая скорость жесткого колеса.

В этом случае направления вращения генератора и жесткого колеса совпадают.

Из анализа формул (3.83) и (3.84) следует, что волновая передача может иметь большие u . Рекомендуются: при стальном гибком колесе $u = 80 \dots 315$; при пластмассовом гибком колесе $u = 20 \dots 315$.

Расчет волновых передач

Основным критерием работоспособности волновых зубчатых передач является прочность гибкого колеса, которая оценивается сопротивлением усталости зубчатого венца.

Внутренний диаметр гибкого колеса, как основной габаритный размер передачи, определяют по приближенной зависимости из условия сопротивления усталости с учетом только нормальных напряжений:

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,456T_2 u}{(u[\sigma] - 3,75E\psi_{sd})\psi_{bd}\psi_{sd}}}, \quad (3.85)$$

где T_2 — момент вращения на валу гибкого колеса; Н·мм;

u — передаточное число передачи;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение, Н/мм²; для стали 30ХГСА $[\sigma] = 150 \dots 170$ Н/мм²;

E — модуль упругости материала венца; для сталей $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²;

$\psi_{sd} = S_1/d = 0,012 \dots 0,014$ — коэффициент толщины зубчатого венца;

$\psi_{bd} = b_1/d = 0,15 \dots 0,20$ — коэффициент ширины зубчатого венца.

Для передач с кулачковым генератором расчетный диаметр d согласуют с наружным диаметром гибкого подшипника качения.

Модуль зацепления m не лимитирует нагрузочной способности передачи и определяется геометрическим путем.

Учитывая, что внутренний диаметр d гибкого колеса близок его делительному диаметру, приближенно находят модуль зацепления

$$m \approx d/z_1. \quad (3.86)$$

Полученное значение модуля согласуют со стандартным из ряда

0,25; 0,30; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0 мм.

Определяют диаметр окружности впадин (см. рис. 3.32)

$$d_{fl}=d + 2S_1 \quad (3.87)$$

а затем подбирают коэффициент смещения x_1 гибкого колеса и его число зубьев z_1 , обеспечивающие такой d_{fl} .

Для зубьев с широкой впадиной $x_1 = (-1) \dots 3$. Большие значения x_1 для больших u (≥ 150).

При нарезании зубьев гибкого колеса модифицированной стандартной червячной фрезой диаметр окружности впадин колеса будет

$$d_{fl}=m (z_1-2h_{a0} + 2x_1), \quad (3.88)$$

где $h_{a0} = 0,35$ — коэффициент уменьшенной высоты головки зуба фрезы.

Размер деформирования гибкого колеса

$$\Delta = (1,15 \dots 1,3) m, \quad (3.89)$$

где меньшие значения для $u < 150$.

После определения размеров гибкого колеса выполняют проверочный расчет на прочность зубчатого венца, напряжения в котором являются решающими.

Согласно теории гладких цилиндрических оболочек, с поправками на влияние зубьев, основные напряжения зубчатого венца:

1. Напряжения изгиба генератором зубчатого венца, изменяющиеся по симметричному циклу,

$$\sigma_{II} \approx \frac{8ES_1\Delta}{(d + S_1)^2}. \quad (3.90)$$

2. Напряжения растяжения зубчатого венца от окружных сил в зацеплении, изменяющиеся по отнулевому циклу,

$$\sigma_p \approx \frac{0,9T_2}{d \cdot b_1 \cdot S_1}. \quad (3.91)$$

3. Напряжения кручения зубчатого венца, изменяющиеся по отнулевому циклу,

$$\tau_k \approx \frac{2T_2}{\pi(d + S_1)^2 S_1}. \quad (3.92)$$

Коэффициент запаса прочности определяют по формуле:

$$s = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [s], \quad (3.93)$$

где S_σ и S_τ — коэффициенты запаса прочности при нормальных и касательных напряжениях соответственно.

В случае переменных напряжений для стальных деталей рекомендуют принимать:

при высокой достоверности расчета $[s] = 1,3 \dots 1,5$;

при менее точной расчетной схеме $[s] = 1,6 \dots 2,1$.

Подшипники качения генератора волн подбирают по динамической грузоподъемности (см. главу «Подшипники качения»).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с программой [раздела «Детали машин и основы конструирования»](#) дисциплины «Детали машин, основы конструирования и подъемно-транспортные машины» для инженерных направлений подготовки высших учебных заведений.

Предлагаемое издание охватывает основы расчета и общие вопросы конструирования деталей и узлов общемашиностроительного применения, краткое изложение теоретического материала сопровождается пояснительным иллюстрационным материалом, а также примерами решения типовых задач.

В пособии принята единая система физических величин (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в стандартах на расчеты деталей машин: размеры деталей машин выражаются в мм, напряжения в Н/мм² (МПа), моменты сохранены в Н·м. Поэтому в формулы, включающие вращающие T и изгибающие M моменты, введены множители 10^3 перевода метров в миллиметры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач: учеб. пособие / В.А. Жуков. – 2-е изд. – М.: ИНФРА-М, 2019. – 416 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – [www.dx.doi.org/ 10.12737/7597](http://www.dx.doi.org/10.12737/7597). – Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/989484> (дата обращения: 21.11.2019). (ЭБС ИНФРА-М)
2. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование: учебное пособие / В.И. Андреев, И.В. Павлова. – Санкт-Петербург: Лань, 2013. – 352 с. – ISBN 978-5-8114-1462-8. – Текст: электронный // Электронно-библиотечная система «Лань»: [сайт]. – Режим доступа: URL: <https://e.lanbook.com/book/12953> (дата обращения: 21.11.2019). (ЭБС Лань)
3. Расчет и основы конструирования деталей машин: в 2 т. Том 1. Исходные положения. Соединения деталей машин. Детали передач: учебник / Ю.Е. Гуревич, А.Г. Схиртладзе. – Москва: КУРС: ИНФРА-М, 2020. – 240 с. – Текст: электронный. – Режим доступа: URL: <http://znanium.com/catalog/product/1073038> (дата обращения: 21.11.2019). (ЭБС ИНФРА-М)
4. Расчет и основы конструирования деталей машин: в 2 т. Том 2. Механические передачи: учебник / Ю.Е. Гуревич, А.Г. Схиртладзе. – Москва: КУРС: ИНФРА-М, 2020. – 248 с. – Текст: электронный. – Режим доступа: URL: <http://znanium.com/catalog/product/1073039> (дата обращения: 21.11.2019). (ЭБС ИНФРА-М)
5. Фещенко, В.Н. Справочник конструктора. В 2 кн. Кн. 1: Машины и механизмы: учебно-практическое пособие / В.Н. Фещенко. – 3-е изд. испр. и доп. – Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2019. – 400 с. – ISBN 978-5-

9729-0252-1. – Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/1048761> (дата обращения: 21.11.2019). (ЭБС ИНФРА-М)

6. Фещенко, В.Н. Справочник конструктора. В 2 кн. Кн. 2: Проектирование машин и их деталей: учебно-практическое пособие / В.Н. Фещенко. – 3-е изд. испр. и доп. – Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2019. – 400 с. – ISBN 978-5-9729-0253-8. – Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/1048763> (дата обращения: 21.11.2019). (ЭБС ИНФРА-М)

7. Детали машин: учебник / Куклин Н. Г., Куклина Г. С., Житков В. К., 9-е изд., перераб. и доп. – Москва: КУРС, НИЦ ИНФРА-М, 2019. – 512 с. – Текст: электронный. – Режим доступа: URL: <http://znanium.com/catalog/product/967681> (дата обращения: 21.11.2019). (ЭБС ИНФРА-М)

8. Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования: учеб. пособие / В.П. Олофинская. – Москва: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2019. – 72 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – Текст: электронный. – Режим доступа: URL: <http://znanium.com/catalog/product/989486> (ЭБС ИНФРА-М)

9. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для машиностроит. спец. вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.

10. Решетов Д.Н. Учебник для машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

11. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков и др. – 3 изд., перераб. и доп. – М.: НИЦ Инфра-М, 2013. – 414 с. (ЭБС ИНФРА-М)

12. Ерохин М.Н. Детали машин и основы конструирования / под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462 с.

13. Курмаз Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: справ.-учеб.-метод. пособие / Л.В. Курмаз, О.Л. Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007. – 455 с.

14. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград: Янтар. сказ., 2002. – 454 с.

15. Жуков В.А. Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин: учеб. пособие / В.А. Жуков, Ю.К. Михайлов. – М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. – 349 с. (ЭБС ИНФРА-М).

16. Гулиа Н.В. Детали машин. [Электронный ресурс] / Н.В. Гулиа, В.Г. Клоков, С.А. Юрков. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 416 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/5705> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

17. Механика: учеб. пособие / В.Л. Николаенко. – М.: ИНФРА-М; Мн.: Нов. знание, 2011. – 636 с.: ил.; 60х90 1/16. – (Высшее образование).

18. Тюняев, А.В. Основы конструирования деталей машин. Литые детали. [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 192 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/30429> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

19. Прикладная механика: учебное пособие для вузов / В.Т. Батиенков, В.А. Волосухин, С.И. Евтушенко, В.А. Лепихова. – М.: ИЦ РИОР: ИНФРА-М, 2011. – 288 с. (*ЭБС ИНФРА-М*)

20. *Остяков, Ю.А.* Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин. [Электронный ресурс] / Ю.А. Остяков, И.В. Шевченко. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 336 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/30428> – Загл. с экрана. (*ЭБС Лань*)

21. Проектирование механических передач: учебное пособие / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов. – 7 изд., перераб. и доп. – М.: НИЦ Инфра-М, 2013. – 536 с. (*ЭБС ИНФРА-М*)

22. Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин: Учебное пособие / В.А. Жуков, Ю.К. Михайлов. – М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. – 349 с.: 60х90 1/16 + (Доп. мат. znanium.com). – (Высшее образование: Бакалавриат). (*ЭБС ИНФРА-М*)

23. Детали машин и основы конструирования [текст]: учебник и практикум для академического бакалавриата / Моск. авиационный ин-т, Нац. исслед. ун-т; под ред.: Е.А. Самойлова, В.В. Джамая. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Юрайт, 2015. – 423 с. – (Бакалавр. Академический курс).

24. Детали машин и основы конструирования [текст]: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – Москва: Юрайт, 2013. – 415 с. – (Бакалавр. Базовый курс). – Библиогр.: с. 401. – Прил.: с. 403. – ISBN 978-5-9916-2532-6.

25. *Тюняев, А.В.* Детали машин. [Электронный ресурс] / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 736 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/5109> – Загл. с экрана. (*ЭБС Лань*)

26. *Тюняев, А.В.* Основы конструирования деталей машин. Валы и оси. [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2017. – 316 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/92648> – Загл. с экрана. (*ЭБС Лань*)

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Соединения деталей.....	5
1.1. Резьбовые соединения	5
1.2. Заклепочные соединения	17
1.3. Сварные соединения.....	19
1.4. Шпоночные, шлицевые, штифтовые соединения	24
1.5. Соединения с натягом	32
1.6. Клеммовые соединения.....	39
2. Валы, оси, подшипники и муфты	43
2.1. Валы и оси	43
2.2. Подшипники.....	47
2.3. Муфты.....	54
3. Механические передачи	62
3.1. Введение в передачи.....	62
3.2. Зубчатые передачи.....	64
3.3. Червячные передачи	72
3.4. Ременные передачи.....	77
3.5. Цепные передачи	81
3.6. Передача винт гайка	91
3.7. Волновые зубчатые передачи	97
Заключение.....	98
Библиографический список	98

Составители:

Пшенов Евгений Александрович

Тихонкин Игорь Васильевич

Булгаков Сергей Алексеевич

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

УЧЕБНОЕ МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Печатается в авторской редакции
Компьютерная вёрстка Е.А. Пшенов, И.В. Тихонкин

Подписано в печать 29 сентября 2020 г.
Формат 84×108/32. Объем 6,3 уч.-изд. л
Тираж 100 экз. Изд. № . Заказ №

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института
630039, Новосибирск, ул. Никитина 147