**Введение**

Любая машина или механизм состоят из деталей, соединенных в сборочные единицы.

**Деталь** – это изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала *без применения сборочных операций*. Например, болт, шестерня, вал, литой корпус и т.д.

**Сборочная единица** (узел) – изделие, детали которого подлежат *соединению* *между собой* *сборочными операциями на предприятии-изготовителе*. Например, подшипник, сварной корпус, редуктор, автомобиль, станок, корабль, авторучка и т.д.

Две или более сборочные единицы, *не соединенные на предприятии-изготовителе* сборочными операциями, *но предназначенные для выполнения взаимосвязанных функций*, называются **комплексом**. Например, станочная линия, автоматизированный склад, ракетный пусковой комплекс и т.д.

Среди большого разнообразия деталей и узлов есть такие, которые используют почти во всех (или во многих) машинах: крепеж, валы, подшипники, редукторы, муфты и т.д. Такие детали (узлы) называют **деталями машин общего назначения**. Их изучением, расчетом и конструированием занимаются в курсе **«Детали машин и основы конструирования»**. Другие детали (узлы) встречаются только в определенных типах машин. Например, колеса, гусеницы, коленчатые валы, суппорты, крюки, штампы и т.д. Они называются деталями специального назначения и изучаются в спецкурсах.

**1. Расчет деталей машин**

**1.1 Ряды предпочтительных чисел**

**Стандарт** (ГОСТ) – *это технический закон*, соблюдение которого является безоговорочным и обязательным.

Одной из основ стандартизации являются *ряды предпочтительных чисел*, получившие широчайшее применение в машиностроении для размеров, передаточных чисел, нагрузок, мощностей, скоростей и других параметров.

По ГОСТ 8032–84 принято **пять** *рядов чисел геометрической прогрессии* (наиболее экономически выгодной) со знаменателем ϕ = 101/ *n*, которые обозначают буквой *R* (по имени автора, Шарля Ренара, 1879 г.) и цифрой показателя *n*:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *n* | 5 | 10 | 20 | 40 | 80 |
| φ | 1,6 | 1,25 | 1,12 | 1,06 | 1,03 |
| ряд | *R*5 | *R*10 | *R*20 | *R*40 | *R*80 |

Наиболее распространенным является «средний» ряд чисел *R*20:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 1,12 | 1,25 | 1,4 | 1,6 | 1,8 |
| 2 | 2,24 | 2,5 | 2,8 | 3,15 | 3,55 |
| 4 | 4,5 | 5 | 5,6 | 6,3 | 7,1 |
| 8 | 9 | 10. |  |  |  |

Предпочтительные числа других порядков можно получить переносом запятой в любую сторону, т.е. умножением на 10, 102… 10–2, 10–1 и т.д.

На основе рядов предпочтительных чисел построены стандарты конкретных объектов. Например, по ГОСТ 6636–69 ряды *нормальных линейных размеров* обозначают *Ra* (*Ra*10, *Ra*20 и т.д.).

Зная числа рядов, можно иметь «в голове» параметры многих стандартов.

**1.2 Основные критерии работоспособности деталей машин**

**Критерий** – это «мерило значения чего-либо», граница допустимости решения, ограничение целевой функции.

Важнейшими критериями работоспособности деталей машин являются **прочность**, **жесткость**, **износостойкость**, **теплостойкость**, **вибрационная устойчивость**.

При конструировании работоспособность деталей обеспечивают выбором материала и расчетом размеров по основному критерию. Выбор критерия обусловлен характером воздействия нагрузки, среды и вызываемым видом отказа.

В настоящее время самым распространенным критерием работоспособности является прочность.

**Прочность** – это способность детали сопротивляться разрушению или потере формы под действием приложенных к детали нагрузок. *Этому критерию должны удовлетворять все детали и узлы*.

На основании *принципа независимости действия сил* любое сложное напряженное состояние можно разложить на простые виды: **растяжение**, **сжатие**, **изгиб**, **сдвиг** (кручение), **срез** – это *внутренние напряжения* в сечениях деталей.

На поверхности соприкосновения (контакта) двух деталей под нагрузкой возникают *поверхностные напряжения*. Если размеры площадок контакта *одного порядка* с другими размерами деталей, то говорят о **напряжениях смятия** σсм. Если *хотя бы один из размеров площадки контакта* *существенно мал* по сравнению с другими размерами, то возникают **контактные напряжения**.

Исследованием контактных напряжений занимался *Генрих Герц* (*Hertz*). В его честь эти напряжения обозначают с индексом «*Н*»: σ*Н*, τ*Н*.

В «Теории упругости» различают *две контактные задачи*:

а) с первоначальным (до приложения нагрузки) **контактом по линии**,

например, сжатие двух цилиндров по общей образующей (рис. 1.1);

8

Вследствие упругих деформаций под действием сжимающей нагрузки *w* = *F* / *l* линия контакта переходит в узкую полоску шириной 2*а* (2*а* << ρ), на которой возникают контактные напряжения σ*Н*, изменяющиеся по эллиптическому закону.

**Формула Герца** *для первоначального контакта по линии*:

σ*Н* = *ZE* (*w* / ρпр)1/2 ≤ [σ*H*], (1.1)

где *w* = *F* / *l* – удельная (на 1 мм длины линии контакта) линейная нагрузка, Н/мм; *ZE* – коэффициент влияния механических свойств материалов деталей;

1/ ρпр = 1/ρ1 ± 1/ρ2 – приведенная кривизна поверхностей контакта: ρ1 и ρ2 – радиусы кривизны. *Знак плюс* – *контакт двух выпуклых тел* (рис. 1.1), *знак минус* – *контакт выпуклого* ρ1 *и вогнутого* ρ2 *тел*.

Рис. 1.1 Рис. 1.2

б) с первоначальным **контактом в точке**, например, сжатие шара на плоскости (рис. 1.2).

Числовые значения σ*Н* намного превышают другие виды напряжений и даже пределы текучести σТ и прочности σВ. Например, в подшипниках качения σ*Н*max = = 4200 МПа, а σТ = 1700 МПа и σВ = 1900 МПа у стали ШХ15 для них.

Кроме σ*Н*, в зоне контакта возникают также касательные напряжения

τ*Н*max = 0,3σ*Н*max в точке, отстоящей от поверхности контакта на глубину 0,78*а*.

Отсутствие мгновенного разрушения объясняется тем, что в зоне действия σ*Н* и τ*Н* материал находится *в условиях всестороннего объемного сжатия*.

Рассчитав величины отдельных составляющих напряжений, *по принципу суперпозиции* (наложения) с учетом векторного характера, можно определить суммарное или **эквивалентное напряжение** σ*Е*. Например, для совместных напряжений изгиба σ и кручения τ: σ*Е* = (σ2 + 3τ2) 1/2 ≤ [σ].

По критерию [σ] делают оценку прочности изделия.

**Виды прочностных расчетов**

**Проектировочный расчет** – при заданных нагрузках и выбранном материале (допускаемых напряжениях) определяют безопасные размеры сечений детали. Это *ориентировочный, предварительный расчет*, так как многими неизвестными параметрами приходится задаваться по рекомендациям практики.

9

**Проверочный расчет** – при заданных нагрузках, размерах и форме детали определяют фактические значения напряжений или коэффициентов безопасности. Это *основной и окончательный вид расчета*, дающий оценку прочности.

**1.3 Расчет на сопротивление усталости при переменных напряжениях**

**1.3.1 Переменные напряжения**

**Нагрузка** – это общее понятие силы, момента силы, давления. Нагрузки делят на статические и динамические.

**Статическая нагрузка** – постоянная или мало изменяющаяся во времени, которая *не вызывает колебаний системы и приводит к постоянным напряжениям*.

**Динамическая нагрузка** изменяется во времени, *вызывает появление колебаний и переменных напряжений*.

*Переменные напряжения могут возникать и при постоянной нагрузке*, если рассматриваемая фиксированная точка (сечение) тела изменяет свое положение во времени относительно неподвижной нагрузки, т.е. в движущихся деталях.

Переменные напряжения характеризуются циклами изменения напряжений.

**Характеристика цикла** (рис. 1.3)

1. Принят *синусоидальный закон* колебаний (рис. 1.3, *а*).

2. Время одного цикла называют *периодом* *Т*. Если задан ресурс *L*, то общее число циклов *N* = *L* / *T*.

3. Наибольшее σmax и наименьшее σmin напряжения – величины алгебраические (со знаками).

4. *Коэффициент асимметрии цикла R* = σmin / σmax.

5. *Среднее напряжение*σ*m* = (σmax + σmin) / 2 = 0,5 (1 + *R*) σmax – постоянная составляющая цикла.

6. *Амплитуда* σ*а* = (σmax – σmin) / 2 = 0,5 (1 – *R*) σmax – переменная часть цикла, наиболее опасная для прочности, показывающая размах колебаний относительно среднего постоянного уровня.

Рис. 1.3

Если |σmax| ≠ |σmin|, то цикл называют **асимметричным**.

Если σmin = 0, то *R* = 0, σ*m* = σ*а* = 0,5σmax – цикл **отнулевой** (рис. 1.3, *б*).

Если |σmax| = |σmin| и σmax > 0, а σmin < 0 (рис. 1.3, *в*), то *R* = –1, σ*m* = 0, σ*а* = σmax – цикл **симметричный**, самый опасный для прочности (σ*а* = σmax).

Если *R* = +1, то σmax = σmin. По величине и по знаку – это **постоянные напряжения**.

*Примечание.* Все, что касается в этом разделе нормальных напряжений σ, относится

и к касательным напряжениям τ с заменой в формулах символа σ на τ.

Во всех реальных деталях имеются микротрещины, включения, несплошности, нарушения структуры, т.е. **дефекты**. При переменных напряжениях микротрещины (и другие дефекты), развиваясь (с наработкой числа циклов), приводят к *усталостной трещине*, которая *проникает в глубь сечения и вызывает усталостное разрушение* детали. Процесс накопления повреждений называют **у***сталостью*. Усталостное разрушение происходит при меньших напряжениях, чем σВ или σТ.

**1.3.2 Пределы выносливости**

Циклическая долговечность материалов при переменных напряжениях характеризуется **кривыми усталости** (кривыми Велера). Кривые усталости (рис. 1.4) получают экспериментально на стандартных образцах, задавая им различные величины напряжений σmax и фиксируя число циклов *N*, при которых происходит разрушение образцов.

*Уравнение кривой усталости:* σ*iqNi* = *C*,

где *С* – постоянная, соответствующая условиям проведения эксперимента.

**Пределом выносливости** материала называют максимальное напряжение, которое может выдержать образец материала при наработке заданного числа циклов.

Как показывает опыт, кривые усталости имеют *два характерных участка*: левый наклонный и правый горизонтальный (рис. 1.4). *Абсциссу точки перелома* *N*lim (*NG*) кривой усталости называют *базовым числом циклов*, а соответствующий ему предел выносливости – *пределом длительной выносливости* (или базовым) σlim*b* (σ*R*). Например, для образцов черных металлов *N*lim = 107, для цветных сплавов *N*lim = (5…10) 107.

Рис. 1.4

При *N* < *N*lim имеет место *предел ограниченной выносливости* σlim (σ*RN*).

Как видно из рис. 1.4, чем выше напряжение σ, тем раньше начнется усталостное разрушение.

*Связь между пределами выносливости* по уравнению Велера:

σlim*qN* = σlim*bq N*lim, откуда σlim = σlim*bKL*,

где *KL* = (*N*lim / *N*)1/ *q* называют коэффициентом долговечности.

При *N* ≥ *N*lim принимают *KL* = 1.

**Показатель степени *q***зависит от материала, термообработки, вида напряжений, влияния условий эксперимента и т.д. Он колеблется от 4 до 20, и его значения рекомендуются в каждом конкретном случае расчета детали (узла).

Пределы выносливости материалов (кривые усталости) определяют *на стандартных испытательных образцах*. **Образец** – это гладкий цилиндрический стержень малого диаметра (например, 10 мм) со свободной полированной поверхностью без упрочнения и термообработки. Нет нужды доказывать, что реальные детали отличаются от образцов формой, наличием на поверхностях посадок и других концентраторов напряжений (резьба, пазы, шлицы, галтели и др.), размерами, термообработкой, шероховатостью. Все эти отличия влияют на прочность и обязательно должны учитываться при расчетах.

В общем случае **предел выносливости детали** при асимметричном цикле нагружения:

σlim*D* = 2σ-1 / [(1 – *R*) *K*σ*D* / *KL*σ + ψσ*D*(1 + *R*)], (1.2)

(τlim*D* – то же с заменой символов σ на τ),

где σ-1 – предел длительной выносливости образца при симметричном цикле нагружения, МПа; *R* – коэффициент асимметрии цикла; *K*σ*D* = (*K*σ /*Kd*σ +1/*KF*σ – – 1) / *KV* – коэффициент снижения предела выносливости при переходе от образца к реальной детали. Здесь *K*σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; *Kd*σ – коэффициент влияния размеров детали; *KF*σ – коэффициент влияния качества (шероховатости) поверхности; *KV* – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (термообработки); ψσ*D* – коэффициент влияния асимметрии цикла напряжений; *KL*σ = (*N*lim*D* / *NE*)1/ *q* – коэффициент долговечности детали (узла). Здесь *N*lim*D* – базовое число циклов *детали*; *NЕ*– эквивалентное число циклов изменения напряжений:

*NE* = Σ [(σ*i* / σmax)*qNi*], (1.3)

где σmax – напряжение от длительно действующей максимальной нагрузки переменного режима; σ*i* и *Ni* – постоянное напряжение и соответствующее ему число циклов *i*-го постоянного блока циклограммы нагружения.

Коэффициенты в формуле (1.2) выбираются по справочникам.

**1.4 Коэффициенты безопасности**

Коэффициенты безопасности определяют по напряжениям σ и τ:

*S*σ = σпред / σmax ≥ [*S*σ]; *S*τ = τпред / τmax ≥ [*S*τ],

где *при постоянных напряжениях* предельными σпред (τпред) являются предел текучести σТ (τТ) – для пластичных материалов и временное сопротивление σВ (τВ) – для хрупких материалов; *при переменных напряжениях* предельными являются пределы выносливости деталей σlim*D*, τlim*D*.

*При совместном действии* напряжений σ и τ находят общий коэффициент безопасности: *S* = *S*σ *S*τ / (*S*σ2 + *S*τ2)1/2 ≥ [*S*], где при постоянных напряжениях [*S*Т] = 1,3…2 – по пределу текучести σТ; [*S*В] = 2…2,4 – по пределу прочности σВ; при переменных напряжениях [*S*] = 1,5…2,5 – для пластичных и [*S*] =

= 2,5…4 – для хрупких материалов.

**2. Резьбовые соединения**

**2.1 Основные виды крепежных изделий**

**Резьба** – это образование на поверхности детали выступов и впадин, идущих по винтовой линии. Резьбовое соединение имеет две детали: *с* *наружной резьбой* (винт) и *с внутренней резьбой* (гайка). *Все резьбы стандартизованы*.

Для соединения деталей применяют **болты** (винт с гайкой, рис. 2.1, *а*), **винты** (рис. 2.1, *б*) – вместо гайки резьба в одной из скрепляемых деталей и **шпильки** (рис. 2.1, *в*) – стержень с двумя нарезанными концами (синтез болта с гайкой и винта: ввинчивание по плотной посадке в деталь).

Соединения винтами – самые прогрессирующие, особенно при отсутствии в узлах мест под гайки и при высоких требованиях к их массе и внешнему виду.

*l*

*l*0

*l*3

*l*2

*s*

*H*2

*H*1

*H*

*l*

*l*2

*l*1

*H*1

*l*

*l*2

*l*3

*H*

*l*1

*H*1

*a*

*a*

*χ*

*χ*

*χ*

*dh*

*s*

# Рис. 2.1

*а*)

*б*)

*в*)

На рис. 2.1 указаны: *d* – номинальный (наружный) диаметр резьбы; *l* – длина болта, винта, шпильки; *l*0 – длина нарезанной части стержня под гайку; *l*1 – глубина завинчивания; *l*3 – выход стержня за гайку; = 6*P* – недорез резьбы; *х* = (2…2,5) *Р* – сбег резьбы; *Н* – высота гайки; *Н*1, *Н*2 – толщины деталей; *s* – толщина шайбы; *dh* – диаметр отверстия в деталях под стержень винта; *Р* – шаг резьбы.

По характеристикам статической прочности *крепежные детали разделяют на классы прочности и группы*.

*Для стальных болтов, винтов и шпилек* по ГОСТ 1759.4–87 предусмотрено **11 классов прочности**: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 8.8; 9.8; 10.9; 12.9 (цифры условно обозначим *a*.*b*). Первое число *а*, умноженное на 100, представляет собой номинальное значение временного сопротивления σВ, МПа, материала резьбовой детали. Произведение *a*⋅*b*⋅10 – номинальное значение предела текучести σТ, МПа. Второе число – *b*⋅10 = σТ / σВ% – степень пластичности материала. Например, болт класса прочности 6.8: σВ = 6⋅100 = 600 МПа; σТ = 6⋅8⋅10 = 480 МПа; σТ / σВ = 8⋅10 = 80%.

*Для стальных гаек* с высотой, равной или более 0,8*d*, по ГОСТ 1759.5–87 установлены **7 классов прочности**: 4, 5, 6, 8, 9, 10, 12. Число, умноженное на 100, показывает напряжение от испытательной (пробной) силы, МПа.

Существует правило, что *разрыв в соединении должен быть по резьбе стержня болта*. Отсюда число класса прочности гайки показывает наибольший класс прочности болта (первую цифру), с которым данная гайка может использоваться в соединении. Например, гайка класса прочности 5 может применяться с болтом класса прочности не выше 5.8.

Крепежные изделия в зависимости от условий эксплуатации могут быть изготовлены **с защитным покрытием** или **без покрытия**. Обозначение покрытий от **00** до **13**. Например, 00 – без покрытия; 01 – цинковое с хроматированием; 02 – кадмиевое с хроматированием; 05 – окисное; 12 – серебряное; 13 – никелевое.

**2.2 Краткие сведения из теории резьбовой пары**

**1. Момент завинчивания и осевая сила на винте**

Подавляющее большинство резьбовых соединений с предварительной затяжкой. Затяжка создается при сборке с целью, чтобы после приложения рабочей нагрузки не происходило раскрытия стыка или сдвига соединяемых деталей.

При завинчивании гайки (или винта с головкой) необходимо приложить момент завинчивания *Т*зав (рис. 2.2) для преодоления момента *Т*Р сопротивления в резьбе и момента *Т*Т сопротивления на торце гайки:

*Т*зав = *Т*Р + *Т*Т, (2.1)

где *T*P = *Ft* *d*2 / 2 = 0,5 *F*зат*d*2tg(ψ + ϕ1); (2.2)

*Т*Т = 0,5 *F*зат*f*T*d*ср, (2.3)

В формулах (2.2) и (2.3): *Ft* – окружная (в плоскости, перпендикулярной к оси соединения) движущая сила; *F*зат – осевая сила затяжки; *d*2 – средний диаметр резьбы; ψ – угол подъема резьбы; ϕ1 – приведенный (с учетом влияния угла профиля α) угол трения в резьбе: ϕ1 = ϕ / cos(α/2), φ – угол трения материалов пары винт – гайка; *f*T – коэффициент трения материалов пары гайка – деталь; *d*ср – средний диаметр кольца (рис. 2.2): *d*ср = 0,5 (*D* + *dh*).

Рис. 2.3

Рис. 2.2

Угол подъема резьбы ψ определяют по среднему диаметру *d*2 (рис. 2.3):

tgψ = *Ph* / π*d*2 = *nP* / π*d*2,

где *nP* = *Ph* – ход резьбы, *n* – число заходов.

Подставляя в формулу (2.1) значения моментов *Т*Р и *Т*Т, получим

*Т*зав = 0,5 *F*зат*d*2[tg(ψ + ϕ1) + *f*T*d*ср / *d*2]. (2.4)

Все резьбы геометрически подобны. В среднем для метрической резьбы:

ψ = 2030′; *d*2 ≈ 0,9*d*; *d*ср ≈ 1,4*d*; ϕ1 = ϕ / cos300 ≈ 1,15ϕ ≈ 1,15 arctg*f*. Тогда при *f* = *f*T = 0,15 (резьба и торец гайки без смазки) *Т*зав ≈ 0,2*F*зат*d*. С другой стороны, принимая в среднем длину гаечного ключа *L* (рис. 2.2) от оси винта до середины ладони рабочего равной 14*d*, будем иметь момент завинчивания на ключе

*Т*зав = *F*P*L* = 14*F*P*d*, где *F*P – усилие рабочего. Из равенства 0,2*F*зат*d* = 14*F*P*d* получим *F*зат = 70 *F*P, т.е. *за счет рычага на гаечном ключе* *и параметров соединения имеем* **выигрыш в силе затяжки в 70 раз**. При *f* = *f*T = 0,1 *F*зат ≈ 100 *F*P.

**2.** **Самоторможение в резьбе**

**Самоторможение** – это сохранение затянутого положения гайки так, что для ее отвинчивания следует приложить момент, противоположного направления моменту завинчивания. Момент отвинчивания:

*Т*отв = 0,5 *F*зат*d*2[tg(ϕ1 – ψ) + *f*T*d*ср / *d*2].

Условие самоторможения: *Т*отв ≥ 0. Без учета трения на торце гайки (*Т*Т = 0) должно быть tg(ϕ1 – ψ) ≥ 0 и ϕ1 ≥ ψ.

Если в среднем ψ = 2030′, то ϕ1 ≥ 2030′; arctg *f* = ϕ1 / 1,15; *f* ≥ tg2017′ или

*f* ≥ 0,04. С учетом влияния момента *Т*Т *f* ≥ 0,02.

Таким образом, *при статической нагрузке все крепежные резьбы самотормозящие*. При вибрациях ϕ1 уменьшается вследствие микроперемещений поверхностей трения, смятия микронеровностей на рабочих поверхностях резьбы, и резьбовая пара самоотвинчивается. Поэтому *при переменных нагрузках обязательно применение стопорных устройств*.

**3. КПД резьбовой пары**

КПД резьбы определяют как отношение полезной работы на винте к затраченной работе на ключе при повороте гайки на произвольный угол.

Без учета трения на торце гайки КПД равен:

η = tgψ / [tg(ψ + ϕ1)].

При ψ = 2030′ и *f* = 0,1 η ≈ 0,3, а с учетом трения на торце (момента *Т*Т) КПД еще ниже.

**4. Распределение осевой силы по виткам резьбы**

На рис. 2.4 показано распределение осевой силы *F*зат по виткам резьбы. *На первый виток резьбы приходится около* 1/3 *F*зат, а на последний, десятый

виток – менее 1/100 *F*зат. *Основная причина столь неравномерной нагрузки* – **разноименное сочетание деформаций витков**: *болт растянут, гайка сжата*.

Не имеет смысла увеличивать высоту гайки за счет числа *z* витков (более десяти). Например, у стандартных шестигранных гаек при *Н* = 0,8*d* *z* = 6.

Рис. 2.5

Рис. 2.4

Все конструктивные мероприятия для выравнивания нагрузки по виткам резьбы направлены *на создание одноименных деформаций в районе первых витков*. Например, на рис. 2.5, *а* приведена «висячая» гайка, на рис. 2.5, *б* – гайка с поднутрением, на рис. 2.5, *в-*гнездо под ввинчиваемый конец шпильки. Под действием силы *F*зат (да еще добавится сюда сила от рабочей нагрузки) произойдет либо разрыв стержня винта, либо срез резьбы.

**5. Прочность резьбового участка стержня болта**

При сборке стержень болта растягивается силой *F*зат и скручивается моментом *Т*Р сил сопротивления в резьбе. Момент *Т*Т на торце гайки на стержень не передается.

Эквивалентное напряжение для пластичных материалов:

σ*Е* = (σ2 + 3τ2)1/2 ≤ [σ]Р, (2.5)

где σ = *F*зат /*А*; *А* = π*d*P2/ 4; τ = *T*P/ *W*К; *T*P = 0,5*d*2tg(ψ + ϕ1); *W*К = π*d*P3/ 16.

За расчетный диаметр *d*Р принят *d*1 – внутренний диаметр резьбы стержня.

Формулу (2.5) после подстановки в нее σ и τ представим в виде

σ*Е* = σ{1 + 12 [tg(ψ + ϕ1) *d*2/*d*1]2}1/2 ≤ [σ]Р.

При ψ = 2,50; ϕ1 = 1,15arctg*f* и *f* = 0,15 ϕ1 = 9,80; *d*2 / *d*1 ≈ 1,06 будем иметь σ*Е* = 1,28σ. За расчетное значение принимают 1,3σ.

Условие прочности при затяжке гайки:

σ = 1,3 *F*зат / (π*d*12/ 4) ≤ [σ]Р, (2.6)

где ***коэффициент* 1,3** *учитывает влияние скручивания стержня болта при затяжке гайки*.

Рассчитывая напряжения по формуле (2.6), следует сделать вывод: *при затяжке гаек с резьбой меньше М12 обязательно должен быть контроль усилия затяжки во избежание разрушения болтов*.

**6. Прочность витков резьбы на срез**

*Из условия равнопрочности витков* резьбы *на срез и стержня болта на растяжение определена необходимая глубина завинчивания* *l*1 (рис. 2.1) винтов и шпилек для различных материалов деталей: **в сталь** пластичную *l*1 = *d*, с пониженной пластичностью 1,25*d*; **в чугун** *l*1 = 1,25*d* и 1,6*d*; **в легкие сплавы** *l*1 = 2*d* и 2,5*d*.

**7. Эксцентричное нагружение болта**

Эксцентричная нагрузка возникает

а) в болтах с так называемой костыльной головкой (рис. 2.6, *а*);

б) при перекосах опорных поверхностей под гайкой или головкой болта

(рис. 2.6, *б*).

|  |  |
| --- | --- |
| Рис. 2.6 | Рис. 2.7 |

Под действием силы *F* в стержне болта действуют напряжения растяжения σР и изгиба σи. При этом, как показывают расчеты, σи во много раз может превышать σР. *Напряжения изгиба являются самыми опасными для прочности* *болтов, винтов и шпилек*.

Отсюда **правила конструирования**:

1. Не допускать черновых (необработанных) поверхностей под гайками, головками, шайбами.

2. Несопрягаемые (свободные) поверхности корпусных деталей не обрабатывают. В местах установки крепежа следует предусматривать:

а) на литых деталях – бобышки (местные выступы) под обработку высотой *S* = 2…3 мм (рис. 2.7, *а*);

б) на сварных деталях – платики (рис. 2.7, *б*);

в) на любых деталях – цековки глубиной *h* = 1,25…1,6 мм (рис. 2.7, *в*).

3) Использовать сферические, косые шайбы и другие выравнивающие от изгиба устройства.

**2.3 Расчет болтовых соединений**

Как правило, детали соединяются несколькими болтами, т.е. **группой болтов**. При расчете приняты следующие допущения:

1. все болты одинаковые и равнозатянутые;

2) поверхности стыка деталей не деформируются, остаются плоскими;

3) как правило, стыки имеют оси симметрии, болты располагаются симметрично относительно этих осей.

*Расчет группового болтового соединения сводится к отысканию нагрузки для наиболее нагруженного болта и его расчету на прочность как единичного.*

Выразив силы *FT*2, *FT*3 … *FTi\_* через *FT*1 –наибольшую по величине, находящуюся на наибольшем расстоянии ρ1 – *FT*2 = *FT*1ρ2 /ρ1, …, *FTi* = *FT*1ρ*i* / ρ1, – и, подставив их в условие (2.9), получим

*Т* = *FT*1ρ12/ρ1 + *FT*1ρ22/ρ1 + … + *FT*1ρ*i*2/ρ1.

Отсюда *FT*1 = *Т*ρ1 / (ρ12 + ρ22 + …+ ρ*i*2). В общем виде для *i*-го болта

*FТi* = 103*Т*ρ*i* / (Σρ*i*2), (2.10)

где *Т*, Н⋅м; ρ*i*, мм; *i* = 1, 2…*z*.

**3.** При совместном действии силы *FF* и силы *FТi* определяют полную сдвигающую силу *Fd*, действующую на наиболее нагруженный болт. На рис. 2.9 это болт *1* – угол между векторами *FF* и *FТ*1 острый. Для него по теореме косинусов сдвигающая сила будет равна:

*Fd*1 = [*FТ*12 + *FF*2 – 2*FТ*1*FF*cos(*FТ*1*∧FF*)]1/2.

**4.** **Условием надежности** соединения является *отсутствие сдвига деталей в стыке* под действием силы *Fd*.

Соединение может быть выполнено в двух вариантах:

а) **на болтах**, установленных в отверстия деталей **с зазором**;

б) **на болтах** (по ГОСТ 7817–80), установленных в отверстия плотно, **без зазора**.

**5. Болт с зазором.** Сила*Fd* уравновешивается силами трения *Ff* на стыках. Они создаются силой затяжки *F*зат болта при сборке (рис. 2.10): *Ff* = *iF*зат*f* ≥ *Fd*. Откуда требуемая сила затяжки

*F*зат = *KFd* / (*if*), (2.11)

где *К* = 1,5…2 – коэффициент запаса затяжки на сдвиг; *i* – число плоскостей стыка; *f* – коэффициент трения материалов деталей на стыке.

Если, например, принять *К* = 1,5, *f* = 0,15, *i* = 1, то требуемая сила *F*зат должна быть в 10 раз больше внешней сдвигающей силы *Fd*. Отсюда *большие*

**1.** Нагрузка в зоне болта от центральной силы *Fz*:*FF* **=** *Fz* **/** *z*.

**2.** Сила *FМ* от изгибающих моментов *М* распределяется по болтам (рис. 2.12) пропорционально их расстояниям от центральных осей.

*F* = ± *FF* + *FМx*max + *FМy*max,(2.13)

где знак плюс, если *Fz* растягивает стык; знак минус, если *Fz* сжимает стык.

Рис. 2.13

**4.** Возможность раскрытия стыка силой *F* устраняется предварительной затяжкой болтов *F*зат. Применяют **болты** **с зазором**. При сборке соединения силой *F*зат (рис. 2.13, *а*) стержень болта растягивается, а соединяемые детали сжимаются (условно считают в пределах конусов *1*, *2* и цилиндра *3* сжатия). После приложения к деталям внешней силы *F* (рис. 2.13, *б*)болт дополнительно растянется на величину Δ*l*Б, а детали ослабят свое первоначальное сжатие на Δ*l*Д (разгрузка стыка).

*Условие равновесия сил*:

*Q*Б + *Q*Д = *F*, (2.14)

где *Q*Б – часть внешней нагрузки, приходящейся на болт, *Q*Д – часть внешней нагрузки, идущей на ослабление сжатого силой *F*зат стыка.

*Условие совместности деформаций* болта Δ*l*Б и деталей Δ*l*Д:

Δ*l*Б = Δ*l*Д, (2.15)

где по закону Гука Δ*l* = *Ql* / (*EA*) = *Q*λ, здесь *Е* – модуль упругости материала; *А* – площадь поперечного сечения на длине *l*; λ = *l* / (*EA*) – податливость, мм/Н.

Тогда из условия (2.14) *Q*Д = *F* – *Q*Б и из условия (2.15) будем иметь *Q*БλБ = (*F* – *Q*Б)λД. Откуда *Q*Б = *F*λД / (λБ + λД).

Соотношение податливостей называют **коэффициентом** χ **основной** (внешней) **нагрузки**: χ = λД / (λБ + λД).

Тогда *Q*Б = χ*F* и *Q*Д = (1 – χ) *F*. ***Только часть внешней силы***χ*F* *идет на дополнительное растяжение болта*, остальная часть (1 – χ) *F* расходуется на разгрузку сжатого стыка деталей (уменьшение силы затяжки в них).

Для жесткого стыка (стальные, чугунные детали) определено, что χ =

= 0,2… 0,3. При наличии в стыке упругих прокладок (медь, алюминий, картон, резина и т.д.) χ растет и стремится к единице. Если *Q*Д = *F*зат или *F* = *F*зат / (1 –

– χ), то произойдет раскрытие стыка. Следовательно, *чем больше сила затяжки F*зат, *тем большая сила необходима для раскрытия стыка*.

Расчетная сила на болт с учетом скручивания стержня при затяжке гайки:

*F*Б = 1,3 *F*зат + χ*F*. (2.16)

**2.4 Сила затяжки**

**1. Сила затяжки из условия отсутствия сдвига**

В случае общей схемы нагружения (рис. 2.8), кроме сдвигающей силы *Fd*, на стык действуют еще отрывающие *Fz*, *Mx*, *My*. Влияние моментов *Mx* и *My* не учитывают, поскольку (рис. 2.14) *они не изменяют суммарной силы трения* *Ff на стыке* (компенсация: слева – Δ*Ff*, справа + Δ*Ff*). Отрывающая сила *Fz* ослабляет давление и силу трения на стыке и требует увеличения затяжки. Сжимающая сила *Fz* увеличивает силу трения. На ослабление или усиление стыка деталей расходуется часть внешней нагрузки (1 – χ) *Fz*.

**2. Сила затяжки из условия нераскрытия стыка**

В этом случае каждый из *z* болтов предварительно затянут силой *F*зат2, т.е. весь стык нагружен силой *zF*зат 2. Напряжения сжатия на стыке при этом:

σзат = *zF*зат2 / *A*ст,

где *А*ст – площадь стыка, мм2, (рис. 2.15).

Отрывающая сила *Fz* разгружает стык на величину (1 – χ) *Fz*. Напряжения сжатия σзат на стыке уменьшатся на σ*F* = (1 – χ) *Fz* / *A*ст.

Наибольшие напряжения от изгиба стыка моментом *М* действуют в точках *А* и *В*. С учетом податливостей элементов соединения σ*М* = 103(1 – χ) *М* /*W*ст,

**2.5 Порядок расчета болтов для общей схемы нагружения**

#### **2.5.1** **Расчет при статической нагрузке**

**1.** Расчетная осевая сила на наиболее нагруженном болте (болт с зазором) по формуле (2.16)

*F*Б = 1,3*F*зат + χ*F*,

где *F*зат определяют по формулам (2.17) и (2.18).

Если *F*зат1 > *F*зат2 (например, в 1,5 и более раза), то для восприятия силы *Fd* следует применять *разгружающие стык от сдвига устройства*, а в формулу (2.16) подставлять значение *F*зат2.

**2.** Возможность затяжки болтов рабочим стандартным гаечным ключом определяется из соотношения *F*зат = 70*F*раб, откуда требуемое усилие рабочего: *F*раб′ = *F*зат / 70 ≤ [*F*раб] = [200…300] Н.

Если *F*раб′ < [*F*раб], то необходим контроль затяжки при сборке.

Если *F*раб′ > [*F*раб], то следует предусмотреть дополнительные меры по обеспечению *F*зат.

**3.** В проектировочном расчете находят **внутренний диаметр резьбы** болта *d*1, мм:

*d*1′ = [4*F*Б / (π[σ]P)]1/2, (2.19)

где [σ]P = σТ / [*S*], МПа (σТ определяют *по выбранному классу прочности*; [*S*] – коэффициент безопасности).

Расчетный диаметр *d*1′ округляется в большую сторону до *d*1 по ГОСТ 24705–81.

**4.** Конструктивно определяется длина болта *l*, мм:

*l*′ = Σδ*i* + *l*3,

где Σδ*i* – сумма толщин **всех** соединяемых деталей, мм; *l*3 – запас на выход стержня болта за пределы гайки, мм.

Длина *l*′ округляется *по ГОСТ на болты*.

**5.** Если размеры болтов известны (например по конструктивным рекомендациям), то из формулы (2.19) определяют σР и требуемую величину σТ′:

σР = 4*F*Б / (π*d*12); σТ′ = σР[*S*].

По величине σТ′ назначают **безопасный класс прочности болта** из условия σТ ≥ σТ′, где σТ – предел текучести материала, соответствующий выбранному классу прочности.

**2.5.2 Расчет при переменной нагрузке**

Проводят проверочный расчет по коэффициентам безопасности:

а) *на предотвращение пластической деформации*:

*S*Т = σТ / σmax = σТ / (σзат + 2σ*а*) ≥ [*S*Т] = 1,25…2,5,

где σзат = 1,3*F*зат / *А*1 – напряжение предварительной затяжки, МПа; *А*1 – расчетная площадь сечения болта по *d*1, мм2; σ*а* = χ(*F*Бmax – *F*Бmin) / (2*A*1) – амплитуда напряжений, МПа; *F*Бmax и *F*Бmin – соответственно максимальная и минимальная внешняя нагрузка на оси болта по формуле (2.16), Н;

б) *на ограничение амплитуды цикла*:

*Sa* = σ*a*lim / σ*a* ≥ [*Sa*] = 2,5…4,

где σ*a*lim = σ-lР *KdKV* / *K*σ – предельная амплитуда цикла, МПа; σ-lР – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений растяжение-сжатие; *Kd* – коэффициент влияния размеров болта; *KV* – коэффициент влияния качества поверхностного слоя; *K*σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Все параметры, входящие в формулу σ*a*lim выбирают по справочникам.

**3. Механические передачи**

**3.1 Общие сведения**

Все механические передачи *делятся на две группы*:

**–** **передачи зацеплением** (зубчатые: цилиндрические, конические; червячные; цепные; зубчато-ременные; винт-гайка);

**–** **передачи трением** (фрикционные и ременные).

К разновидностям цилиндрических передач относятся планетарные, волновые, реечные и винтовые, а конических – гипоидные.

*Конкретный состав передач в приводе зависит* в основном *от трех критериев*:

1) общего передаточного числа привода *и*0;

2) компоновки привода, т.е. от объема заданного проcтранства, в котором должен размещаться привод, и взаимного расположения в нем осей валов;

3) технико-экономических возможностей конкретного предприятия.

Самым распространенными и предпочтительными являются *зубчатые цилиндрические передачи*.

**3.2 Характеристика передач привода**

**Основные характеристики:**

1. **нагрузка** на рабочем органе: сила, вращающий момент или мощность и характер (циклограмма) ее изменения;
2. **скорость** рабочего органа;
3. **ресурс** – в частности, срок службы.

Эти характеристики **минимально необходимы и достаточны** для проектировочного расчета любой передачи.

Кроме основных, важное значение имеют следующие **дополнительные характеристики**:

1. *общее передаточное число* привода *и*0 = *и*1*и*2…*иi*, где *иi* – передаточное число одной *i*-й ступени передач.
2. *общий КПД привода*: η0 = η1η2…η*i*, где η*i* – КПД одной *i*-й кинематической пары;
3. *потребная (расчетная) мощность двигателя Р*дв*′*:

*Р*дв′ = *T*р.о*n*р.о / 9550η0,

где *T*р.о, *n*р.о – соответственно вращающий момент и частота вращения рабочего органа;

1. *частота вращения i-го вала*(*i* = 1,2,3…*k*; *i* = 1 – вал двигателя; *i* = *k* – вал рабочего органа): *ni = n*1 / *и*1*-i*, где *и*1*-i* – передаточное число между первым и *i-*мвалами;

5) *вращающий момент i-го вала:*

*Ti = Т*р.о / (*иk-i* η*k-i*),

где *иk-i*,η*k-i* – соответственно передаточное число и КПД между *k*-м (рабочего органа) и *i-*м валами.