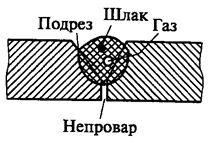
**26.03**

**Урок № 81-82 Практическая работа: «Расчёт разъёмных и неразъёмных соединений на срез и смятие».**

### *Расчет сварных соединений на прочность*

Прочность сварного соединения зависит от следующих основных факторов: качества основного материала, определяемого его способностью к свариванию, совершенства технологического процесса сварки; конструкции соединения; способа сварки; характера действующих нагрузок (постоянные или переменные). Хорошо свариваются низко- и среднеуглеродистые стали. Высокоуглеродистые стали, чугуны и сплавы цветных металлов свариваются хуже. Значительно снижают прочность такие пороки сварки, как непровары и подрезы (рис. 17.1), шлаковые и газовые включения, скопление металла в месте пересечения швов и т. п. Эти дефекты являются основными причинами образования трещин как в процессе сварки, так и при эксплуатации изделий. Влияние технологических дефектов сварки значительно усиливается при действии переменных и ударных нагрузок.



**Рис. 17.1**

Эффективными мерами повышения прочности сварных соединений являются: автоматическая сварка под флюсом и сварка в защитном газе; термообработка сваренной конструкции (отжиг); наклеп дробью и чеканка швов. Эти меры позволяют повысить прочность составных сваренных деталей при переменных нагрузках в 1,5–2 раза и даже доводить ее до прочности целых деталей.

Многообразие факторов, влияющих на прочность сварных соединений, а также приближенность и условность расчетных формул вызывают необходимость экспериментального определения допускаемых напряжений. Принятые нормы допускаемых напряжений для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей,  а также  низколегированных сталей  (типа 14ГС, 15ГС, 15ХСНД, 09Г2, 19Г и пр.) при статических нагрузках см. в табл. 3.

**Таблица 3.**Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей

из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вид деформации, напряжение | Автоматическая и полуавтоматиче­ская сварка под флюсом | Ручная дуговая электродами | |
| Э50А, Э42А | Э50, Э42 |
| Растяжение [σ’]р | [σ’]р | [σ’]р | 0,9[σ’]р |
| Сжатие [σ’]сж | [σ’]р | [σ’]р | [σ’]р |
| Срез [τ’]ср | 0,65[σ’]р | 0,65[σ’]р | 0,6[σ’]р |

В зависимости от вида сварного соединения и сварки принятые допускаемые напряжения  для сварных швов  понижаются  путем умножения их на коэффициент φ (таблица 4).

**Таблица 4.** Значения коэффициента φ в зависимости от вида сварного соединения и сварки

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вид сварного соединения | Вид дуговой сварки | φ |
| Стыковое с двусторонним проваром | Автоматическая под флюсом | 1,00 |
| Ручная, выполненная качественным электродом | 0,95 |
| Ручная с повышенными требованиями контроля | 1,00 |
| Стыковое на подкладке | Ручная | 0,90 |
| Стыковое при одностороннем шве | Автоматическая под флюсом | 0,80 |
| Ручная | 0,70 |
| Тавровое со сплошным проваром | Автоматическая под флюсом | 1,00 |
| Ручная | 0,70 |
| Тавровое с угловыми швами без сплошного провара  Внахлестку с двумя швами | Автоматическая под флюсом или ручная | 0,80 |

**Таблица 5.** Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для сварных швов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Сварной шов | | Коэффициент *k*σ(*k*τ) для стали | |
| углеродистой | низколегированной |
| Стыковой с полным  проваром корня шва | при автоматической и ручной сварке и контроле швов | 1 | 1 |
| при ручной сварке без контроля качества шва | 42 | 1,4 |
| при автоматической сварке без контроля качества шва | 1,1 | 1,2 |
| Угловой лобовой | при ручной сварке | 2,3 | 3,2 |
| при автоматической сварке | 1,7 | 2,4 |
| Угловой фланговый шов, работающий на срез  от осевой силы | 3,4 | 4,4 |

Допускаемые напряжения при периодическом нагружении

σ*Rp*=γσ*p*,

τ*Rp*=γτ*p*,

где γ <1 - коэффициент понижения допускаемых напряжений,

γ=1/[(*ak*σ+*b*)-(*ak*σ-*b*)*R*]≤1,                           (1)

где *k*σ(*k*τ) - эффективный коэффициент концентрации нормальных (касательных) напряжений (см. таблицу 5);

*а*, *b* - коэффициенты (для углеродистых сталей *а*=0,58, *b*=0,26; для низколегированных *а*=0,65, *b*=0,3).

Коэффициент асимметрии цикла *R* определяют как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютному значению напряжений и сил, взятых со своими знаками:

*R*=*R*σ=σmin/σmax=*F*min/*F*max,

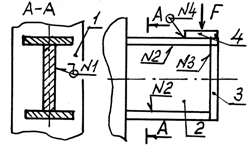
*R*=*R*τ=τmin/τmax=*F*min/*F*max.

Если при вычислении γ по формуле (1) получают γ > 1, то в расчет принимают  γ =1. Это обычно получается при большой асимметрии цикла (*R*> 0) и указывает на то, что для данного цикла решающее значение имеет не сопротивление усталости, а статическая прочность.

Все принятые в инженерной практике методы расчета сварных соединений являются приближенными, дающими возможность получить решение с меньшей затратой времени.

Сварные швы разделяют на **рабочие** и **связующие**. **На** **прочность рассчитывают** только **рабочие швы**, которые воспринимают и передают рабочую нагрузку между соединяемыми деталями. Связующие швы служат только для связи элементов в неразъемную конструкцию. Они мало нагружены и их не рассчитывают.

Например, на рис.17.2 рабочими являются швы (№1) крепления консоли 2 к колонне 1; связующими – швы (№2) соединения полок и стойки консоли, швы (№3) соединения стенки 3 и консоли, швы (№4) сварки площадки 4 с полкой консоли.



**Рис.17.2**

### *Расчет сварных стыковых соединений*

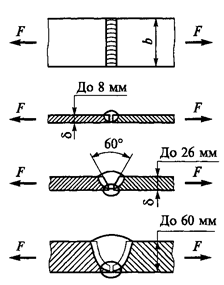
Швы этих соединений работают на растяжение, сжатие и изгиб в зависи­мости от направления действующей нагрузки (рис.13*). Основ­ным критерием работоспособности*стыковых швов является их *прочность шва или околошовной зоны.*

При расчёте стыковых швов высоту шва принимают равной толщине свариваемого металла, независимо от наличия выпуклости (усиления) или вогнутости (ослабления или мениска).

Сварные соединения встык являются наиболее рациональными,  приближающими по форме и прочности составные детали к целому изделию.

При хорошем качестве провара шва стык обеспечивает состояние, близкое к равнопрочности сварного шва и детали при статическом нагружении.

Стыковое соединение во многих случаях является наиболее простым и надежным. Его следует применять везде, где допускает конструкция изделия. В зависимости от толщины соединяемых деталей соединение выполняют с обработкой или без обработки кромок, с подваркой и без подварки с другой стороны (рис. 18).



**Рис.18**

При малых толщинах обработка кромок не обязательна, а при средних и больших толщинах она необходима по условиям образования шва на всей толщине деталей. Автоматическая сварка под флюсом позволяет увеличивать предельные толщины листов, свариваемых без обработки кромок, примерно в два раза, а угол скоса кромок уменьшить до 30–35° (на рис. 18 показаны швы, выполняемые при ручной сварке).

Сварить встык можно не только листы или полосы, но также трубы, уголки, швеллеры и другие фасонные профили. Во всех случаях составная деталь получается близкой к целой.

Предполагают, и это подтверждают испытания, - что при нагружении шов разрушается в зоне термического влияния.

***Зоной термического влияния*** называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагрева при сварке изменяются механические свойства металла. Понижение механических свойств в зоне термического влияния особенно значительно при сварке термически обработанных, а также наклепанных сталей. Для таких соединений рекомендуют термообработку и наклеп после сварки. Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния. Поэтому расчет прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения деталей в этой зоне. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывают при назначении допускаемых напряжений.

Нагрузку, приложенную к сварочному шву, считают равномерно распределённой по всей длине шва, поэтому длину ограничивают шириной свариваемых деталей. В то время как измерения, выполненные на реальных швах, свидетельствуют о существенной неравномерности распределения нагрузки по длине шва, для большинства их типов.

Распределение напряжений по толщине шва — неравномерное.

Стыковые швы могут воспринимать произвольно направленные нагрузки и моменты.

При  конструировании стыковых швов необходимо решить вопрос о способе разделки кромок и в соответствии с этим выбрать буквенно-цифровое обозначение шва.

При действии на соединение нескольких силовых факторов применяют метод независимости действия сил (метод  суперпозиции), т.е. определяют напряжение от каждого силового фактора отдельно, а затем расчет ведут по эквивалентным напряжениям: обычно — по четвертой теории прочности:

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image067.gif

где  σΣ - наибольшее суммарное нормальное напряжение в шве;

        τΣ - наибольшее суммарное касательное напряжение в шве;

        [σ]p - допускаемое напряжение для сварного шва.

***Проверочный расчет***прочности стыкового шва.

Условие прочности на растяжение:

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image069.gif

где http://www.detalmach.ru/lect1.files/image071.gif*—*расчетноеи допускаемое напряжения на растяжение для шва (табл. 3); *F —*нагрузка, действующая на шов; δ — толщина детали (толщину шва принимают равной толщине детали); *l*ш — длина шва.

Условие прочности на изгиб:

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image073.gif

Отношение http://www.detalmach.ru/lect1.files/image075.gif к допускаемому напряжению на растяжение для основного металла детали [σ]р. является коэффициентом прочности сварного соединения:

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image077.gif

Величина φ колеблется в пределах 0,9–1,00, т. е. стыковое соединение почти равнопрочно с соединенными деталями. В тех случаях, когда требуется повысить прочность соединения, применяют косые швы (рис. 18.1). Расчет косого шва выполняют по формулам (2) и (2.1), в которых принимают http://www.detalmach.ru/lect1.files/image079.gif.



**Рис. 18.1. Косой стыковой шов**

***Проектировочный расчет.***Целью этого расчета является определение длины шва.

Исходя из основного условия прочности (2), длину стыкового шва при действии растягивающей силы определяют по формуле

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image083.gif

### *Расчет сварных соединений внахлестку*

Сварные соединения внахлестку выполняют угловым (валиковым) швом (рис.19). Угловые швы соединения внахлестку могут воспринимать произвольно направленные силы и моменты.

Соединения обычно воспринимают нагрузку в плоскости стыка.

Угловые швы соединений внахлестку могут иметь сечения: нормальные (треугольные), выпуклые и вогнутые. Наиболее целесообразный с точки зрения снижения концентрации напряжений и в условиях работы при переменных во времени нагрузках шов — вогнутый, но — и наиболее сложный в изготовлении. Вогнутость шва достигается обычно механической обработкой, которая значительно увеличивает стоимость соединения. Поэтому такой шов применяют только в особых случаях, когда оправдываются дополнительные расходы. Выпуклый шов также сложен в изготовлении, имеет повышенную концентрацию напряжений и применяется в специальных случаях. Наиболее распространенное сечение шва – нормальное (треугольное).

Основные геометрические характеристики поперечного сечения нормального углового шва – катет *k*и расчетная высота – β*k*. Величина последней по сути есть глубина проплавления соединяемых деталей, зависящая от технологического процесса сварки. При ручной и многопроходной автоматической или механизированной сварке β=0,7; при двух- и трехпроходной механизированной сварке β=0,8; при двух- и трехпроходной автоматической, а также однопроходной механизированной сварке β= 0,9; для однопроходной автоматической сварки β=1,1.

В большинстве случаев *k* = *δ*min, где *δ*min – меньшая из толщин свариваемых деталей. По условиям технологии *k* ≥ 3 мм, если *δ*min≥ 3 мм. Максимальная величина катета не ограничивается, однако швы с *k* > 20 мм используются редко.

Разрушение углового шва происходит по сечению m – m (рис. 19). Площадь опасного сечения шва равна βk*l*, где *l* – длина шва.



**Рис.19**

При использовании угловых швов расчет ведут при следующих предположениях (допущениях):

1.Свариваемые детали — абсолютно жесткие: деформируются под нагрузкой только швы.

2. Под действием крутящих моментов происходит поворот соединенных деталей относительно центра тяжести сварного стыка в пределах упругих деформаций шва.

3. В опасном сечении шва возникает сложное напряженное состояние. Однако расчет угловых швов при любом способе напряжений ведут по касательным напряжениям. Нормальные напряжения не учитывают.

4. Считают касательные напряжения равномерно распределенными по высоте опасного сечения hоп = 0,7k.

5. Опасное сечение углового шва расположено под углом 45˚.

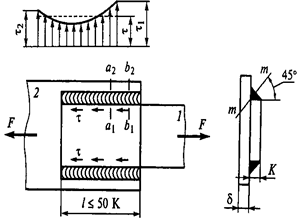
6. Вид сварки выбран правильно, а  качество детали и шва удовлетворяет нормам расчета соединений с угловым швом.

При конструировании соединений следует, если можно, избегать разных толщин соединяемых деталей.

В зависимости от расположения различают швы ***лобовые*, *фланговые*** и ***косые*.**

Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговый – параллельно линии действия нагружающей силы. Обычно применяют комбинированное соединение фланговыми и лобовыми швами. Рассмотрим вначале соединения только фланговыми и только лобовыми швами, а затем кобинированное соединение.

*Фланговые швы* (рис. 19.1). Основными напряжениями флангового шва являются касательные напряжения m в сечении m – m. По длине шва напряжения τ распределены неравномерно. На концах шва они больше, чем в середине. Неравномерность распределения напряжений объясняется следующим. Предположим, что деталь 2 абсолютно жесткая, а деталь 1 и швы податливые. Тогда относительное перемещение точек *b*под действием силы F больше относительного перемещения точек *a* на величину удлинения детали *l*на участке *аb*. При этом деформация сдвига и напряжения в шве непрерывно уменьшаются по всей длине шва справа налево. Если обе детали упругие, но жесткость их различна, то напряжения в шве распределяются по закону некоторой кривой, показанной на рис. 19.1. При одинаковой жесткости деталей эпюра напряжений симметрична. Учитывая податливость деталей, можно вычислить напряжения в любом сечении по длине шва. Ясно, что неравномерность распределения напряжений возрастает с увеличением длины шва и разности податливостей деталей. Поэтому применять длинные фланговые швы нецелесообразно.



**Рис.19.1**

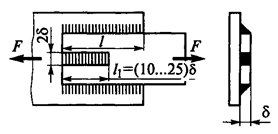
В практике длину фланговых швов ограничивают условием 30 мм ≤*l* ≤ 50*k*. При разработке конструкции соединения внахлестку фланговыми швами из условия равнопрочности шва и основного металла рекомендуется применять величину нахлестки не более *l*н=1,2*b*, а при соединении комбинированным швом — не более *l*н=0,7*b*, где *b*- расстояние между фланговыми швами.

Расчет таких швов приближенно выполняют по среднему напряжению, а условия прочности записывают в виде

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image088.gif

В тех случаях, когда короткие фланговые швы недостаточны для выполнения условий равнопрочности, соединение усиливают прорезными швами (рис. 19.2) или лобовым швом (см. ниже). Условие прочности соединения с прорезным швом при *k*=*δ*

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image090.gif



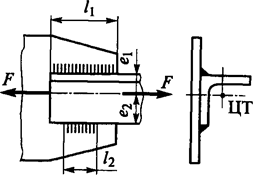
**Рис.19.2**

Если одна из соединяемых деталей асимметрична, то расчет прочности производят с учетом нагрузки, воспринимаемой каждым швом. Например, к листу приварен утолок (рис. 19.3), равнодействующая нагрузка *F*проходит через центр тяжести поперечного сечения уголка и распределяется по швам обратно  пропорционально плечам *е*1 и *е*2. Соблюдая условие равнопрочности, швы выполняют с различной длиной так, чтобы

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image094.gif

При этом напряжения в обоих швах

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image096.gif



**Рис.19.3**

Если соединение нагружено моментом (рис. 19.4), то напряжения от момента распределяются по длине шва неравномерно, а их векторы направлены различно (рис. 19.4, *а*) (напряжения пропорциональны плечам *е*и перпендикулярны им). Неравномерность распределения напряжений тем больше, чем больше *l*/*b*. В общем случае максимальные напряжения можно определить по формуле

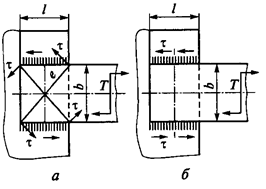
http://www.detalmach.ru/lect1.files/image100.gif

где *W*ρ – полярный момент сопротивления опасного сечения швов в плоскости разрушения.

Для сравнительно коротких швов (*l*<*b*), распространенных на практике, применяют приближенный расчет по формуле

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image102.gif

При выводе этой формулы условно полагают, что напряжения направлены вдоль швов и распределены по длине швов равномерно (рис. 19.4, *б*).



**Рис.19.4**

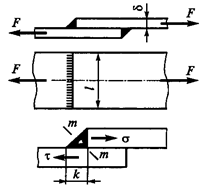
*Лобовые швы* (рис.19.5). Напряженное состояние лобового шва неоднородно. Наблюдается значительная концентрация напряжений, связанная с резким изменением сечения деталей в месте сварки и эксцентричным приложением нагрузки. Основными являются касательные напряжения *τ* в плоскости стыка деталей и нормальные напряжения σ в перпендикулярной плоскости.

По методу, принятому в инженерной практике, лобовые швы рассчитывают только по *τ*. За расчетное сечение, так же как и во фланговых швах, принимают сечения по биссектрисе m – m. Разрушение швов именно по этому сечению подтверждает практика. При этом

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image106.gif

Такая условность расчета тоже подтверждается практикой. Расчет лобовых швов только по *τ* и сечению m – m делает расчет всех угловых швов единым независимо от их расположения к направлению нагрузки.

Все угловые швы рассчитывают только по *τ* в сечении m – m. Это практически удобно и упрощает расчеты.

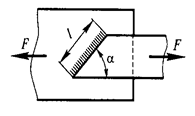


**Рис.19.5**

*Косой шов* (рис. 19.6). В случае применения нахлестки, выполненной косым швом, угол наклона шва α из условия равнопрочности шва и основного металла принимают близким к 30˚.

Условие прочности

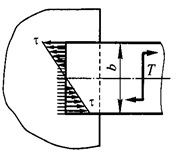
http://www.detalmach.ru/lect1.files/image106.gif



**Рис.19.6**

На рис. 19.7 изображен случай, когда соединение лобовым швом нагружено моментом. При этом напряжения σma по торцу полосы распределяются подобно тому, как распределяются нормальные напряжения в поперечном сечении балки при изгибе. Переходя к ранее рассмотренному условному расчету лобовых швов по касательным напряжениям, получаем:

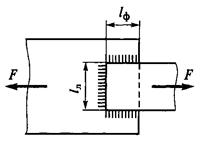
http://www.detalmach.ru/lect1.files/image112.gif



**Рис.19.7**

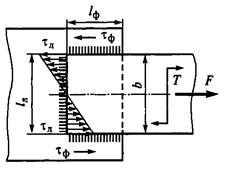
*Комбинированные соединения лобовыми и фланговыми швами* рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При этом для соединения, изображенного на рис. 19.8, получим

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image116.gif



**Рис.19.8**

На рис. 19.9 показан случай, когда соединение нагружено моментом и силой.

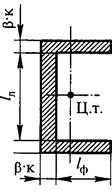


**Рис.19.9**

При расчете такого соединения величина касательных напряжений от момента*Т* может быть определена по полярному моменту инерции опасного сечения швов (рис. 19.10). В приближенных расчетах полагают, что сопротивление комбинированного шва моменту *Т*равно сумме сопротивлений, составляющих швов:

*T*= *T*ф + *T*л,

где *T*ф и *Т*л – моменты, воспринимаемые фланговыми и лобовым швами.



**Рис. 19.10**

Если учесть, что по условиям равнопрочности необходимая длина фланговых швов *l*ф в комбинированном соединении не превышает 0,5*l*л, то можно применить формулу http://www.detalmach.ru/lect1.files/image124.gif для определения *T*ф= τф𝛽*kl*ф*l*л. Для определения *Т*л используем формулу http://www.detalmach.ru/lect1.files/image126.gif и запишем Tл= τл𝛽*kl*л2/6.

Место пересечения швов принадлежит и лобовому, и фланговому швам. Здесь τф=τл. Обозначая это напряжение τT, после подстановки в *T*= *T*ф + *T*л  и несложных преобразований получим

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image128.gif

Напряжения в швах от действия силы *F*определяют по формуле http://www.detalmach.ru/lect1.files/image130.gif

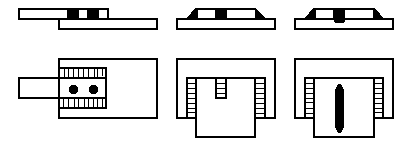
Обозначив это напряжение τF получим суммарное максимальное напряжение:

τ= τT + τF ≤ [τ’].

Оценивая нахлесточные соединения, отметим, что по форме и расходу материала они уступают стыковым соединениям, но не требуют обработки кромок.

Если в нахлесточном соединении угловые швы не обеспечивают требуемой прочности, то дополнительно к угловым применяют пробочные (рис. 19.11, *а*), прорезные (рис. 19.11,*б*), и проплавленные швы (рис.19.11, *в*).

Пробочный шов получается путем заполнения расплавленным металлом отверстий круглой формы в одной или обеих соединяемых деталях. Прорези прорезных швов могут быть закрытыми или открытыми. Из-за высокой трудоёмкости изготовления, низкой прочности и негерметичности – это один из худших видов соединений. Проплавленные швы – более производительны.

**

***а)                                            б)                                         в)***

**Рис.19.11**

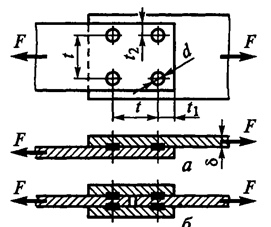
### *Расчет сварных соединений контактной сварки*

Стыковая контактная сварка при соблюдении установленных правил технологии обеспечивает равнопрочность соединения и деталей, поэтому можно не выполнять специальных расчетов прочности соединения при статических нагрузках. Это справедливо только в том случае, если разогрев металла в зоне сварки не влечет за собой снижения его прочности (например, низкоуглеродистые и низколегированные cтали, не подвергающиеся термообработке). В противном случае допускаемое напряжение при расчете деталей в месте стыка снижают с учетом уменьшения прочности материала в зоне термического влияния. При переменных нагрузках допускаемые напряжения понижают по сравнению со статическими, так же как и для стыковых соединений дуговой сваркой.

### *Расчет сварных соединений точечной сварки*

Точечная сварка (рис.19.12) выполняется по ГОСТ 15878-79 «Контактная сварка. Соединения сварные».

Применяют для соединения деталей из тонкого листового материала при соотношении толщин http://www.detalmach.ru/lect1.files/image133.gif.



**Рис.19.12**

Диаметр сварной точки выбирают в зависимости от толщины меньшей из свариваемых деталей:

d=1,2∙δmin+4 мм при  δmin≤3,

d=1,5∙δmin+5 мм при δmin>3.

Минимальный шаг*t*ограничивается явлением шунтирования тока ранее сваренной точкой. Расстояние от кромок *t*1 – по торцу  и *t*2– по длине нормируют с учетом технологических и силовых факторов. Обычно принимают

*t*= 3*d*;    *t*1 = 2*d*;    *t*2 = 1,5*d*.

Соединения точечной сваркой работают преимущественно на срез. При расчете полагают, что нагрузка распределяется равномерно по всем точкам. Неточность расчета компенсируют уменьшением допускаемых напряжений:

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image137.gif

где z – число сварных точек;  *i =*1÷2 – число плоскостей среза. Для конструкции по рис. 19.12,*a*  *z* = 4, *i*=l; по рис. 19.12,*б*  *z* = 2, *i*= 2.

При нагружении точечных сварных соединений моментом в плоскости стыка деталей расчетную точку и ее нагрузку определяют так же, как и для заклепочных соединений или соединений с болтами, поставленными без зазора.

Точечному соединению свойственна высокая концентрация напряжений. Поэтому оно сравнительно плохо работает при переменных нагрузках. Концентрация напряжений образуется не только в сварных точках, но и в самих деталях в зоне шва.

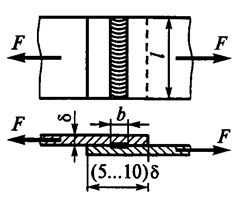
Точечные сварные соединения чаще применяют не как рабочие, воспринимающие основную нагрузку, а как связующие (например, крепление обшивки к каркасу).

***Шовная сварка*** (рис. 19.13).

Напряжения среза

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image139.gif

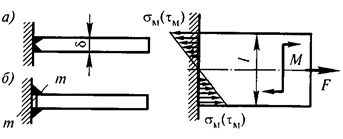
Концентрация напряжений в швах меньше, чем при точечной сварке, соединение герметичное.



**Рис.19.13**

### *Расчет сварных тавровых швов*

Соединяемые детали в зоне сварных швов перпендикулярны (наиболее частый случай) или наклонны друг к другу. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок (рис. 20,*а*) или угловыми швами без разделки кромок (рис. 20,*б*).



**Рис. 20**

При нагружении изгибающим моментом и силой прочность соединения определяют по формулам:

для стыкового шва

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image145.gif

для угловых швов

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image147.gif

При выводе формулы (5) учтено, что напряжения τam от момента распределяются по длине шва аналогично напряжениям σnam в поперечном сечении балки. За расчетное сечение по-прежнему принято сечение по биссектрисе m – m.

На рис. 21 показано тавровое соединение трубы, нагруженное изгибающим и крутящим моментами.

Напряжения в шве от крутящего момента

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image149.gif

В уравнении (6) принято, что катет *k* шва мал в сравнении с*d*. При этом можно считать, что напряжения τT распределены равномерно по кольцевой площадке разрушения шва, равной βkπdcp, а средний диаметр этой площадки

dcp= d + βk ≈ d.

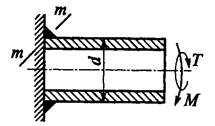
Напряжения в шве от изгибающего момента

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image151.gif

Здесь учтено, что для такого сечения *W* в два раза меньше *W*ρ.

Напряжения τT и τM в сечении m – m (рис. 21) взаимно перпендикулярны. Поэтому суммарное напряжение

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image153.gif



**Рис. 21**

В любом случае для расчёта самых сложных сварных швов сначала необходимо привести силу и момент к шву и распределить  их пропорционально несущей способности (длине) всех простых участков. Таким образом, любой сложный шов сводится к сумме простейших расчётных схем.

Существует множество других нагружений силами, изгибающими и крутящими моментами. Для каждого из случаев составляется свое условие прочности, которые здесь охватить невозможно.

### *Сварные  соединения  при  переменных нагрузках*

Размеры швов выбирают из условия равнопрочности основного металла и шва при статическом нагружении. Однако при действии переменных нагрузок (обозначим их *F*− var) прочность сварных соединений снижается.

Эффективными средствами повышения прочности сварных соединений при *F*– var являются:

1) наклеп поверхности дробью, ультразвуковым ударом специальных головок, чеканка;

2) предварительная подготовка кромок шва (например, в тавровых соединениях со скосами кромок прочность в 1,5 раза выше, чем без разделки кромок);

3) выполнение лобовых швов с отношением катетов 1:3 с плавной формой перехода к основному металлу;

4) отжиг швов для снятия остаточных напряжений и др.

**Расчет на сопротивление усталости при *F*- var** проводят путем определения коэффициента безопасности *S*σ (или *S*τ) в околошовной зоне основного металла и сравнения его с допускаемым [*S*σ] (или [*S*τ]):

*S*σ= σ*RKN*/σmax ≥ [*S*σ],                                                     (7)

где σ*R*− предел выносливости сварного соединения при асимметричном цикле нагружения с коэффициентом асимметрии  *R=F*min*/F*max;

*KN*– коэффициент долговечности;  *KN* = (*NG* / *N*)1/*m* ≥1,

где *N*− заданное число циклов нагружения;

*m* = 12/*K*σ − показатель степени в уравнении кривой усталости;

σmax = (σ*m* + σ*a*) – максимальное напряжение цикла:

σ*m*= σmax (1 + *R*) / 2 − среднее напряжение,

σ*a*= σmax (1 – *R*) / 2 − амплитуда напряжений;

[*S*σ] = 1,4…2,5 – для машиностроительных конструкций.

То же в формуле (7) и для напряжений τ с заменой символов σ на τ.

Для сварных деталей предел выносливости σ*R* − максимальное по модулю напряжение цикла, при котором еще не происходит усталостного разрушения до базового числа циклов *NG*  = 2,7∙106.

Из диаграммы предельных напряжений («Сопротивление материалов»)

σ*R* = 2σ-1св/[1 + ψσ – *R* (1 – ψσ)],                                (8)

где ψσ - коэффициент чувствительности сварного соединения к асимметрии цикла: ψσ = 0,2 при *K*σ < 2; ψσ = 0,05 при *K*σ ≥2, где *K*σ  - эффективный коэффициент концентрации напряжений (отношение предела выносливости целого образца к пределу выносливости сварного):

1) для стыковых соединений *K*σ  = 1,2…1,6 (меньшие значения при автоматической сварке, большие при ручной);

2) для угловых швов нахлесточных соединений:

а) лобовой шов *K*σ = 1,6…3,2;

б) фланговый шов *K*σ= 3,4…4,4;

3) для тавровых соединений *K*σ = 2,5…4;

4) для контактной сварки:

а) точечной *K*σ = 7,5…12;

б) шовной *K*σ = 5…7,5.

Предел выносливости сварных деталей

σ-1св = σ-1 / *K*св,                                                              (9)

где σ-1- предел выносливости основного металла при симметричном цикле. Для стали ориентировочно можно принять σ-1 = 0,43σВ;

*K*св  - коэффициент снижения σ-1 с учетом основных факторов, влияющих на усталость сварного соединения.

В настоящее время наибольший опыт расчетов и нормативов имеется в локомотиво- и краностроении. По их данным

*K*св  = *K*σ∙*K*1∙*K*2/(*Kd∙KF*),                                                (10)

где *K*1 - коэффициент, учитывающий влияние неоднородности металла свариваемых деталей:

- для проката, поковок, штамповок *К*1 = 1,1;

- для литья *К*1= 1,2…1,3;

*К*2 - коэффициент, учитывающий влияние габаритных размеров деталей:

− при размерах до 250 мм   *K*2= 1;

− при размерах 250…1000 мм   *K*2= 1,0…1,2;

*Кd* - коэффициент, учитывающий влияние длины *l* сварного шва: для фланговых швов нахлесточного соединения при *l*= 40…200 мм *Кd* = 0,91…0,59;  для других швов *Кd* = 1;

*КF* - коэффициент, учитывающий качество поверхности  сварного соединения:

- для стальных литых деталей после пескоструйной обработки *КF* = 0,8

- после грубой механической обработки *КF*  = 0,8…0,85;

- после чистовой обработки *КF*  = 0,9.

## *Наибольшую прочность при F- var имеют стыковые соединения.*

Одним из основных факторов, влияющих на ударную выносливость соединения, является очертание шва (плавность перехода к основному металлу). Наиболее действенными способами повышения ударной выносливости является заглаживание швов и мест перехода к основному металлу, а также поверхностный наклеп дробью или плавно молотками. Но при малом количестве циклов эффект применения наклепа уменьшается, наклеп снижает пластичность, что нежелательно для конструкций, работающих при низких температурах, предложен метод аргонодугового оплавления.

## 

### *Расчет клеесварных соединений*

Клеесварные соединения представляют собой точечно-сварные соединения, у которых в промежутках между точками сварки находится клей, нанесенный до сварки (сварка по клеевой пленке) или введенной после сварки.

Прочность клеесварного соединения зависит от площади нахлестки и равна сумме прочности точки и прочности клея из расчета τ*кл*.= 50 кгссм2  для клеев ФЛ-4С, МПФ-1, 13К-32-ЭМ.

Такая заниженная прочность клея объясняется тем, что расстояние между листами является непостоянным, меняясь от максимума на наибольшем удалении от точки до минимума вблизи точки и до нуля в месте сварки. Указанная величина τ*кл*. является осредненной, отнесенной ко всей площади нахлестки.

Прочность клеесварного соединения на произвольной длине определяется силой

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image157.gif

или прочная сила, которую способно воспринимать клеесварное соединение:

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image159.gif

где   *Р1*– прочность одной точки сварки на срез, кгс;

*t* – шаг точек, см;

*b* – ширина нахлестки, см;

        τ*кл* – прочность клея на срез, кгссм2.

Прочность сечений вне клеевого шва на длине Z определяется силой

Ро= qoZ

где *qo* – прогонная нагрузка, которую способно воспринимать сечение вне шва.

При работе на растяжение

qo=σδ

где δ– толщина детали в месте соединения;

σ – напряжение растяжения (или сжатия) материала детали.

При работе на сдвиг

qo= τδ

где τ – напряжение сдвига материала детали.

Относительная прочность клеесварного соединения

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image161.gif

Откуда

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image163.gif

Из полученного выражения можно найти зависимость http://www.detalmach.ru/lect1.files/image165.gif которая для материала Д16-Е при σ= 4000 кгссм2   τ= 2500 кгссм2, *t* = 2 см, δ = 0,2 см и τ*кл* = 50 кгссм2 равна:

при растяжении

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image167.gif

при сдвиге

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image169.gif

В клеесварных конструкциях силовую основу составляют сварные точки, разгруженные в значительной мере клеевой прослойкой. Кроме того, клеевая прослойка выполняет роль герметизирующего элемента, позволяя тем самым осуществлять антикоррозионную защиту клеесварных соединений методом анодного оксидирования, в отличие от сварных конструкций, не допускающих электрохимических способов защиты из-за попадания агрессивных электролитов в зазоры нахлесточных соединений.

В целом прочность клеесварных соединений при толщине листов 1-1,5 мм на 50% выше прочности сварных и клепанных, а при толщине 3-4 мм на 15…25% выше сварных.

### *Порядок расчета сварных соединений*

1. При **проектном расчете** наиболее целесообразен такой порядок расчета:

1.1. Разработка конструкции соединения (взаимное наложение деталей, размеры деталей, связанных непосредственно со сваркой, назначение вида обработки кромок, выбор вида соединения).

1.2. Выбор вида сварного шва.

1.3. Назначается материал деталей, электроды, и определяются допускаемые напряжения.

1.4. Записывается условие прочности шва. В условии прочности две неизвестных величины: катет шва и длина сварного шва. Можно, задавшись толщиной шва или катетом шва, определить требуемую длину шва из условий прочности. Такой путь, — как правило, громоздкий, и его применяют когда решение простое, например, — когда соединение  нагружено одним силовым фактором.

2. При **проверочном расчете** целесообразен порядок расчета путем последовательных приближений.

2.1. Разрабатывают конструкцию соединения (взаимное наложение деталей, размеры деталей, связанных непосредственно со сваркой, назначение вида обработки кромок, выбор вида соединения).

2.2. Выбирают тип сварного шва и его основные параметры: толщина, катет шва и длина шва (обычно из соображений конструктивных).

2.3. Выбирают материал деталей, электроды, и определяют допускаемые напряжения.

2.4. Записывают условие прочности шва, определяют величину максимальных напряжений в шве и сравнивают с допускаемыми.

2.5. Если напряжения в шве отличаются от   допускаемых напряжений менее чем на 3% в большую сторону (перегрузка) или менее чем на 15% в меньшую сторону (недогрузка), то расчёт считается законченным, т.к. условия прочности соблюдены.

2.6. При значительной (более 3%) перегрузке следует увеличить размеры шва и вести расчет до выполнения пункта 2.5.

2.7. При значительной (более 15%) недогрузке следует уменьшить размеры шва и вести расчет до выполнения пункта 2.5.

**Пути  удовлетворения условий прочности:**

а) путем изменения толщины или катета шва в рекомендуемых пределах,

б) путем изменения длины шва, что может вести к изменению конструкции всего соединения,

в) путем изменения конструкций швов (применение прорезных, проплавных швов),

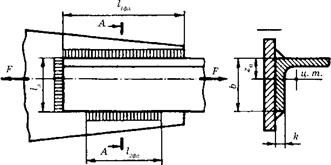
г) изменение технологии сварки,

д) изменение материала конструкции.

### *Рекомендации по конструированию сварных соединений встык и внахлест*

Из-за дефектов сварки на концах шва принимают минимальную длину шва не менее 30 мм.

В соединениях внахлест (рис.9, *а*) длину перекрытия принимают больше 4*s*, где *s*– минимальная толщина свариваемых деталей. Длина лобовых швов *lш*не ограничивается. Длина фланговых швов ограничивается, так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва (рис.9, *б*) *lфл < 60K*



**Рис.22**

Сварные швы располагают так, чтобы они в соединении были нагружены равномерно. При проектировании соединения уголков с косынками (рис.22) длины фланговых швов принимают обратно пропорциональными расстояниям до центра тяжести уголка:

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image172.gif

Суммарная длина фланговых швов

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image174.gif

Следовательно, длина флангового шва у примыкающей полки уголка

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image176.gif

В конструкциях, подверженных действию вибрационных знакопеременных нагрузок, соединения внахлест не рекомендуются, так как они создают значительную концентрацию напряжений.

### *Условные изображения и обозначения сварных швов*

**Условные изображения** и обозначения на чертежах швов сварных соединений устанавливает ГОСТ 2.312-72.

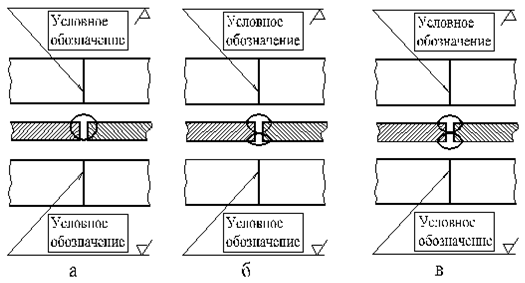
Сварной шовнезависимо от способа сварки изображают на чертеже соединения следующим образом:

**- видимый шов** – сплошной основной линией (рис. 23);

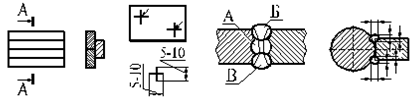
**- невидимый шов** – штриховой линией (рис. 24);

- при точечной сварке **видимую одиночную сварную точку** – знаком +, который выполняют основными сплошными линиями (рис. 25);

- при точечной сварке **невидимые одиночные сварные точки** не изображают.



**Рис.23**



**Рис.24                         Рис.25                        Рис.26                       Рис.27**

На изображении сварного шва различают **лицевую и оборотную стороны**.

За лицевую сторону одностороннего швапринимают ту сторону, с которой проводится сварка. Лицевой стороной двустороннего шва с несимметричной подготовкой (скосом) кромок будет та сторона, с которой проводят сварку основного шва (см. рис. 23,б). Если же подготовка симметрична, то за лицевую сторону принимают любую сторону (см. рис. 23,в).

На изображении сечения **многопроходного шва** допускается выносить контуры отдельных проходов; при этом необходимо обозначать проходы прописными буквами русского алфавита (рис. 26).

Шов, размеры конструктивных элементов которого стандартами не установлены (**нестандартный шов**), изображают с указанием размеров конструктивных элементов, необходимых для выполнения шва по данному чертежу (рис. 27).

**Границы шва** изображают сплошными основными линиями, а конструктивные элементы кромок в границах шва – сплошными тонкими линиями.

На чертежах сварного соединения каждый шов имеет определенное **условное обозначение,** которое наносят:

- для шва с лицевой стороны  - на полке линии-выноски, заканчивающейся односторонней стрелкой, проведенной от изображения шва;

- для шва с оборотной стороны – под полкой линии-выноски, заканчивающейся односторонней стрелкой, проведенной от изображения шва.

**Буквенно – цифровое обозначение шва:**

Стыковой С1 – С25.

Тавровый Т1 – Т11.

Внахлестку Н1 – Н10.

**Некоторые примеры цифровых обозначений наиболее применяемых швов.**

Для стыковых соединений:

а) С4 -  односторонний шов, без скоса кромок, на съёмной подкладке, для деталей толщиной 1…4 мм.

б) С2 – односторонний шов без скоса кромок деталей толщиной 1…4 мм.

в) С5 – односторонний шов, без скоса кромок, на остающейся подкладке, для деталей толщиной 1…4 мм.

г) С6 - односторонний замковый шов, для деталей толщиной 1…4 мм.

д) С8 -  односторонний, со скосом одной кромки, для деталей толщиной 3…60 мм.

Для тавровых соединений:

а) Т1 — односторонний шов, без скоса кромок, для деталей толщиной 2…40 мм.

б) Т2 — двусторонний, с криволинейным скосом одной кромки, для деталей толщиной 15…100 мм.

в) Т7 — двусторонний, со скосом одной кромки, для деталей толщиной 3…60 мм.

г) Т3 — двусторонний без скоса кромок с толщиной деталей 2…40 мм.

д) Т5 — двусторонний, с двумя симметричными криволинейными скосами кромок, для деталей толщиной 30…120 мм.

е) Т6 — односторонний, со скосом одной кромки, для деталей толщиной 3…60 мм.

Для нахлёсточных соединений.

а) H1 — односторонний шов, без скоса кромок, для деталей толщиной 2…60 мм.

б) Н2 – двуосторонний шов, без скоса кромок, для деталей толщиной 2…60 мм.

**Структура условного обозначения** стандартного шва или одиночной сварной точки включает:

1. Обозначение стандарта на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений (см. таблицу 6).

2. Буквенно-цифровое обозначение шва по стандарту на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений.

3. Условное обозначение способа сварки по стандарту на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений (допускается не указывать).

4. Знак и размер катета по стандарту на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений.

5. Для прерывистого шва - длину провариваемого участка, обозначение знака № 4 для цепного шва или № 5 для шахматного шва (см. таблицу 6) и шаг.

    Для одиночной сварной точки - расчетный диаметр точки.

    Для шва контактной точечной сварки или электрозаклепочного - расчетный диаметр точки или электрозаклепки, обозначение знака № 4 или № 5 (см. таблицу 6) и шаг.

    Для шва контактной роликовой сварки - расчетную ширину шва.

    Для прерывистого шва контактной роликовой сварки - расчетную ширину, знак умножения, длину провариваемого участка, обозначение знака 4 и шаг.

6. Обозначение вспомогательных знаков 7, 2 и 1 (таблица 6).

7. Обозначение вспомогательных знаков 6 и 3 (таблица 6).

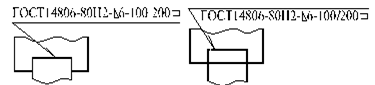
**Таблица 6.** Вспомогательные знаки для обозначения сварных швов

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вспомогательный знак | | Значение вспомогательного знака | Расположение вспомогательного знака относительно полки  линии-выноски, проведенной от изображения шва | |
| Номер | Обозначение | с лицевой стороны | с оборотной стороны |
| 1 | image371 | Усиление шва снять | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image182.gif | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image183.gif |
| 2 | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image184.gif | Наплывы и неровности шва обработать с плавным  переходом к основному металлу | image121 | image121 |
| 3 | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image188.gif | Шов выполнить при монтаже изделия, то есть при установке  его по монтажному чертежу на месте применения | image132 | |
| 4 | image337 | Шов прерывистый или точечный с цепным расположением.  Угол наклона линии 60° | image086 | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image192.gif |
| 5 | image137 | Шов прерывистый или точечный с шахматным  расположением | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image194.gif | image089 |
| 6 | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image196.gif | Шов по замкнутой линии.  Диаметр знака 3-5 мм | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image197.gif | |
| 7 | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image198.gif | Шов по незамкнутой линии.  Знак применяют, если расположение шва ясно из чертежа | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image199.gif | http://www.detalmach.ru/lect1.files/image200.gif |

После вспомогательных знаков, если указана последующая механическая обработка шва, ставят обозначение шероховатости поверхности обработанного шва (см. рис. 23,а).

Вспомогательные знаки (см. таблицу 6) выполняют тонкими сплошными линиями, они должны быть одинаковой высоты с цифрами, входящими в обозначение шва.

Условное обозначение стандартного шва, показанное на полке линии-выноски (см. рис. 28), расшифровывается так: *шов нахлесточного соединения (буква Н), прерывистый шов по незамкнутой линии (знак 7); катет сечения шва 6 мм; длина каждого проваренного участка 100 мм, шаг 200 мм (100/200).*



**Рис.28**

Сварочные материалы указывают на чертеже в технических требованиях или таблице швов.

Допускается сварочные материалы не указывать.

При наличии на чертеже одинаковых швов обозначение наносят у одного из изображений, а от изображений остальных одинаковых швов проводят линии-выноски с полками.

Всем одинаковым швам присваивают один порядковый номер, который наносят:

- на линии-выноске, имеющей полку с нанесенным обозначением шва;

- на полке линии-выноски, проведенной от изображения шва, не имеющего обозначения, с лицевой стороны.

### *Написание технических требований на чертежах сварных конструкций*

В технических требованиях на чертежах сварных конструкций рекомендуется приводить следующие данные:

1) марку электродов или присадочной проволоки.

Вместо марки допускается указывать тип электрода по соответствующим государственным стандартам. Допускается вместо марок и типов электродов и марок присадочных проволок указывать необходимые требования к прочности и другим свойствам швов или сварных соединений;

2) сведения о необходимости термической обработки сварной конструкции после сварки;

3) сведения о необходимости, ограничении или запрещении правки;

4) контролируемые швы или участки швов и необходимость их контроля;

5) группу сварных соединений;

6) конструктивные и технологические нормы подготовки и сборки кромок под сварку и контролируемые размеры швов. Они должны соответствовать требованиям нормативно-технических документов.

Ниже приведены примеры записи **технических требований** на чертежах сварных конструкций.

Для углеродистых сталей обыкновенного качества (ГОСТ 380-88), сталей углеродистых качественных конструкционных (ГОСТ 1050-88):

*1. Сварку проводить электродом Э42А (ГОСТ 9467-75).*

*Сварные швы по ГОСТ 5264-80.*

*2. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).*

Если на чертеже имеются стандартные и нестандартные швы, то в технических требованиях пишут:

*1. Сварку проводить электродом Э42А (ГОСТ 9467-75).*

*Сварные швы №№ ...по ГОСТ 5264-80.*

*Сварка швов № ... - ручная дуговая.*

*2. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).*

Допускается на чертеже сварные швы не обозначать, особенно для пространственных конструкций из уголков, швеллеров и т.д.

Например:

*... В местах стыка деталей из швеллеров сварка швами Т3 катетом не менее 5 мм и С2 по ГОСТ 5264-80 по всей длине соприкосновения деталей.*

*...В местах стыка деталей из листов сварка швом С2 длиной 50 мм и шагом 200 мм, приварка деталей из листов к швеллерам и фланцам швом HI катетом не менее 5 мм длиной 50 мм с шагом 200 мм по ГОСТ 5264-80.*

*...В местах стыка деталей из труб сварка швом У5 катетом не менее 5 мм по ГОСТ 16037-80 по всей длине соприкосновения деталей.*

*...В местах стыка деталей из труб со швеллерами сварка швом Т1 катетом не менее 5 мм по ГОСТ 5264-80.*

*... В местах  стыка деталей  из труб с лентой сварка швом HI  no ГОСТ 5264-80.*

Для легированных конструкционных сталей (ГОСТ 4543-71):

*1. Сварку проводить электродом Э85А (ГОСТ9467-75).*

*2. Сварные швы по ГОСТ 5264-80.*

*3. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).*

Для коррозионно-стойких сталей по ГОСТ 5632-72 (*сталь 12Х18Н10Т*):

*1. Сварные швы по ГОСТ 14771-76.*

*2. Сварку   проводить   с   присадочной  проволокой   Св06Х19Н9Т ГОСТ 2246-70.*

*3. Допускается замена на проволоку Св04Х19Н11МЗ ГОСТ 2246- 70.*

*4. Допускается  сварка электродуговая.   Электрод Э-08Х17Н8М2 ГОСТ 10052-75.*

*5. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).*

Если в сварной конструкции применяются различные способы сварки, то в технических требованиях следует делать запись по типу:

*1. Сварка электродуговая электрод Э-08Х20Н9Г2Б (ГОСТ 10052-75). Допускается электрод Э-08Х17Н8М2 (ГОСТ 10052-75).*

*1. Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).*

*3. Сварные швы, выполненные электродуговой сваркой, контролировать радиографическим методом по ГОСТ 7512-82.*

*4. Остальные сварные швы выполнить аргонодуговой сваркой с присадочной проволокой Св06Х19Н9Т (ГОСТ 2246-70).*

*5. Сварные швы, выполненные точечной сваркой, группы ... (отраслевой стандарт).*

Если на сборке выполняются сварные швы из алюминиевых сплавов различных марок:

*Сварные швы по ГОСТ 14806-80, кроме шва №1.*

*Сварку швов №7 - №5 проводить с присадочной проволокой СвАМц (ГОСТ 7871-75).*

*Сварка шва №1 - с присадочной проволокой СвАМгб (ГОСТ 7871-75).*

*Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).*

Для титановых сплавов (ГОСТ 19807-91) (*ОТ4, ВТ1-00*):

*1. Сварка аргонодуговая.*

*Сварные швы группы ... (отраслевой стандарт).*

*2. Сварочная проволока СвОТ4 ОСТ1.90015-77.*

*Допускается сварка без присадочной проволоки.*

*3. Сварные швы контролировать радиографическим методом по ГОСТ 7512-82.*

*4. После сварки выполнить правку и отжиг по инструкции ...*

*Ударная правка и правка с применением статических нагрузок не допускается.*

Для материала ВТ14, если требуется равнопрочность сварного шва с основным материалом, то в технических требованиях пишут:

*Сварочная проволока СвСПТ-2 ОСТ- 1.90015-77.*

Без предъявления требований равнопрочности к сварному шву:

*Сварочная проволока CвBT1-00 ОСТ - 1.90015-77.*

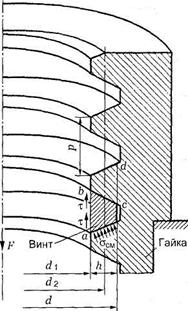
***Расчет клеевых соединений на прочность.***Соединения внахлестку. При действии растягивающей или сжимающей силы *F*(рис. 30) расчет производят на сдвиг (срез) по формуле

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image209.gif

где τсд и [τ]сд — расчетное и допускаемое напряжения на сдвиг; [τ]сд = 10÷25 МПа для карбонильного клея, [τ]сд = 4,5÷7,0 МПа для клея группы БФ; *F —*нагрузка, действующая на соединение; Асд*—*площадь сдвига (среза).

### *Расчет резьбы на прочность*

*При расчете резьбы на прочность принимают следующее допущение:*все витки резьбы нагружаются равномерно (хотя теоретическими и экспери­ментальными исследованиями установлено, что для гайки с шестью витка­ми первый виток резьбы воспринимает 52% всей осевой нагрузки, вто­рой — 25%, третий — 12%, шестой — только 2%). Действительный характер распределения нагрузки по виткам зависит от ошибок изготовления и степени износа резьбы, что затрудняет определение истинных напряжений.  В практике расчет резьбы на прочность производится не по истинным, а по условным напряжениям, которые сравнивают с допускаемыми напряжениями, установленными на основании опыта. Полагая нагружение витков равномерным, резьбу принято рассчитывать по напряжениям смятия и среза.



**Рис. 46. К расчету резьбы на срез**

***Расчет резьбы по напряжению смятия***.

Условие прочности витка резьбы по смятию:

а) для гайки

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image726.gif

б) для винта

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image728.gif

где *F -* осевая сила, действующая на болт, *d2 -*среднийдиаметр резьбы, h - высота витка, *z* - число витков резьбы в гайке, [σ]смв - допускаемое напряжение смятия материала винта, [σ]смг - допускаемое напряжение смятия материала гайки.

***Расчет резьбы по напряжению среза***.

Проверочный расчет. Условие прочности

τср≤[τ]ср,

где τср — расчетное напряжение среза в резьбе; [τ]ср — допускаемое напря­жение среза в резьбе.

Для винта:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image730.gif

для гайки

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image732.gif

здесь *F*— осевое усилие, действующее на болт; *d1 —*внутренний диаметр резьбы; *d —*наружный диаметр резьбы; *Н —*высота гайки; *K*=*cd*/*P* — коэф­фициент, учитывающий тип резьбы (*K*=0,8 — для треугольной резьбы; *К=*0,5 — для прямоугольной и *К=*0,65 — для трапецеидальной резьбы).

Проектировочный расчет (рассматривается случай, когда материал гай­ки и винта одинаков). Задавшись типом резьбы и определив диаметр при проектном расчете, можно определить высоту гайки:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image734.gif

Стандартные крепежные изделия на прочность резьбы не рассчитывают.

Из условия равнопрочности резьбы и стержня винта определяются высота гайки, нормы на глубину завинчивания винтов и шпилек в деталь и прочие размеры. Учитывая сложность напряженного состояния резьбы, а, также предусматривая ослабление резьбы от истирания и возможных повреждений при завинчивании, высоту стандартных гаек крепежных изделий принимают *H≈*0,8*d1*. По тем же соображениям устанавливают нормы завинчивания винтов и шпилек в детали *H*=*d1* – в стальные детали,  *H*=1,5*d1* – в чугунные и силуминовые детали.

### *Выбор стандартных крепежных изделий*

Стандартизация резьб проведена с учетом условия равнопрочности всех элементов соединения. Поэтому можно ограничиться расчетом по одному, основному критерию - прочности нарезанной части, а размеры винтов, болтов и гаек принимать по таблицам стандартов в зависимости от рассчитанного диаметра резьбы.

Выбор производят по наружному диаметру резьбы по стандартам на крепежные изделия.

**Таблица 10. Основные размеры метрической резьбы с крупным шагом**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Стандартный наружный диаметр резьбы *d*, мм | М10 | М12 | М16 | М18 | М20 | М24 | М27 |
| Крупный шаг резьбы *S*,  мм | 1,5 | 1,75 | 2 | 2,5 | 2,5 | 3 | 3 |
| Внутренний диаметр резьбы *d1*,мм | 8,37 | 10,1 | 13,83 | 15,29 | 17,29 | 20,75 | 23,75 |
| Размер под «ключ» головки болта | 17 | 19 | 24 | 27 | 30 | 36 | 41 |
| Диаметр отверстия при установке с зазором d0, мм | 10,5 | 13 | 17 | 19 | 21 | 25 | 28 |
| Длины болтов | от 20 | от 20 | от 25 | от 30 | от 30 | от 35 | от 45 |

Ряд стандартных длин болтов: 20, 25, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110…

Стандарты приведены в справочниках конструктора (см. литературу).

### *Материалы резьбовых изделий и допускаемые напряжения*

При выборе материала для резьбовых деталей учитывают величину и характер нагрузки (статическая или переменная), условия работы (температуру, коррозию и т. д.), способ изготовления.

Для изготовления крепёжных резьбовых деталей используются самые различные материалы, чаще всего цветные (алюминий, медь, титан и их сплавы) и чёрные металлы (углеродистые и легированные стали). Тем не менее, основная масса потребляемых промышленностью резьбовых изделий изготавливается из сталей. Стандартные крепежные изделия общего назначения изготовляют из углеродистых сталей типа сталь 10 - сталь 35. Эти стали, позволяют изготовить большие партии болтов, винтов, гаек методом холодной высадки с последующей накаткой резьбы. Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для высоконагруженных деталей при переменных и ударных нагрузках. Механические свойства крепежных изделий определяются как материалом, так и технологией изготовления. Декоративные винты и гайки выполняются из цветных металлов и пластмасс. Выбор материалов, как и всех параметров резьбовых соединений,  определяется расчётом на прочность.

При этом крепёж, изготовленный из разных сталей, может иметь одинаковые прочностные характеристики, а детали, изготовленные из одной и той же стали, но получившие разную термообработку, могут значительно различаться по своим прочностным характеристикам. Отсюда следует, что при заказе стандартных резьбовых деталей недостаточно указать материал, из которого они должны быть изготовлены, но ещё необходимо показать требуемые прочностные характеристики материала заказываемых деталей. Обозначение прочностных характеристик крепёжных резьбовых деталей стандартизовано (стальные винты и шпильки по ГОСТ 1759-82) и представлено 12-ю классами прочности. Оно состоит из двух цифр, разделённых точкой (в некоторых документах точка не ставится): первая цифра представляет предел прочности материала, выраженный в МПа и поделённый на 100; вторая цифра (стоящая после точки) равна отношению предела текучести материала к его пределу прочности умноженному на 10. В стандарте представлены следующие классы прочности: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 6.9; 8.8; 10.9; 12.9; 14.9.

Класс 4.6 – предел прочности σ*в*=400 МПа и предел текучести σ*т*=240 МПа. Выдержка из ГОСТ 1759-82 «Изделия крепёжные. Общие технические требования» приведена в таблице 3.

Для стальных гаек с нормальной или большей высотой по ГОСТ 1759.5-87 установлено 7 классов прочности:  4;  5;  6;  8;  9;  10;  12. Число, умноженное на 100, показывает напряжение от испытательной нагрузки.

**Техническое правило:** разрыв в соединении всегда должен быть по резьбе болта. Отсюда число класса прочности гайки показывает наибольший класс прочности болта, с которым может использоваться гайка в соединении. Например, гайка класса 6 может применяться с болтами классов прочности не выше 6.8.

Для каждого класса прочности стандарт рекомендует определенные марки сталей, их механические свойства и технологические процессы изготовления деталей.

Для болтов классов прочности 8.8 и выше, гаек классов прочности 8 и выше в их обозначениях по ГОСТ после кдасса прочности полностью указывают марку легированной стали.

Крепежные изделия в зависимости от предполагаемых 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.

**Таблица 11. Механические характеристики материалов резьбовых деталей**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Класс прочности | | σв, МПа | σт, МПа | Марка стали |
| Винт | Гайка |
| 3.6 | 4 | 300 - 400 | 200 | Ст 3, Ст 10 |
| 4.6 | 5 | 400 - 550 | 240 | 20 |
| 5.6 | 6 | 500 - 700 | 300 | 30, 35 |
| 6.6 | 8 | 600 - 800 | 360 | 35, 45, 40Г |
| 8.8 | 10 | 800 - 1000 | 640 | 35Х; 38ХА; 45Г |
| 10.9 | 12 | 1000 - 1200 | 900 | 40Г2; 40Х; 30ХГСА |

Допускаемые напряжения определяются в общем случае:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image735.gif

где S]*i*– допускаемый коэффициент запаса прочности.

Рекомендуемые в расчетах резьбовых соединений коэффициенты запаса приведены в таблицах 12 и 13.

**Таблица 12. Значения коэффициентов запаса прочности [S] и допускаемых напряжений при расчете резьбовых соединений.**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вид внешней нагрузки | Затяжка | Запас прочности или  допускаемое напряжение |
| Статическая отрывающая | Отсутствует | [S]=1,6÷1,7 |
| Статическая отрывающая | Контролируемая | [S]=1,2÷1,5 |
| Не контролируемая | [S] по таблице 5 |
| Переменная отрывающая | Контролируемая | [S]*а* ≥1,5÷2,5;  S=1,2÷1,5 |
| Не контролируемая | [S]*а*≥2,5÷4  [S] по таблице 5 |
| Статическая сдвигающая, болты без зазора | Отсутствует | τ=0,4σт  σсм=0,8σт для стали  σсм=(0,40,5)σв для чугуна |
| Статическая сдвигающая, болты с зазором | Контролируемая | S=1,2÷1,5 |
|  | Неконтролируемая | [S] по таблице 5 |
| Переменная сдвигающая, болты с зазором | Контролируемая | [S]=1,2÷1,5 |
|  | Неконтролируемая | [S] по таблице 5 |
| Переменная сдвигающая, болты без зазора | Отсутствует | []=(0,2÷0,3)σт |
| Прочность стыков при любой нагрузке |  | Для стали [σсм=0,8σв  Для чугуна [σсм=0,4σв  Для бетона [σсм=1÷2 МПа  Для кирпича [σсм=0,5÷2 МПа  Для дерева [σсм=2÷4 МПа |

**Таблица 13.** **Значение коэффициента запаса прочности *[s]* при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Материал болта | Постоянная нагрузка | | Переменная нагрузка | |
| М6-М16 | М16-М30 | М6-М16 | М16-М30 |
| Углеродистая сталь | 54 | 42,5 | 128,5 | 9,5 |
| Легированная сталь | 6,55 | 53,3 | 106,5 | 6,5 |

### *Виды повреждений резьбовых соединений*

При затяжке резьбового соединения и в процессе его последующей работы в деталях соединения действуют самые разнообразные напряжения. Так, например, под действием осевой силы в болтовом соединении сечение тела болта нагружено растягивающими напряжениями, в переходной области между телом и головкой возникают касательные напряжения, а в витках резьбы напряжения изгиба, смятия и среза одновременно. Таким образом, ***прочность элементов резьбового соединения является основным критерием работоспособности*.** Наиболее частым является обрыв тела винта в области первых одного-двух витков резьбы, считая от опорного торца гайки. У соединений с мелкими резьбами возможен срез витков резьбы.

Стандартные болты, винты шпильки, гайки с крупными шагами спроектированы по условиям равнопрочности, то есть таким образом, что разрушение по любому из видов напряжений может произойти приметно при одной и той же нагрузке на соединение.

### *Расчеты одиночных болтов*

Методика и расчеты одиночных болтов зависят от вида и характера нагрузок, условий установки, условий работы резьбового соединения.

Факторы, влияющие на расчет.

1. Характер внешней нагрузки:

а) статическая (мало меняющаяся во времени) нагрузка,

б) переменная нагрузка, изменяющаяся по определенному циклу напряжений,

в) ударная нагрузка.

2. Направления внешних силовых факторов.

а) действующие параллельно стыкам соединений – сдвигающие внешние силовые факторы;

б) действующие перпендикулярно стыкам – отрывающие силы;

в) сжимающие или растягивающие силы;

г) действующие и в плоскости стыка и перпендикулярно стыкам – комбинированные силовые факторы.

3. Способ установки в отверстие:

а) болт ставят без зазора. Иногда такое соединение называют соединение чистыми или призонными болтами;

б) болт ставят с зазором. Иногда такое соединение называют соединение черными болтами;

в) болт с эксцентрической головкой.

4. Способ затяжки:

а) без затяжки болтов;

б) с предварительной затяжкой без действия внешних сил;

в) с подтяжкой болтов при действии внешних сил.

5. Затяжка без внешних сил бывает:

а) контролируемая, то есть выполняется специальным инструментом, который позволяет контролировать момент завинчивания (динамометрический ключ);

б) не контролируемая; выполняется стандартным инструментом, предназначенным для затяжки.

### *Расчет резьбового соединения на прочность при осевом и поперечном статическом нагружении*

Замечено, что *выход из строя болтов, винтов, шпилек*и т. п. обыч­но происходит *вследствие разрыва*(или вытяжки) *их стержня*(рис. 47) по резьбе или переходному сечению у головки. Вследствие разрушения или повреждений резьбы резьбовые изделия выбывают из строя реже.

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image736.jpg

**Рис. 47. Деформация болта при работе**

Для обеспечения прочности резьбовых соединений для болта определя­ют диаметр *ds*в его опасном сечении (в дальнейшем для краткости под словом «болт» будем подразумевать и другие резьбовые из­делия: винты, шпильки, стержни с резьбой и т. п.). Затем определяют его остальные размеры. Размеры болта, гайки, шайбы принимают в зависимо­сти от диаметра резьбы по соответствующим ГОСТам.

### *Расчет незатянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой*

Этот случай встречается редко. Примером служит нарезанный участок крюка для подвешивания груза. Опасным бывает сечение, ослабленное резьбой. На рис. 48 показан пример такого резьбового соединения. Стержень крюка работает только на растяжение. Резь­бовое соединение, рассматриваемое в данном случае, называют ненапряженным. Такие соединения способны воспринимать только статическую нагрузку. Опасным будет сечение, ослабленное резьбой. Статическая прочность стержня с резьбой выше (в среднем на 10%), чем гладкого стержня с диаметром, равным внутреннему диаметру *d*1.

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image737.jpg

**Рис.48. Грузовой крюк с обоймой**

Проверочный расчет ненапряженного болтового соединения. Условие прочности на растяжение:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image739.gif

где *σ*p и [*σ*]p — соответственно расчетное и допускаемое напряжения растя­жения в поперечном сечении нарезанной части болта; *F*— растягивающая сила; *d1—*внутренний диаметр резьбы болта.

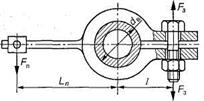
Проектировочный расчет ненапряженного болтового соединения сво­дится к определению внутреннего диаметра резьбы *d1*, из условия прочно­сти (9):

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image741.gif

где [*σ*]p=*σ*T/[*s*]T *—*допускаемое напряжение на растяжение; *σ*T — предел те­кучести материала болта;  [*s*]T — допускаемый коэффициент за­паса прочности. Для болтов из углеродистой стали принимают [*s*]T =1,5÷3,0. Большие значения коэффициента запаса [*s*]T принимают при невысокой точности определения величины нагрузки *F*или для конструкций повышенной ответственности.

### *Расчет затянутого болта, ненагруженного внешней осевой силой*

Болт испытывает растяжение и круче­ние только от затяжки. Требуемую силу за­тяжки болта определяют в зависимости от характера нагружения резьбового соедине­ния. В машиностроении такие болтовые соединения встречаются в клеммовых со­единениях (рис.49), в креплениях люков, крышек и т. п. В таких соеди­нениях стержень болта растягивается силой затяжки *F3*



**Рис. 49. Клеммовое соединение**

Проверочный расчет производят по σэ — эквивалентному (приведенно­му) напряжению для опасной точки.

***Условие прочности***

σэ≤[σ]p.      (11)

Эквивалентное напряжение определяем по гипотезе энергии формоиз­менения:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image747.gif

Для резьбы

σэ≈1,3σp,     (13)

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image749.gif

где σp — напряжение растяжения в опасном сечении болта; τкр — наиболь­шее напряжение кручения; *d1*— внутренний диаметр резьбы; Kз≈1,3 — ко­эффициент затяжки, учитывающий скручивание стержня болта.

***Проектировочный расчет***

С учетом формул (13) и (14) внутренний диаметр резьбы болта

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image750.gif

[σ]p— допускаемое напряжение для болта.

Практикой установлено, что болты с резьбой, меньше М10, можно повредить при недостаточно квалифицированной затяжке. Поэтому в силовых соединениях не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). На некоторых производствах для затяжки болтов используют специальные ключи предельного момента. Эти ключи не позволяют приложить при затяжке момент, больше установленного.

### *Расчет затянутого и дополнительно нагруженного внешней осевой силой болта*

Этот случай является весьма распространенным (фланцевые, фунда­ментные и тому подобные болтовые соединения). Для большинства резь­бовых изделий требуется предварительная затяжка болтов, обеспечиваю­щая плотность и герметичность соединения и отсутствие взаимных смещений деталей сты­ка. После предварительной затяжки под действием силы предварительной затяжки болт растягивается, а детали стыка сжимаются. Помимо силы предварительной затяжки на болт может действовать внешняя осевая сила. Типичный случай показан на рис.50, где внешняя сила создается за счет давления Q*.*Расчет ведут по результирующей нагрузке болта.

***Основные допущения.***

1)Внешние нагрузки передаются с одной детали на другую локально, через зоны, расположенные вокруг болтов.

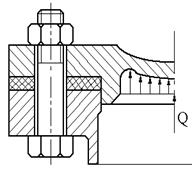
2) Болт и детали испытывают упругие деформации, и это учитывается в расчетах.

3) Расчет ведут на предотвращение раскрытия стыка, то есть условие, при котором напряжения в стыке всегда сжимающие и не равны нулю.

4) Затяжку болтов ведут в условиях отсутствия внешней отрывающей силы.

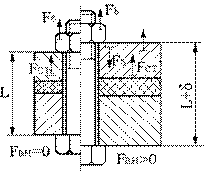
5) Основной критерий расчета болта – условие нераскрытия стыка.

6) Условие нераскрытия стыка в инженерном расчете учитывается расчетом необходимой силы предварительной затяжки болта. Здесь термин «предварительная затяжка» означает, что затяжку ведут до приложения внешней силы, т.е. при сборке.



**Рис. 50. Болты крепления крышки к сосуду**

Считаем, что усилие Qраспределяется между болтами фланца равномерно. Введем обозначения http://www.detalmach.ru/lect2.files/image753.gif - внешняя сила, где *z – ч*исло болтов по фланцу; *Fзат* – усилие затяжки болтов; *Fб –* осевое усилие на болт;*Fст*– усилие, приходящееся на прокладку (стык) от одного болта.



**Рис.51. Расчетная модель болтового соединения**

На  рис.51 показана расчетная модель болтового соединения деталей *Ф*1 и *Ф*2 с прокладкой. Слева показано соединение при *Fвн=0*. В этом случае *Fб=Fст=Fзат*. При приложении внешней нагрузки (*Fвн>0*) в направлении указанном на рисунке справа, уменьшается деформация сжатия прокладки и зоны фланцев деталей, расположенных у прокладки, но т.к. усилие затяжки не изменилось, значит уменьшилось усилие на стыке, т.е.

*Fст<Fзат* ,                                                       (16.1)

иначе стык раскроется.

По условию равновесия соединения

*Fб=Fст+Fвн* .                                                 (16.2)

Учитывая неравенство (16.1), получим

*Fб<Fзат+Fвн*,(16.3)

следовательно, только, часть внешнего усилия *Fвн*, которую обозначим *Fвн'*, прибавляется к усилию затяжки

*Fб=Fзат+Fвн'.*(16.4)

Отношение x=*Fвн'/ Fвн* называется коэффициентом внешней нагрузки.

Следовательно, имеем

*Fб=Fзат+xFвн.*                                                (16.5)

Из уравнения(16.2) получаем

*Fст=Fб-Fвн=Fзат-(1-x)Fвн.*                          (16.6)

Для предупреждения раскрытия стыка надо выполнить условие

*Fст* >0, т.е. *Fзат>(1-x)Fвн.*                            (16.7)

В расчетной практике принимают

*Fзат=k(1-x)Fвн,* (16.8)

где  *k* – коэффициент затяжки.

По условию не раскрытия стыка: *k*=1,25÷2 – при постоянной нагрузке;

*k*=2,5÷4 – при переменной нагрузке.

По условию герметичности в стыке: *k*=1,3÷2,5 - при мягкой прокладке;

*k*=2÷3,5 – при фасонной металлической;

*k*=3÷5 – при плоской металлической прокладке.

Следовательно, растягивающая сила *F*δ, действующая на болт, после предварительной затяжки и приложения внешней силы *Fвн*  равна

*F𝛿=Fзат+ xFвн =k(1-x)Fвн+ xFвн*

или

*F𝛿=*[*k(1-x)+ x*]*Fвн.* (16.9)

При отсутствии последующей затяжки болт рассчитывают с учетом его кручения от момента трения в резьбе *Тр* по расчетной силе

*Fp =1,3Fзат+ xFвн*

или

*Fp=*[1,3*k(1-x)+ x*]*Fвн.*                 (16.10)

Для расчета по формуле (16.10) необходимо знать *х*. Задача о распределении нагрузки между винтом и стыком является статически неопределимой и решается с помощью условия совместности перемещений. Очевидно, что под действием внешней нагрузки в пределах до раскрытия стыка болт удлиняется настолько, насколько уменьшается сжатие деталей, т.е. *δδ*=*δд*, где *δδ* - деформация болта, *δд* - деформация деталей.

*δδ*=*λ*δx*F*вн;       *δд*=*λд*(1-x)*F*вн;

*λδxF*вн= *λд*(1-*x*)*F*вн*δ*;

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image756.gif

где λδ - податливость болта, равная деформации болта под действием силы в 1*Н*;

λ*д* - податливость соединенных деталей и стыка между ними.

При отсутствии упругих прокладок коэффициент внешней нагрузки*х*=0,2÷0,3. При наличии упругих прокладок *х* может быть близок к единице.

***Дополнительные условия повышения герметичности стыка:***

1. Высокая чистота (малая шероховатость) соединенных поверхностей, т.к. шероховатости поверхности в процессе работы сминаются и остаточная затяжка стыка уменьшается. Для ответственных соединений поверхности стыков деталей рекомендуют шлифовать;

2. Чем меньше число стыков, тем больше гарантирована остаточная затяжка;

3. Высокая чистота обработки поверхности резьбы болта для уменьшения смятия шероховатостей и ослабления остаточной затяжки;

4. Контровка резьбового соединения;

5. Повышение упругости прокладок. Пружинные шайбы играют роль упругих прокладок. Необходимо помнить, что наличие прокладок увеличивает коэффициент основной нагрузки.

### *Определение податливости болтов и соединяемых деталей*

***Определение податливости болта***

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image758.gif

где *Е* – модуль упругости материала болта; *S* – площадь сечения болта;

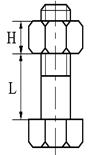
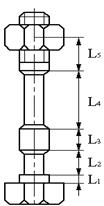
*l*δ - расчетная длина, равная свободной длине болта между опорными поверхностями, плюс половина длины свинчивания (высоты гайки) (рис. 51.1), т.е.

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image760.gif

Для случая ступенчатого болта (рис. 51.2)

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image762.gif

где *l*n - длина *n*-го участка болта; *Sn* – площадь сечения *n*-го участка болта.

**Рис.51.1                                Рис.51.2**

***Определение податливости соединяемых деталей*.**

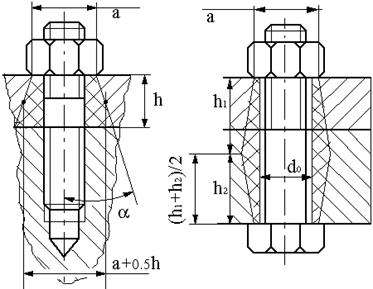
Для определения коэффициента податливости  соединяемых деталей λ*д* пользуются методом профессора И. И. Бобарыкова. Согласно этому методу деформации соединяемых деталей распространяются на так называемые конусы давления, наружный диаметр *а* меньших оснований которых представляет собой наружный диаметр опорной поверхности гайки (головки болта, пружинной шайбы и т.д.), а образующие наклонены под углом α<45 (рис. 51.3). Рекомендуется принимать tg𝛼 =0,5. Для упрощения расчетов конус заменяют цилиндром, наружный диаметр которого равен среднему диаметру конуса. Коэффициент податливости соединяемых деталей равен

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image766.gif

где *h*1, *h*2, …, *hn* – толщина соединяемых деталей;

*S*1, *S*2, …, *Sn* – площади поперечных сечений конусов давлений;

*E*1, *E*2, …, *En* – модули упругости материалов этих деталей.



**а)                                                            б)**

**Рис.51.3**

Для соединения, показанного на рис. 51.3,*а*  при *tg*=0,5

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image770.gif

Тогда

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image772.gif

Для соединения, показанного на рис. 51.3, *б*, при одинаковых материалах соединяемых деталей

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image781.gif

При большом значении λδ и малом значении коэффициента податливости  соединяемых деталей λ*д* коэффициент внешней нагрузки *х* небольшой и почти вся внешняя сила *F*вн идет на разгрузку стыка. При малом значении коэффициента податливости болта и большом коэффициента податливости соединяемых деталей, например при применении в стыке упругой прокладки, большая часть внешней силы передается на болт. При наличии упругой прокладки податливостью соединяемых деталей можно пренебречь.

### *Болтовое соединение нагружено силами в плоскости стыка*

Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Примером может служить соединение двух полумуфт в дисковой муфте. Конструкция может быть собрана по двум вариантам.

***Расчет болта, нагруженного поперечной силой Fr при установке его с зазором*(рис. 52).**

В этом случае болт ставится с зазором в отверстие деталей. Для обеспечения неподвижности соединяемых листов *1, 2, 3*болт за­тягивают силой затяжки *F3.*Во избежание работы болта на изгиб его следует затянуть так сильно, чтобы силы трения на стыках деталей были больше сдвигающих сил *Fr.*

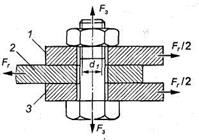
*Основные допущения.*

1) Деформация соединяемых деталей не учитывается, то есть детали принимают абсолютно жесткими.

2) Внешние нагрузки передаются от одной детали на другую локально, через зоны, расположенные вокруг болтов.

3) Расчет ведут на предотвращение сдвига деталей по условию неподвижности стыка.

Основным критерием расчета является условие неподвижности стыка.



**Рис. 52. К расчету болтов соедине­ния, несущего поперечную нагрузку.**

**Болт установлен с зазором**

Обычно силу трения принимают с запасом: *Ff= KFr.* (*К*–коэффициент запаса по сдвигу деталей, *К*= 1,3 – 1,5 при статической нагрузке, *К =*1,8 – 2 при переменной нагрузке).

Найдем требуемую затяжку болта. Учтем, что сила затяжки бол­та может создавать нормальное давление на *i* трущихся поверхностях (на рис. 52) http://www.detalmach.ru/lect2.files/image783.gif или в общем случае

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image785.gif

где *i*– число плоскостей стыка деталей (на рис.52 – *i =*2; при соединении только двух деталей *i* = 1); *f* – коэффициент трения в стыке (*f* = 0,15 – 0,2 для сухих чугунных и стальных поверхностей);

Как известно при затяжке болт работает на растяжение и кручение поэтому прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению. Так как внешняя нагрузка не передается на болт, его рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной внешней нагрузке. Влияние переменной нагрузки учитывают путем выбора повышенных значений коэффициента запаса.

***Проектировочный расчет болта:***

внутренний диаметр резьбы

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image786.gif

***Расчет болта, нагруженного поперечной силой, с установкой его без зазора*(рис. 53).**

*Основные допущения.*

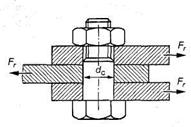
1) Деформации деталей не учитываются, то есть считают детали абсолютно жесткими.

2) Внешние нагрузки передаются с одной детали на другую локально, через зоны, расположенные вокруг болтов.

3) Силы трения, связанные с затяжкой болтов, не учитываются.

4) Основным критерием расчета является условие неподвижности стыка.

5) При установке болта без зазора неподвижность обеспечивается сопротивлением болта срезу и смятию.



**Рис. 53. К расчету болтов соединения, несущего поперечную нагрузку.**

**Болт установлен без зазора**

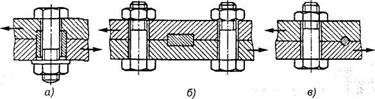
В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку. При расчете прочности данного соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта не контролируется. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

Условие прочности

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image790.gif

где  http://www.detalmach.ru/lect2.files/image792.gif - расчетное напряжение среза болта; *Fr*— поперечная сила; *dc*— диаметр стержня в опасном сечении; [τ]ср — допускаемое напря­жение среза для болта; *i* — число плоскостей среза (на рис. 53 *i* = 2);

[τ]ср=(0,2÷0,3)σT.



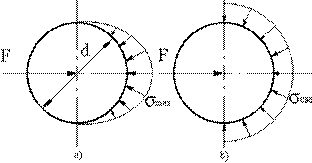
**Рис. 54. Варианты конструкций, разгружающие болты от поперечной нагрузки**

***Проектировочный расчет.***

Диаметр стержня из условия среза

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image794.gif

Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и детали трудно установить точно. Это зависит от точности размеров и форм деталей соединения. Поэтому расчет на смятие производят по условным напряжениям. Эпюру действительного распределения напряжений заменяют условной с равномерным распределением напряжений (рис.54.1).



**Рис.54.1**

Для средней детали (и при соединении только двух деталей)

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image798.gif

для крайних деталей

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image800.gif

Формулы (23) и (24) справедливы для болта и деталей. Из двух значений [σ]см в этих формулах расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали. Сравнивая варианты постановки болтов с зазором и без зазора (рис.52 и 53), следует отметить, что первый вариант дешевле второго, так как не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора. Так, например, приняв коэффициент трения в стыке деталей *f*= 0,2, *К* = 1,5 и *i* = 1, из формулы (20) получим *Fзаm* = 7,5*F*. Следовательно, расчетная нагрузка болта с зазором в 7,5 раз превышает внешнюю нагрузку. Кроме того, вследствие нестабильности коэффициент трения и трудности контроля затяжки работа таких соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

### *Расчет одиночных болтов при эксцентрической нагрузке*

Болты с эксцентрической головкой относятся к специальным болтам. Эксцентричное нагружение болтов возникает при наличии костыльной головки или непараллельности (перекосах) опорных поверхностей деталей и гайки. Такие болты устанавливают в отверстия с зазором и нагружаются отрывающей силой http://www.detalmach.ru/lect2.files/image802.gif, приложенной c эксцентриситетом *а*.

Нераскрытие стыка обеспечивается предварительной затяжкой болта.

Fзат = k∙F.

Расчетная сила, растягивающая болт, определяется как для обычного болта:

Fp = 1,3Fзат + 𝜒∙F

Кроме напряжений растяжения расчетная сила вызывает напряжения изгиба. Условие прочности:

𝜎max=𝜎р + 𝜎и≤[𝜎],

где σ*max* - суммарное максимальное напряжение,

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image804.gif  - напряжение растяжения,

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image805.gif - напряжение от изгиба моментом M = Fp∙a.

Следует избегать случайного нагружения болтов эксцентрично приложенной силой, так как даже небольшой эксцентриситет a=d/2, имеющий место при установке обычного болта, если опорные поверхности под гайкой или головкой имеют перекос, вызывает напряжение σmax≈ 7,5σр. Напряжения  изгиба  являются  самыми  опасными  для  прочности болтов, винтов и шпилек.

Отсюда**правила конструирования**:

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

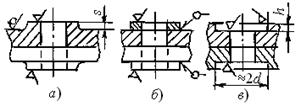
2. Несопрягаемые (свободные) поверхности корпусных деталей не обрабатывают. В местах установки крепежа следует предусматривать:

а) на литых деталях – бобышки (местные выступы) под обработку высотой *S* = 2…3 мм (рис. 54.2, *а*);

б) на сварных деталях – платики (рис. 54.2, *б*);

в) на любых деталях – цековки глубиной *h* = 1,25…1,6 мм (рис. 54.2, *в*).

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

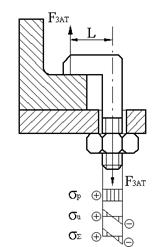


**Рис.54.2**

### *Расчет болтов при внецентренно приложенной силе*

Рассмотрим два случая:

***1. Поставлен болт с костыльной головкой*.** В винтах с эксцентричной (костыльной) головкой под действием силы *F*зат возникают напряжения растяжения σ*р* и σ*и* (рис. 55).



**Рис.55. Болт с костыльной головкой**

Суммарное напряжение в наиболее опасной точке

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image810.gif

Коэффициент 1,3 учитывает напряжения кручения стержня болта от момента трения в резьбе *Тр*.

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image812.gif

Из формулы следует, что с увеличением эксцентриситета *е*напряжение в болте будет возрастать. При эксцентричном приложении нагрузки суммарные напряжения в болте могут во много раз превышать напряжения растяжения. Например, при эксцентриситете *e*=0,5*dp* суммарные напряжения σΣ=5,3σ*p*.

В связи с этим следует избегать применения болтов с эксцентричными головками.

***2.Опорные поверхности под гайку и головку болта непараллельны***(рис. 55.1)*.*



**Рис.55.1. Опорные поверхности под гайку и головку болта непараллельны**

За напряженное состояние винта в первом приближении принимают чистый изгиб, т.к. изгибные напряжения во много раз превышают напряжения растяжения. По заданному углу наклона упругой линии определяем изгибающий момент на винте

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image816.gif

где *l* – деформируемая длина винта; *Е*– модуль упругости материала винта; I=πd2/64 *–*момент инерции сечения стержня винта.

Напряжения изгиба в винте (рис.55.1)

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image818.gif

Напряжения изгиба в резьбовой части

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image819.gif

Для уменьшения напряжений изгиба повышают точность изготовления (вводят допуски на перекосы опорных поверхностей, на биение торца) или применяют специальные конструкции – сферические или косые шайбы.

### *Расчет болтов при повышенной температуре*

Сборка резьбовых соединений производится при нормальной температуре, однако рабочая температура соединения зачастую существенно превышает нормальную. Пример: крепление с помощью резьбовых шпилек головки к блоку цилиндров двигателя внутреннего сгорания. Во многих случаях, как, например, в большинстве двигателей армейских машин, блок цилиндров и его головка выполняются из лёгких сплавов на основе алюминия, а соединяются между собой посредством стальных шпилек. Но алюминиевые сплавы и стали имеют существенно (примерно в 2 раза) различные коэффициенты линейного термического расширения. Нагревание такого соединения создаёт в его элементах дополнительные нагрузки, которые, суммируясь с усилиями предварительной затяжки, могут привести к разрушению элементов соединения или другим неприятным последствиям (заклинивание резьбы, смятие опорных поверхностей, вытяжение шпилек и т.п.).

Для резьбовых соединений из конструкционной стали при температуре *t*>300 °С и для легких сплавов при *t*>150 °С следует учитывать ползучесть и длительную прочность материала.

При *t*>500 °C для резьбовых соединений применяют специальные жаропрочные стали, например ЭИ643 и др.

Таблица 14. Материалы деталей резьбовых соединений и их максимальные рабочие температуры

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Материалы | Рабочие температуры резьбовых соединений, °С, max | Материалы | Рабочие температуры резьбовых соединений, °С, max |
| Стали | | Титановые сплавы | |
| 45 | <300 °С | BT33-1 | <450 °С |
| 30ХГСА | <400 °С | ВТ14 | <400 °С,  кратковременно до 500 °С |
| 1Х12НГВМФ | <500 °С |
| 12Х18Н9Т | <600 °С | ВТ16 | <350 °С,  кратковременно до 700 °С |
| Х12Н22ТЗМР | <700 °С |

При высоких температурах в резьбовых соединениях часто наблюдается заедание - после некоторого времени работы гайку не удается отвернуть или она отвинчивается с большим трудом. Опасность заедания уменьшается при правильном подборе материалов болта и гайки. С этой целью при температурах до 500 °С и незначительных усилиях применяют гайки из латуни, бронзы и перлитного чугуна, а для более нагруженных соединений - гайки из жаропрочных материалов. При этом материал гайки должен иметь больший коэффициент линейного расширения, чем материал болта.

Заедание в резьбовых соединениях уменьшается при применении покрытий (медное - до 600 °С и серебряное - до 700 °С).

Кадмирование резьбовых соединений при рабочих температурах свыше 200 °С недопустимо, так как кадмий проникает в металл болта и вызывает его разрушение.

При повышении температуры на *t*°C болт (шпилька) и соединяемые детали в свободном состоянии должны получить удлинение

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image821.gif

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image823.gif

где δ*tб* и δ*t*д – свободное температурное удлинение болта и соединяемых деталей, соответственно; α*б* и α*i* – коэффициенты линейного теплового расширения болта и каждой из соединяемых деталей, соответственно; *lб* – длина болта; *hi* – толщина каждой из отдельных деталей, входящих в соединение; причём *lб=*Σ*hi*.

Но в результате совместной деформации при нагревании в соединении появляется температурная нагрузка (сила), которая сообщает болту дополнительное удлинение, а стягиваемым деталям укорочение (отрицательное удлинение)

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image824.gif

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image826.gif

где *Ft* – усилие в соединении, возникшее в связи с его нагреванием; *Fб* и *F*д – дополнительная деформация от действия *Ft* болта и соединяемых деталей, соответственно; λ*б* и λд – податливость болта и суммарная податливость соединяемых деталей.

Но в силу совместности деформации изменение длины болта и соединяемых деталей одинаковы, то есть δ*tб+*δ*Fб=*𝛿*t*д*+*δ*F*д, или в развёрнутом виде

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image828.gif

Из последнего выражения находим дополнительную нагрузку на соединение, вызванную его нагреванием,

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image830.gif

Разделив *Ft* на площадь поперечного сечения болта, получим величину температурных напряжений, которые суммируются с рабочими напряжениями.

Расчет ведут по рассмотренным выше правилам, но в расчетной формуле учитывают дополнительную силу, появляющуюся при температурной деформации:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image832.gif

Расчетная нагрузка.

*Fpt = Fр + Ft*,                                                    (27)

где *Fр* – расчетная внешняя нагрузка на болт при нормальной температуре.

### *Резьбовые соединения, работающие при циклических нагрузках*

Примером таких болтов могут служить болты крепления крышки цилиндра двигателя внутреннего сгорания. При циклических нагрузках (чаще всего пульсирующего цикла) большую опасность представляют усталостные явления, которые могут служить причиной аварийных разрушений. Усталостные разрушения начинаются с образования микротрещин, которые возникают в местах наибольшей концентрации напряжений, поэтому в конструкции болтов и винтов большое внимание должно быть уделено целесообразной геометрической их форме. Для оценки концентрации напряжений пользуются гидравлической аналогией, которая выражается так: если контур детали представить как трубу, в которой движется жидкость, то там,  где поток турбулентный (вихревой), должны возникнуть местные напряжения, величина которых пропорциональна интенсивности вихрей.

Местные напряжения возникают:

- в местах резкого перехода сечений,

- в канавках с острыми углами,

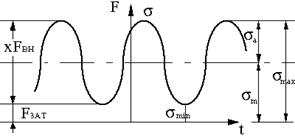
- при малых радиусах округлений,

- в переходах от стержня к резьбе,

- в переходах к зоне закалки ТВЧ,

- при некруглых отверстиях.

Рассмотрим циклы изменения нагрузок и напряжений (рис. 56).



**Рис.56. Циклы изменения нагрузок и напряжений**

В большинстве случаев переменная внешняя нагрузка изменяется по отнулевому циклу от 0 до *F*вн. На болт приходится только часть ее *xF*вн. Таким образом, если на болт действует сила предварительной затяжки *F*зат и переменная внешняя сила, изменяющаяся от 0 до *xF*вн, то напряжение начальной затяжки http://www.detalmach.ru/lect2.files/image836.gif, где *S1* – площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы.

Максимальное напряжение цикла σmax=σm+σa=σзат+2σa,

где http://www.detalmach.ru/lect2.files/image838.gif- амплитуда напряжения цикла;

σm=σзат+σa - среднее напряжение цикла.

Расчет на усталость болтов производится как проверочный по коэффициенту запаса прочности

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image840.gif

где σ-1 - предел выносливости болта (σ-1*=*0,35σ*в*);

*k*𝜎- эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе  (*k*𝜎=3,5÷4,5– для углеродистых сталей; *k*𝜎=4,0÷5,5– для легированных сталей);

ψσ - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла;

[*S*a]=2,5÷4 – допускаемый коэффициент запаса прочности по амплитуде.

Запас статической прочности по текучести материалов проверяют по формуле

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image842.gif

где [*S*]≥ 1,25 - допускаемый коэффициент запаса прочности по максимальному напряжению.

Опыт эксплуатации резьбовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, а также испытания соединений на усталость показывают целесообразность значительной начальной затяжки соединений для болтов из углеродистых сталей равной (0,6 – 0,7)σT, а из легированных сталей – (0,4 – 0,6)σT.

Затяжка увеличивает усталостную прочность болтов (так как уменьшает переменную составляющую напряжений в болтах) и соединяемых деталей (так как уменьшает микросдвиги). Следует учитывать, что напряжения затяжки при эксплуатации могут несколько снизиться вследствие обмятия микронеровностей на стыках и релаксации напряжений в болтах.

### *Конструктивные и технологические мероприятия, повышающие прочность резьбовых соединений*

Основными конструктивными параметрами, определяющими прочность витков, являются отношение *d*/*P* и относительная высота гайки *H*/*d*.

Приведем влияние относительного шага *P*/*d* на прочность резьб в диапазоне применяемых значений *P*/*d*=0,02-0,2.

1. Напряжение разрыва σр существенно уменьшается с уменьшением *P*/*d* (в 1,5 раза в диапазоне *P*/*d*=0,2-0,02), что объясняется увеличением *d*1 с уменьшением шага резьбы.

Увеличение *d* и *Р* понижает сопротивление усталости резьбовой детали (масштабный эффект). Резьбы диаметром (30-60) мм имеют приблизительно в 2 раза меньшие пределы выносливости, чем резьбы диаметром (6-16) мм.

При переменных нагрузках для повышения податливости болта целесообразно уменьшать диаметр *d*с стержня болта (шпильки).

Обычно принимают

- при переменных нагрузках *d*c=0,8-1,05,

- при статических нагрузках *d*c/*d*1=1,05-1,15.

2. Напряжения среза слабо уменьшаются с измельчением резьбы в 1,25 раза. При статических и переменных нагрузках можно рекомендовать *d*/*P*=10-15. Не рекомендуется применять резьбу с *d*/*P*<8.

При мелкой резьбе *d*/*P*>20 может наступить явление цепкого среза, когда разрушение витков идет одно за другим и равнопрочности гайки и болта нельзя достичь даже при очень большой высоте гайки. Для гаек из пластмасс цепной срез витков возможен при *d*/*P*>7.

В целом мелкие резьбы несколько более выгодны по прочности, чем крупные. Однако точное изготовление мелких резьб сложнее, чем крупных, достичь равномерного распределения нагрузки по виткам у них труднее.

3. Напряжения смятия незначительно уменьшаются при уменьшении *P*/*d* и при *m*=1 составляют от 0,3 до 0,45, а при *m*=2 - от 0,55 до 0,8 напряжений разрыва.

4. Напряжения изгиба падают с уменьшением *P*/*d* и при *m*=1 составляют от 0,25 до 0,3, а при *m*=2 - от 0,5 до 0,6 напряжений разрыва. При стесненном изгибе (срез) напряжения в основании витков равны (0,13-0,15)σ*р*.

При равноценных механических свойствах материала гайки и болта сопротивление усталости резьбы повышается с увеличением высоты гайки до *H*=1,2*d*. Дальнейшее увеличение высоты гайки не дает существенного возрастания прочности, так как нагрузка на первый виток изменяется очень мало.

Применение гаек с низким модулем упругости приводит к более равномерному распределению нагрузки по виткам.

Прочность ответственной силовой резьбы, нагруженной переменными усилиями, заметно снижается при стандартном для метрических резьб закруглении впадин между витками *r*=0,108*P*, поэтому принимают

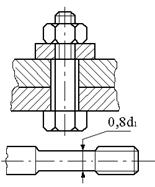
*r*=(0,15-0,22)*P*.

Накатывание резьбы увеличивает усилия среза витков на (4-8)%. Ее можно проводить на всех материалах, имеющих относительное удлинение не ниже (8-10)% и предел прочности не выше 1100 МПа. Сопротивление усталости накатанной/резьбы при правильных режимах накатки и при отсутствии последующей термической обработки на 30 % больше нарезанной резьбы.

5. ***Снижение амплитудных напряжений*.** Ранее мы получили

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image844.gif

Отсюда видно, что для уменьшения амплитудных напряжений (уменьшения доли внешней нагрузки, приходящейся на болт) нужно увеличить податливость болта. Податливость болта можно увеличить путем увеличения его длины или уменьшения его диаметра (рис. 57). Для увеличения длины болта применяют специальные дистанционные втулки. Уменьшение диаметра болта производят в ненарезанной части, за счет чего удается увеличить допустимую пульсирующую нагрузку на соединение более чем в 1,5 раза. Уменьшить *х* можно и за счет увеличения жесткости соединенных деталей (снижение λ*д*) и стыка (улучшением пригонки, увеличением жесткости прокладок).



**Рис.57**

6.***Уменьшение концентрации напряжений*.** Это достигается за счет тщательной обработки и введения галтелей при переходе от одного диаметра болта к другому и при переходе стержня болта в головку. Закругление под головкой в стандартном болте

*r/d*=0,016…0,05.

Изготовление резьбы методом накатки также снижает концентрацию напряжений при этом не нарушается структура металла, не перерезаются его волокна.

7.***Выравнивание нагрузки по виткам.*** Это достигается применением гаек улучшенной конструкции. Такие конструкции приведены выше.

### *Расчет болтовых соединений группой болтов*

Расчет таких соединений сводится к определению нагрузки для **наиболее нагруженного болта.** Затем рассчитывают прочность этого болта по формулам одного из случаев, рассмотренных выше.

***Основные допущения при расчете.***

1) Соединения, в которых более одного болта, относят к групповым соединениям.

2) Поверхности стыков остаются плоскими (недеформируемыми) при нагрузке. Это справедливо для стыков с жесткими соединяемыми деталями.

3) Поверхности стыка имеют оси симметрии, а болты расположены симметрично относительно этих осей.

4) Все болты соединения одинаковы и равнозатянуты. В некоторых случаях задается последовательность затяжки болтов.

5) В реальных условиях могут быть случаи, когда необходимо учитывать деформируемость деталей. Эта задача в данной методике не рассматривается.

6) Предположение, что все болты одинаковы, упрощает решение задачи конструирования и изготовления, но требуется четко определить наиболее нагруженный болт и расчет вести по наибольшей нагрузке. Расчет других болтов нет смысла проводить, так как они все будут менее нагружены.

***Классификация групповых болтовых соединений.***

Групповые болтовые соединения условно делят на:

а) Соединения, нагруженные сдвигающими силами и моментами (то есть действующими в плоскости стыка).

б) Соединения, нагруженные отрывающими силами и моментами (то есть действующими в плоскости, перпендикулярной к плоскости стыка).

в) Соединения, нагруженные сдвигающими и отрывающими силовыми факторами одновременно.

В настоящем лекционном курсе невозможно и нерационально пытаться рассмотреть все варианты группового расчета резьбовых соединений. При проектировании технических устройств и систем могут встретиться различные схемы резьбовых соединений, требующие для расчета использования методики совместности деформаций. Варианты расчета таких систем можно найти в специализированной литературе.

***1. Порядок расчета группового соединения, нагруженного в плоскости стыка.***

1.1) Конструируем стык.

1.2) Составляем расчетную схему нагружения. Если действуют несколько силовых факторов, они приводятся к центру тяжести стыка, заменяются проекциями главного вектора сил на оси: *Fx, Fy, Fz*,исоставляющими главного момента, действующих относительно осей: *Mx*, *My*,*Mz*.

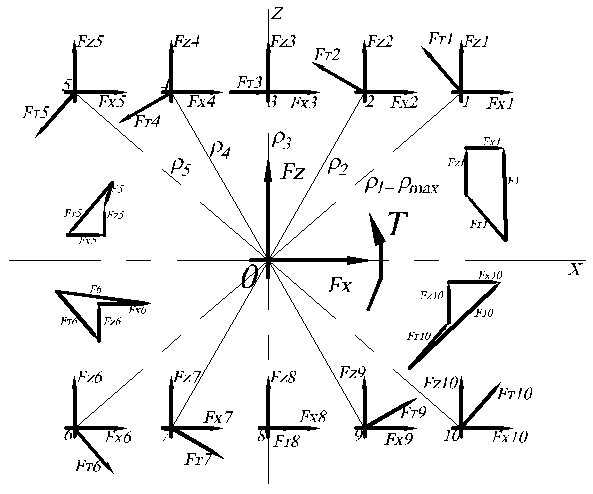
Момент, действующий в плоскости стыка, то есть относительно оси, перпендикулярной плоскости стыка, называем крутящим или сдвигающим и обозначаем *Т*. Остальные моменты — отрывающие. Такой прием удобен, так как позволяет четко представить себе нагружение и применить принцип независимости действия сил (принцип суперпозиции) для определения силового воздействия на каждый болт.

1.3) Предположение, что стыки недеформируемы при нагрузке, позволяет считать:

а) что при действии сил, приложенных в центре тяжести стыка, сдвигающие силы распределяются между болтами равномерно;

б) что при действии крутящего момента происходит поворот сечения относительно его центра тяжести, чему препятствует болт, поставленный без зазора, или сила трения в стыке, вызванная силой затяжки, при установке болтов с зазором.

1.4) Определяем нагружение каждого болта на примере рис.58. Рассмотрим вариант двухрядного стыка с 5 болтами в ряду. Центр тяжести стыка расположен в точке О. Оси Z и X лежат в плоскости стыка и проходят через О – центр тяжести, он же центр симметрии стыка. Ось Y перпендикулярна плоскости стыка, относительно этой оси действует момент Т.



**Рис. 58. Схема нагружения болтов сдвигающими силами и моментом.**

1.5) Приложим в центр тяжести *О* силу *Fx*. В силу сделанных предположений нагрузка на все болты от силы *Fx*одинакова по величине и направлению Fx1= Fx2=…= Fx10=http://www.detalmach.ru/lect2.files/image849.gif.

1.6) Приложим в центр тяжести *О* силу *Fz* по аналогии с *Fx*.

Fz1= Fz2=…= Fz10*=*http://www.detalmach.ru/lect2.files/image851.gif

1.7) Приложим крутящий момент *Т*, действующий относительно оси *Y* (см. рис. 58). Усилия от действия момента *Т* распределяются между болтами неравномерно по величине и направлению. Усилие на произвольный болт направлено перпендикулярно к радиус вектору *i* и по величине определяется в общем случае:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image853.gif

где ρi – величина расстояния от центра тяжести стыка до оси произвольного болта, *zi* – число болтов, расположенных на радиусе ρ*i*.

Для определения наиболее нагруженного болта в числителе i принимается ρ*max*. В случае нагружения по рис. 58 наибольшее усилие:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image856.gif

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image860.gif

1.8) Суммарная нагрузка на каждый болт определяется суммой:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image862.gif

1.9) Наибольшая нагрузка приходится на болт 10 (см. рис. 58). Величина наибольшей нагрузки на болт 10:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image864.gif

Обратите внимание, что суммирование сил — векторное. Это действие проще всего выполнить графически в масштабе. Для суммирования алгебраического следует вычислять углы между векторами, а это решение громоздкое.

1.10) В случае установки болтов без зазора проводим расчет диаметра резьбы болта по методике, изложенной в пункте «Расчет соединения одиночным болтом, установленным без зазора …». Расчет ведется по усилию *Fmax* из условия неподвижности стыка.

1.11) В случае установки болтов с зазором проводим расчет диаметра резьбы болта по методике, изложенной в пункте «Расчет соединения одиночным болтом, установленным в отверстии деталей с зазором …». Расчет ведется по усилию *Fmax* из условия неподвижности стыка.

1.12) В случае, если в результате расчета болтов не выполняется условие *d<dmax*, т.е. размер резьбы превышает наибольший допустимый для данной детали, то следует:

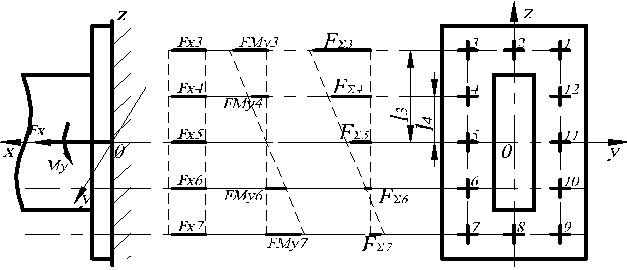
а) изменить материал болта, т.е. допускаемое напряжение. Этот прием возможен при  небольших отклонениях диаметров.

б) вернуться к п.1 в части конструирования стыка, изменить число болтов, размеры стыка, число рядов и т. д. В некоторых случаях надо вносить изменения в размеры соединяемых деталей.

***2. Порядок расчета группового болтового соединения, нагруженного в плоскости, перпендикулярной к плоскости стыка.***

2.1) Конструируют стык.

Основные правила при конструировании изложены ранее. Задаются предварительно числом болтов и другими параметрами стыка (см. рис. 59,д). Не усложняйте конструкцию стыка при первом конструировании. Задачи обычно требуют нескольких приближений, а они связаны, в основном, с конструированием стыка. На рис.59,д показан стык, состоящий из 12 болтов.



а)                     б)                             в)                            г)                                              д)

**Рис. 59. Схема нагружения стыка отрывающими силой *Fx* и моментом *My*:**

**а) схема нагружения; б) распределение отрывающей силы по болтам стыка;**

**в) распределение сил от отрывающего момента по болтам стыка; г) распределение суммарного нагружения по болтам стыка; д) план стыка.**

2.2) Составляют расчетную схему нагружения. Если действует несколько отрывающих силовых факторов, то удобно привести их к центру тяжести стыка, заменить их главным вектором внешних сил и спроектировать его на ось, перпендикулярную плоскости стыка, и главным моментом *My* относительно оси *Y*. На рис. 59,*а* сила *F*x – отрывающая сила, момент *Мy* – отрывающий момент.

2.3) Сделанные предположения о жесткости стыка позволяют считать:

а) отрывающие силы, действующие в центре тяжести стыка, равномерно воспринимаются всеми болтами.

б) отрывающие моменты вызывают поворот сечения относительно осей, проходящих через центр тяжести стыка.

2.4) Определяем нагружение каждого болта.

а) Отрывающая сила *F*x распределяется между болтами равномерно. Нагружение произвольно взятого болта http://www.detalmach.ru/lect2.files/image868.gif , где *z* – суммарное число болтов в стыке. На рис. 59,б показано распределение внешней отрывающей силы *F*x  между болтами.

б) Отрывающий момент нагружает болты неравномерно величинами, пропорциональными расстояниям от центра тяжести. Усилие, действующее на произвольный болт, см. рис. 59,г:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image870.gif

где *z1=3* – число болтов ряда на расстоянии *l3*от оси *Y*, *z2=2* – число болтов ряда на расстоянии*l4* от оси Y.

Из построенных эпюр распределения внешней нагрузки от отрывающего момента (рис. 59,в) видно, что наибольшая нагрузка в болтах *1, 2, 3* растягивающая и в болтах *7, 8, 9* – сжимающая.

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image872.gif

в) На рис. 59,г показано суммарное нагружение болтов левого ряда. Наиболее нагружены болты *1, 2, 3*.

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image874.gif

2.5) Сила затяжки болтов для данного соединения рассчитывается по методике, изложенной в разделе 4.6. Определяется сила затяжки из условия нераскрытия стыка.

2.6) По величине *F*Σ*max* будем рассчитывать болт на прочность по методике, изложенной в разделе 2.4 «Расчёт соединения одиночным болтом, нагружённым отрывающей силой».

2.7) Из произведенного расчета определяют необходимый стандартный размер резьбы болта. Если произведенный расчет дает отклонения от предварительно принятого размера резьбы, следует:

а) изменить марку материала болта,

б) изменить конструкцию стыка под другой болт (например, если возможно изменить число болтов в ряду, изменить размеры стыка, например, *l3*и *l4*и т.д.).

После уточнения произвести проверочный расчет болтов до получения приемлемого результата.

***3. Порядок расчета группового соединения в случае нагружения одновременно сдвигающими и отрывающими нагрузками.***

3.1) Такой случай является наиболее распространенным в практике. Пример приведен на рис. 60,а.

3.2) Конструирование стыка ничем не отличается от изложенного в подразделе 2.

3.3) Составляют расчетную схему нагружения (см. п. 1.2 и 2.2), приводят отрывающие силовые факторы к проекции главного вектора отрывающих сил и отрывающему моменту (см. п. 2.2).

3.4) Приводят сдвигающие силовые факторы к проекции главного вектора *Fz*.

3.5) Дальнейший расчет идет по порядку, изложенному в п. 2.3  2.6.

3.6) Выполняют проверку по условию отсутствия сдвига при принятой силе затяжки болтов, рассчитанных по методике, изложенной в п. 2.6.

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image876.gif

где *Fзат* – сила затяжки болтов, *z* – общее число болтов соединения, *Fотр* – отрывающая сила (например, сила *Fx*), *Fсдв* – суммарная сдвигающая сила (например, сила *Fz*), *f* – коэффициент трения стыка о фундамент (см. литературу), *S’=*1,3÷2 – коэффициент запаса по сдвигу.

В приведенной формуле не учитывают действие отрывающего момента, так как он не сдвигает стык и не изменяет суммарной величины сил трения в стыке.

3.7) Если условие 3.6 не выполняется, то условие по нераскрытию стыка является не определяющим и, в тоже время, условие неподвижности стыка является основным. В этом случае можно поступить одним из следующих способов:

а) пересчитать силу затяжки из условия отсутствия сдвига и пересчитать диаметр резьбы болта:

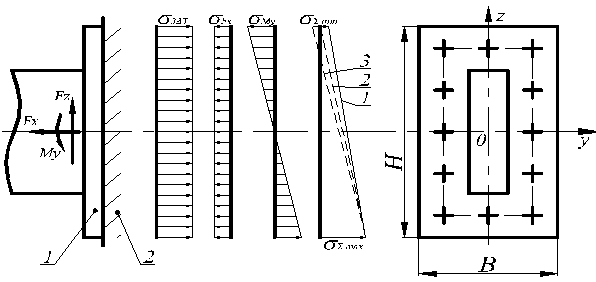
http://www.detalmach.ru/lect2.files/image878.gif

б) установить болты (все или часть) без зазора;

в) применить разгрузочные устройства, воспринимающие всю сдвигающую нагрузку (см. литературу).

***4. Расчет силы затяжки фундаментных болтов.***

4.1) К этой группе болтов относятся болты, крепящие оборудование и металлоконструкции к металлическим рамам или к неметаллическим стенам, колоннам, фундаментам.



а)                     б)             в)                  г)      д)                                            е)

**Рис. 60. Схема к расчету силы затяжки фундаментных болтов:**

**1 – основание, 2 – фундамент;**

**а) схема нагружения; б) эпюра напряжений в стыке от силы затяжки; в) эпюра напряжений от отрывающей силы *Fx*;**

**г) эпюра напряжений в стыке от отрывающего момента *Му*; д) суммарная эпюра напряжений в стыке; е) план стыка.**

4.2) Эти болтовые соединения относятся к соединениям, нагруженным отрывающими и сдвигающими  силовыми факторами одновременно.

4.3) Обычно расчет ведут по условию нераскрытия стыка, а по условию неподвижности стыка делают проверку.

4.4) На рис. 60,а показан пример такого соединения. Размеры опорной пластины (стыка) *B×H* см. рис. 60,е.

4.5) До приложения внешней нагрузки *Fx*, *Fz*, *My*производят затяжку болтов усилием *Fзат*. Все болты затягивают одинаково. Тогда давление основания на фундамент (напряжение смятия):

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image882.gif

где *А=В∙Н*  – площадь стыка.

4.6) Внешние силовые факторы вызывают в стыке дополнительные напряжения.

а) Усилие *Fx* вызывает уменьшение напряжения от затяжки на величину:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image884.gif

где (1–𝜒)– доля внешней нагрузки, которая идет на нагружение стыка внешней силой. В фундаменте принимают χ≈0, что идет в запас прочности.

б) Предполагаем, что под действием внешнего момента *Му* стык будет поворачиваться относительно оси симметрии стыка. Если затяжка отсутствует, то осью поворота будет нижняя кромка основания (см. рис. 60,а). Пока давление между основанием и фундаментом обеспечено, то есть в стыке — напряжения сжатия, то стык затянут, и основание и фундамент можно считать единым целым. Испытания подтверждают это предположение.

в) Из предыдущего пункта понятно, почему основным критерием расчета таких соединений является условие нераскрытия стыка.

г) Пренебрегая величиной χ при расчете фундаментных болтов, найдём напряжение в стыке от изгиба:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image886.gif

где Wcmy – осевой момент сопротивления стыка; зависит от формы стыка.

д) Эпюра напряжений в стыке от изгиба приведена на рис. 60,г.

4.7) Для выполнения условия нераскрытия стыка напряжения в нем должны быть сжимающими. На рис. 60,д приведены варианты эпюры суммарных напряжений в стыке.

а) *2, 3* – стык раскрыт σΣ≥0;

б) *1*– стык не раскрыт σΣ<0, то есть сжимающее;

4.8) Из условия нераскрытия стыка напряжение в нем может быть определено:

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image888.gif

где *S*=1,3÷2 – коэффициент запаса по нераскрытию стыка. Знак «–» берется при сжимающей силе *Fx*.

4.9) Требуемая сила затяжки болтов из условия нераскрытия стыка.

http://www.detalmach.ru/lect2.files/image890.gif

а) Из формулы для определения *Fзат* видно, что уменьшение площади стыка *A* уменьшает требуемую силу затяжки.

б) Целесообразно делать стыки не сплошными, а — как показано на рис. 59, 60.

в) Целесообразность делать стыки несплошными подтверждается следующим: если уменьшить площадь *А* до *А1* вдвое *А1=0,5∙А*, то σ*мy* возрастет на 12%, а усилие затяжки уменьшится на 38%.

4.10) Проверяем и максимальное напряжение смятия фундамента:

σсм= σΣmax≤ [σ]см.

Величина допускаемого напряжения для разных материалов приведена в справочных данных.

### *Технико-экономические  преимущества применения прогрессивного  крепежа*

***Принципы  унификации крепёжных деталей***

Важным и эффективным средством совершенствования крепёжных соединений  следует считать унификацию применяемых конструкций изделий, в том числе за счёт использования международных стандартов. Одним из возможных и наиболее перспективных вариантов рассмотрим повсеместное применение винтов и болтов со звездообразным приводом, получающим всё большее распространение в мировой практике. На рис. 11 показаны возможные варианты унификации винтов и болтов.

Применение звездообразного привода выгодно как с технической, так и  с экономической стороны. Хорошие перспективы имеются также по унификации самонарезающих винтов, гаек и других видов крепёжных деталей.

***Об экономике современного крепежа. «Цена на месте»***

Крепёжные детали  новых прогрессивных конструкций выполняют большее число функций и поэтому обычно дороже традиционных. Это вполне обосновано. Отказ от деталей устаревших видов и вспомогательных деталей в соединениях уменьшит и упростит транспортные операции, комплектацию рабочих мест сборщиков и другие процедуры.

В 40-х  годах прошедшего века в США была выдвинута концепция по подсчету расходов и снижению затрат при производстве, продаже и применении  новых изделий, в том числе и крепежных деталей. Она получила название  «In  Place  Cost» (IPC),  что в переводе означает  **«Цена  на  месте»,**и позднее  была усовершенствована в Европе и Японии.  Концепция позволяет учитывать затраты, возникающие начиная с оформления заказа на закупку деталей и кончая  установкой на место  их применения в рабочий узел машины. Одним из объектов снижения затрат со временем стало и последующее сервисное обслуживание данной сборочной единицы в машине.

Однако в отечественной практике не принято обращать внимание на расходы, связанные с крепёжными деталями устаревших конструкций, а также «лишними» деталями в соединениях, хотя их надо заказать, доставить к потребителю, организовать хранение и учёт, перевезти  в сборочные цехи, разместить там на складах, разложить в специальную тару  на каждую смену, доставить к рабочим местам всех сборщиков и т.д.  Всё это: рабочие кадры, трудозатраты, зарплата, весовая и учётная техника, тара, спецодежда, инвентарь, помещения, транспортные средства  и много ещё того, что относят к **накладным расходам,**сильно увеличивает стоимость крепёжных деталей, установленных на своё место в узле автомобиля. В опубликованных специалистами  США и Великобритании данных приведены  следующие оценки:

- стоимость крепёжных деталей, установленных в собранном изделии, увеличивается **в 3…10 раз** по сравнению со стоимостью их закупки;

- на соединение конструктивных элементов машины приходится от **20 до** **40%** общих расходов на её изготовление;

- любая промышленная фирма, расходующая 1 млн долларов в год на  крепёжные детали, может сэкономить 15% от этой суммы только за счёт  применения более рациональных конструкций и т.д.

Зная средства, которые расходуют отечественные производители машиностроительной продукции на закупку крепёжных деталей, можно обнаружить значительные резервы экономии только за счёт  наведения порядка в применении крепежа.

### *Требования к качеству крепёжных изделий и их обеспечение*

В мировой практике машиностроения с каждым годом возрастают требования к качеству крепёжных деталей, поступающих на сборку. Такова общая  тенденции развития техники. Это происходит вследствие применения автоматизированных устройств и систем сборки (например, автомобилей, приборов). Производители увеличивают гарантийные сроки эксплуатации товара  как средства конкурентной борьбы за покупателя.  Известно, что до 50% дефектов и поломок автомобилей связано с ослаблением или другими дефектами крепёжных соединений. Контроль качества крепёжных деталей должен сопровождать все операции их изготовления:

а) исходный металл – химический состав, механические свойства, качество поверхности и нанесённого подсмазочного покрытия, например, фосфатного;

б) автоматизированный контроль процессов на автоматах высадки, обточки заходной части, накатки или нарезки резьбы. Оборудование для производства крепёжных деталей оснащают программируемыми средствами активного контроля. Например, на холодновысадочных автоматах измеряется усилие на каждой позиции штамповки. И если нагрузка не соответствует эталонному значению, станок останавливается, причину сбоя устраняют;

в) статистический контроль – систематическое контролирование наладчиком размеров, определяемых технологией и характеризующих устойчивость процесса (например, длины изделия, диаметра стержня под накатку резьбы, соосности головки и стержня, глубины шлица и др.). Все проверенные параметры вводят в специальную форму на компьютере со строго заданной периодичностью (например, каждые 15…20 минут работы). Программные средства исключают возможность исправления введённых данных, по ним строятся кривые стабильности процесса. Статистический контроль осуществляется на всех  операциях;

д) завершающий этап: контроль готовых деталей. Нормой становится применение автоматизированных контрольных систем  и оборудования для  контроля  практически всех важнейших параметров деталей. Принцип действия контролирующих устройств основан на использовании лазеров, ультразвука, электромагнитных  и других  свойств. Автоматические установки включают системы проверки  размеров самых разных элементов деталей  (резьба, шлицы в головке, прямолинейность и др.). Может проверяться твёрдость, вид и толщина покрытия, усилие закручивания и т.д.   Производи-тельность  контроля:  резьбы, размеров и глубины шлицев – 150 шт./мин,  обнаружение трещин – 220 шт./мин,  наружные геометрические размеры – 300…500 шт./мин. Из нескольких контрольных автоматов формируют линии контроля. Подача деталей производится из бункеров, дефектные детали удаляют в специальную тару. Контроль 100% деталей особенно важен при поставке крепёжных деталей на автоматические линии сборочных предприятий.

Европейскими нормами ЕН ИСО рекомендован максимальный уровень дефектности для машиностроения ppm 50 (50 дефектных деталей на 1 млн штук). Достичь его без применения автоматизированных контрольных средств при производстве крепёжных изделий невозможно. Известно, что производители автомобилей таких фирм, как Мерседес, БМВ, и некоторые другие, ставят перед поставщиками крепежа задачу довести уровень дефектности до ppm 1.  Таким образом, контрольная техника постепенно становится неотъемлемой составляющей производственного цикла. С этим нельзя не считаться.

### *О  маркетинговых  исследованиях  в  области крепёжных  изделий*

Роль маркетинга в развитии производства и применения новых видов изделий во всех отраслях – несомненна. Поэтому важно уметь пользоваться его приёмами в повседневной деятельности при определении верных направлений развития бизнеса.  «Важно своевременно и правильно оценивать жизнеспособность основных видов продукции предприятия.  Опасно рассчитывать на «вчерашних кормильцев» и не уделять внимания «кормильцам завтрашним», надо вовремя  выявлять продукцию,  приближающуюся или вступающую в стадию упадка, готовить ей замену». (Ф.Котлер.  Основы маркетинга. Пер. с англ. / М.: Прогресс, 1990).

В теории и практике маркетинговых исследований рынка и продвижения на него новых видов продукции широко используется методика анализа продукции на основе рассмотрения её «жизненного цикла» (рис. 61).  Покажем, на каких этапах жизненного цикла находятся основные группы крепёжных деталей, выпускаемых в РФ и применяемых отечественными автозаводами в автотранспортных средствах (АТС).

Этап 1.**Выход** (выведение товара на рынок). Рынок имеется, формируется, но ещё не подготовлен, хотя интерес к новому продукту несомненно проявляет. Начинается сбыт наиболее подготовленным потребителям.

Этап 2.**Рост.**Потребители и рынок положительно реагируют на новую продукцию, если её качество и технический уровень  приносят выгоды потребителям. Появляются новые сегменты рынка, с увеличением объемов производства снижается цена продукции. Характеристики и преимущества крепёжных деталей, отнесённых к этому этапу, приведены ранее. В  АТС находят место всё большее количество болтов и гаек с фланцем, гаек самостопорящихся, болтов и винтов со звездообразным  приводом,  винтов и болтов резьбовыдавливающих. Это позволяет заменять устаревшие конструкции, в том числе избавляться от шайб, как от лишних деталей. Однако, несмотря на то, что производство и применение многих прогрессивных крепёжных деталей в РФ ежегодно увеличивается,  использование их по сравнению с изделиями из этапа «Зрелость»  остаётся недостаточным.

Этап 3.**Зрелость.** Это самый продолжительный и стабильный этап, в том числе по  прибыли,  хотя  темпы роста сбыта постепенно снижаются. Группы стандартных крепёжных деталей, находящихся на этом этапе, казалось бы, имеют относительно устойчивый спрос на рынке.  Однако следует иметь в виду, что не менее 70% гаек шестигранных и большинство прорезных надо  заменять на гайки с фланцем и  гайки самостопорящиеся.  У приварных, неподвижных и закладных квадратных гаек тоже имеется хорошая замена:  приклёпываемые  гайки. Аналогичная  замена  по  приварным болтам и шпилькам – это приклёпываемые шпильки.  Болты с шестигранной нормальной головкой и винты с внутренним шестигранником наверняка уступят место болтам с наружным и винтам с внутренним  звездообразным  приводом. Винты и винтысамонарезающие  прямой и крестообразный шлицы тоже сменят на звездообразный привод.  Везде, где под головки болтов и винтов и под гайки устанавливают плоские шайбы, должен появиться фланцевый крепёж. Таким образом, можно утверждать, что значительная часть крепёжных деталей, находящихся на этапе «Зрелость», приближается к «Упадку».



**Рис. 61. Диаграмма «жизненного цикла» крепежных изделий для АТС**

Этап 4.**Упадок.** Качество и технический уровень товара перестаёт удовлетворять потребителей,  он постепенно теряет применяемость, приходится снижать цены, падает рентабельность. Большие резервы повышения технического уровня крепёжных соединений, экономии средств, снижения трудоёмкости сборки остаются нереализованными. Имеется три определяющих причины медленного перехода на новые, прогрессивные крепёжные детали в машиностроении: а) основной массив российских стандартов на крепёжные изделия не гармонизирован со стандартами ИСО,  у нас нет стандартов на большинство современных конструкций; б) экономические службы предприятий-потребителей крепежа не проводят объективного технико-экономического анализа в области крепёжных соединений;  в) уровень знаний и квалификация специалистов по крепёжным деталям и соединениям  недостаточны (настоящий материал имеет целью эту причину постепенно исправить).

Стареющий товар мешает началу энергичных действий по его замене. Например, автозаводы продолжают применять огромное количество шайб и болтов с шестигранной уменьшенной головкой. Если с шайбами всё ясно, то по болтам с шестигранной уменьшенной головкой обстановка сложнее. Показано, что применение этих болтов  классами прочности выше, чем 6.8 – недопустимо.  Но уменьшенный шестигранник изготавливают методом безотходной формовки, а не обрезкой граней, как у нормальных головок. Болты с уменьшенной головкой проще в изготовлении (3 перехода), имеют ниже норму расхода металла. Невысокая цена сдерживает принятие решений об отказе от них.  Однако выход из положения застоя по этой конструкции имеется. Он состоит в переходе на прогрессивные винты с  цилиндрической головкой, сферой и внутренним звездообразным приводом. Головки винтов тоже изготавливаются без отходов, но при этом опорная поверхность под головкой такая же, как у болтов с нормальным шестигранником. Применение винтов с прямым шлицем с каждым годом уменьшается из-за низких потребительских свойств:  при сборке отвертка часто соскальзывает из шлица, портит присоединяемую деталь.

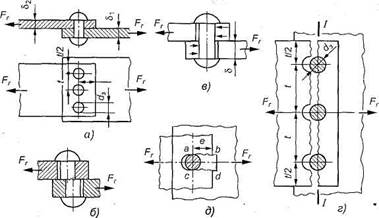
Рассмотренная диаграмма наглядно показывает**,**что и какого технического уровня мы выпускаем и используем в сборке АТС и  что должны выпускать и применять, в том числе не только в автомобилях.  Приведённые качественные  характеристики выпускаемых крепёжных деталей позволяют их производителям и потребителям объективно оценивать перспективы своего развития.

### *Расчет заклепочных швов*

*Расчет заклепочного* шва заключается в определении диаметра и числа заклепок, шага заклепочного шва, расстояния заклепок до края соединяемой детали и расстояния между рядами заклепок.

После клепки шва соединенные детали оказываются сжатыми заклепками. При этом заклепки работают на растяжение, а между соединенными деталями возникают силы трения. Для отсутствия сдвига деталей и, следовательно, обеспечения необходимой герметичности при работе прочноплотного заклепочного шва силы, действующие на соединенные детали, должны целиком восприниматься силами трения. Так как при проектировочном расчете прочноплотного шва силу, растягивающую заклепку и одновременно сжимающую соединенные детали, а соответственно и силу трения, возникающую между этими деталями, определить невозможно, то ***заклепки прочноплотных швов условно рассчитывают на срез.*** При этом расчете герметичность шва обеспечивается выбором соответствующего допускаемого условного напряжения на срез для заклепок. В прочных швах герметичность соединения не требуется, поэтому силы, действующие на соединенные детали, могут быть больше сил трения, развиваемых между ними. Таким образом, при работе прочного шва возможен и допустим сдвиг одной соединяемой детали относительно другой. Поэтому ***заклепки прочных швов рассчитывают на срез и на смятие*.**

Методику определения основных соотношений размеров прочных швов рассмотрим на примере однорядного шва внахлестку, нагруженного поперечной силой *Fr*(рис. 8).



**Рис. 8. К расчету соединений заклепками**

Введем обозначения: *d3 —*диаметр заклепки; δ1 и δ2 - толщина скле­пываемых деталей (листов); *t* — расстояние между заклепками в ряду (или шаг заклепок); *е —*расстояние от центра заклепки до края детали (листа); z *—*число заклепок в ряду.

1) При расчете на прочность силы трения на стыке деталей не учитывают (принимают, что нагрузка передается только заклепками); считают, что нагрузка между заклепками распределяется равномерно, а диаметр заклепки равен диаметру отверстия*(d3*= *d0TB*).

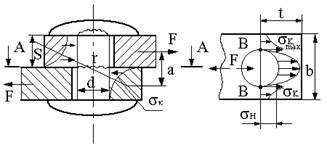
2) касательные напряжения среза распределены по поперечным сечениям заклепок равномерно;

3) напряжения смятия в каждой точке поверхности контакта заклепки и стенки отверстия нормальны к этой поверхности и по модулю одинаковы;

4) разгружающее влияния сил трения, действующих на поверхности контакта, не учитывается и считается, что усилие полностью передается заклепками.

В нахлесточных и стыковых соединениях с одной накладкой, называемых односрезными, заклепки работают на срез и изгиб из-за несовпадения плоскостей действия сил *F*, то есть под действием момента *M=Fa*(рис. 9). Момент возрастает с увеличением толщины листов; он воспринимается стержнем и головками заклепки, вызывая их деформации (сдвиг и изгиб). В результате контактные  напряжения σ*k* между листами и стержнем заклепки, уравновешивающие силы *F*, будут неравномерно распределяться по высоте заклепки и в окружном направлении, концентрируясь вблизи стыка листов.

Характер распределения нагрузки по высоте заклепки будет зависеть от соотношения изгибных податливостей головки и стержня. При податливой головке нагрузка по длине соединения распределяется так, что часть изгибающего момента воспринимается головкой. В заклепке с очень податливой головкой последняя не воспринимает изгибающего момента. Изгиб головки вызывает концентрацию напряжений в зоне сопряжения её со стержнем, а также концентрацию контактных напряжений на опорных поверхностях. Это создает угрозу усталостного обрыва головки (опасное сечение показано волнистой линией) и возникновения фреттинг-коррозии и трещин в зонах контакта. Отверстия в соединяемых листах являются источником значительной концентрации (ασ=σmax/σH=2÷3 в точке *В*) и причиной возникновения усталостных трещин и разрушения листов (опасное сечение показано волнистой линией).



**Рис.9**

***Причинами разрушения***заклепочного соединения могут быть следую­щие: ***срез***заклепок вплоскости соединения деталей (см. рис. 8, *б);****смя­тие***заклепок и листов (см. рис. 8, *в);****разрыв листов***в сечении, ослаб­ленном отверстиями (см. рис. 8, *г);****срез кромки листа***(в сечении *ab*и *cd)*у отверстия под заклепку (см. рис. 8, *д).*

Расчет заклепочного шва заключается в определении *d3, t*и *е.*Расчет ведется по эмпирическим соотношениям, полученным из условия равнопрочности заклепок и соединяемых листов, с последующей проверкой лис­тов на прочность и уточнением коэффициента прочности шва.

***Расчет параметров заклепки.***

Диаметр заклепки определяют из условия прочности на срез (http://www.detalmach.ru/lect35.files/image020.gif) по формуле проектировочного расчета

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image022.gif

где *Fr —*поперечная сила, действующая на заклепки, Н; *i* — число плоско­стей среза одной заклепки; для заклепки, показанной на рис. 8 *i*= 1;  z*—*число заклепок (задается конструкцией шва); http://www.detalmach.ru/lect35.files/image024.gif - допускаемое на­пряжение на срез для заклепок, МПа.

Допускаемые напряжения назначаются в зависимости от прочностных показателей материала заклёпок и склёпываемого металла, от качества подготовки соединения под клёпку (чистота и точность обработки отверстий, точность их совмещения, прилегание склёпываемых деталей и т.п.), от характера рабочей нагрузки (статическая, отнулевая, знакопеременная), а также от внешних условий, в которых дол­жно работать соединение (температура, агрессивность среды и др.).

Допускаемые напряжения для заклёпок из малоуглеродистой стали, работающих при статической нагрузке можно принять в соответствии с табл. 1. Для швов работающих при отнулевой (пульсирующей) нагрузке, допускаемое напряжение должно быть снижено на 10…20%, а для швов, нагруженных знакопеременной (циклической) нагрузкой – на 30…50%.

**Таблица 1.** Допускаемые напряжения для заклёпок из малоуглеродистой стали

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вид напряжений | Характер обработки отверстия и материал заклёпки | | | |
| Пробитое отверстие | | Сверлёное отверстие | |
| Стали 10 и 20 | Сталь Ст3 | Стали 10 и 20 | Сталь Ст3 |
| Срез [τ], МПа | 100 | 240 | 140 | 100 |
| Смятие [σ], МПа | 240 | 280 | 280 | 320 |

В соединениях с двумя накладками, соединение может разрушаться путем среза по двум сечениям, совпадающим с плоскостями контакта накладок с соединяемыми деталями. Такие соединения называют иногда двухсрезными. При их расчете принимают, что сила, приходящаяся на одно сечение, вдвое меньше общей силы.

Полученный по формуле (1) размер *d3* округляют до ближайшего большего стандартного значения (табл. 2).

Расчет на срез обеспечивает прочность – заклепок, но не гарантирует надежность соединения в целом. Если толщина соединяемых элементов (листов) недостаточна, то давления, возникающие между стенками их отверстий изаклепками, получаются недопустимо большими. В результате стенки отверстий обминаются и соединение становится ненадежным. Давления, возникающие между поверхностями отверстий и соединительных деталей, принято условно называть *напряжениями смятия*и обозначать σсм.

Заклепочное соедине­ние проверяют на смятие по формуле

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image026.gif

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image028.gif

где σсм и [σ]см - расчетное и допускаемое напряжения на смятие для закле­почного соединения, МПа (см. табл. 1): δ — толщина самой тонкой склепываемой детали, мм.

**Таблица 2.**Размеры (мм) заклепок с

полукруглой головкой (см. рис. 7, *а)*

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *d*з | *D* | *Н* | *R* | *r,*max | *l* |
| 6 | 11 | 3,6 | 6 | 0,4 | 10-42 |
| 7 | 12,8 | 4,2 | 7 | 0,4 | 14-50 |
| 8 | 14 | 4,8 | 7,5 | 0,4 | 16-60 |
| 10 | 16 | 6 | 9 | 0,5 | 16-85 |
| 13 | 21 | 8 | 11 | 0,5 | 22-100 |
| 16 | 25 | 9,5 | 13 | 1 | 26-110 |
| 19 | 30 | 11 | 16 | 1 | 32-150 |
| 22 | 35 | 13 | 18 | 1 | 38-180 |
| 25 | 40 | 15 | 21 | 1 | 52-180 |
| 28 | 45 | 17 | 23,5 | 1,5 | 55-180 |

В формуле (3) σсм  принимают для менее прочного из контактирую­щих материалов (заклепок или соединяемых листов).

При действии знакопеременной нагрузки на заклепочное соединение, допускаемые напряжения понижаются путем умножения на коэффициент γ

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image030.gif

где *a, b* - коэффициенты, зависящие от материала заклепок.

*F*min , *F*max - минимальное и максимальное значение действующей силы.

***Вывод формулы диаметра заклепки.***

Условие прочности на срез одной заклепки для рассматриваемой рас­четной схемы (см. рис. 8):

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image032.gif

Здесь *А —*площадь опасного сечения заклепки, мм2. Отсюда

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image034.gif

получим (см. 1)

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image036.gif

***Расчет параметров заклепочного шва и проверка прочности соеди­няемых деталей (листов).***

1. Геометрические параметры заклепочного шва (см. рис. 8) опреде­ляют по эмпирическим формулам.

Приблизительно диаметр заклепок в односрезном силовом соединении   определяют по зависимости:

*d*з=2s,

где *s*- толщина соединяемых элементов.

Для двухсрезных заклепочных соединений  диаметр заклепки определяют из соотношения

*d*з=1,5s.

В конструкциях из легких сплавов формирование замыкающей головки происходит в холодном состоянии, поэтому силы сжатия соединяемых деталей  и силы трения в заклепочном соединении небольшие. В связи с этим заклепки в основном работают на срез. Поэтому рекомендуется рассчитывать  диаметр заклепки по зависимости:

*d*з=1,5s+2 мм.

Минимальный шаг *t*размещения заклепок определяется из условия удобства формирования замыкающей головки. Максимальный шаг заклепочного соединения определяется условием плотного соприкосновения листов и зависит от жесткости соединяемых элементов. Обычно он изменяется в пределах

t=(3÷6)d3,                                                                (4)

для однорядного шва внахлестку *t=*3*d3*(для двухрядного (*t*=4*d3));*для од­норядного шва с двумя накладками *t= 3,5d3*(для двухрядного *(t=*6*d3).*

Расстояние от центра заклепки до края детали (листа):

для отверстий, полученных сверлением,

*e=*1,5*d3;*

для продавленных отверстий

*е****=***2*d3.*                                                                           (5)

В конструкциях из легких сплавов - *е****=***2*d3.*

Расстояние e1 от центра заклепки до края листа в направлении, перпендикулярном линии действия силы  *e1=*1,5*d3;*

Толщина накладок (см. рис. 6)

δ≈0,5http://www.detalmach.ru/lect35.files/image038.gif                                                                  (6)

Толщина склепываемых деталей (листов) (см. рис. 6)

s1≈s2≈0,8δ.                                                                (7)

Расстояние между рядами заклепок (см. рис. 5)

a≥0,6t.                                                                          (8)

2. Прочность соединяемых деталей (листов) проверяют: на растяжение в сечении I-I (см. рис. 8, г) по формуле

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image040.gif

где σp и [σ]p — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для со­единяемых деталей (листов) (см. табл. 1).

***Коэффициент прочности шва***

Отверстия под заклепки снижают прочность соединяемых деталей на растяжение. Число, показывающее, во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклепки меньше прочности на растяжение той же детали без отверстий, называют коэффициентом прочности шва и обозначают буквой φ.

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image042.gif

φ всегда меньше единицы. Чем больше значение φ, тем лучше использован материал склепываемых деталей. Значения коэффициента φ зависят от конструкции шва.

Для однорядного шва внахлестку φ = 0,65;

Для двухрядного шва внахлестку φ = 0,75;

Для однорядного шва с двумя накладками φ = 0,71;

Для двухрядного с двумя накладками φ = 0,84.

Для повышения значения φ уменьшают *dз*и увеличивают *t*,т.е. применяют многорядные двухсрезные швы.

### *Проектировочный расчет прочных заклепочных швов при заданной нагрузке и заданном типе шва*

С учетом материала, изложенного в предыдущем пункте, при известных парамет­рах *Fr*и φ (φ характеризует тип шва) расчет прочных заклепочных швов вы­полняют в следующей последовательности.

1. По заданному типу шва выбирают коэффициент прочности шва ([φ]=0,65…0,84, см. выше).

2.  Определяют необходимую площадь сечения *A*скрепляемых деталей (листов) из условия прочности на растяжение с учетом ее ослабления от­верстиями под заклепки по формуле

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image044.gif

где *Fr*— нагрузка, действующая на заклепочное соединение; [φ] - прини­маемый коэффициент прочности шва; [σ]p - допускаемое напряжение на растяжение материала деталей (см. табл.1).

3. По формулам (4)-(8) определяют диаметр заклепки (d3≈25) и параметры шва *t, e, а.*

4. Число заклепок в шве определяют из условий прочности на срез

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image046.gif

и на смятие

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image048.gif

Принимают большее из двух полученных значений *z.*Для исключения возможности поворота соединяемых деталей число за­клепок принимают z≥2.

5.  Разрабатывают конструкцию заклепочного шва (при этом уточняют параметры шва *t, e, a, s).*

6.  Спроектированный заклепочный шов проверяют по формуле (9) на разрыв деталей (листов).

7. По формуле (10) определяют действительное значение φ и сравни­вают его с предварительно принятым [φ]. Если φ<[φ], параметры шва уточняют.

### *Расчет плотных заклепочных швов*

Плотные заклепочные швы должны не только прочными, но и обеспечивать герметичность. Герметичность может быть обеспечена при условии отсутствия  взаимного смещения  соединяемых деталей.

Величину, характеризующую герметичность, невозможно определить теоретически. Для оценки герметичности вводится понятие *коэффициента скольжения*.

Коэффициент скольжения - это сила сопротивления проскальзыванию соединяемых деталей,   условно отнесенная к единице площади поперечного сопротивления заклепок

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image050.gif

где *F*t - усилие, приложенное к листу на участке шага;

     z0 - число заклепок, приходящееся на полосу шириной, равной одному шагу;

    [ξ] - допустимый коэффициент скольжения, зависящий от типа шва.

Усилие, приложенное к листу на участке шага, для продольного шва рассчитывают по зависимости http://www.detalmach.ru/lect35.files/image052.gif, а для поперечного заклепочного шва http://www.detalmach.ru/lect35.files/image054.gif.

Расчет плотных заклепочных соединений  начинают с определения толщины стенки сосуда.

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image056.gif

где *D*- внутренний  диаметр сосуда;

*p*- давление на поверхность стенки сосуда;

     φ - коэффициент прочности продольного шва;

    [σp] - допускаемое напряжение при растяжении материала стенки сосуда;

     ∆= 1 ... 3 мм - припуск на коррозию металла.

Допускаемое напряжение [σp] при растяжении при нагреве стенки сосуда до 2500С определяют по зависимости:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image058.gif

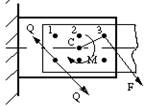
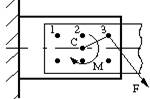
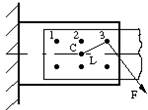
где σв - предел прочности материала стенки сосуда при растяжении;

     [sв] - коэффициент запаса прочности.

Для заклепочного шва в нахлестку [sв] = 4,75, а для заклепочного шва двухрядного и трехрядного в стык с двухсторонними накладками [sв] = 4,00.

### *Расчет соединений при несимметричном нагружении*

Если соединяемые элементы подвержены изгибу (несимметричное нагружение), то нагрузка между одиночными заклепочными соединениями распределяется неравномерно. В этом случае расчет групповых соединений сводится обычно к определению наиболее нагруженной заклепки и оценке её прочности. Рассмотрим соединение, содержащее *n* заклепок одинакового диаметра *d*, под действием силы *F* (рис. 10, а).



**а)                                  б)                                  в)**

**Рис.10**

Примем для упрощения, что трение между соединяемыми деталями отсутствует, вся внешняя нагрузка передается через заклепки, деформации соединяемых де-талей малы по сравнению с деформацией стержней заклепок. При этих упрощениях можно полагать, что взаимный поворот соединяемых деталей произойдет вокруг точки *С* – центра масс поперечных сечений стержней заклепок. Следовательно точку *С* можно использовать в качестве центра приведения внешней силы. В результате приведения внецентренной силы *F* в точке *С* задача расчета группового соединения сводится к определению  наиболее нагруженной заклепки от действия центральной силы *F* и вращающего момента *M=Fl*(рис.10, б)*.* Если соединение подвержено действию нескольких сил *F1, F2,… Fn*, то в результате приведения их к точке *С* оно будет нагружено главным вектором и главным моментом от этих сил (рис.10, в).

При упругой деформации заклепок действие каждого силового фактора *F* и *M* можно рассматривать независимо. Тогда сила, приходящаяся на каждую заклепку от *F*, будет равна http://www.detalmach.ru/lect35.files/image064.gif

Момент *М* вызывает в каждой заклепке реактивную силу, направленную перпендикулярно к радиусу-вектору http://www.detalmach.ru/lect35.files/image066.gif, проведенному из точки *С* в центр сечения *i*-ой заклепки. Эта сила пропорциональна перемещению сечения в результате деформации сдвига. Так как сдвиг сечений заклепок прямо пропорционален их расстояниям *r*1, *r*2… *ri*, до центра масс, то можно записать:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image068.gif

Откуда

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image070.gif

Если учесть что внешний момент *М* уравновешивается моментами от сил, действующих на заклепки, т. е.

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image072.gif

то после подстановки уравнений (12) получим

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image074.gif

или сила, действующая на *i*-ю заклепку

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image076.gif

Сила, действующая на наиболее нагруженную заклепку

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image078.gif

а модуль этой силы

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image080.gif

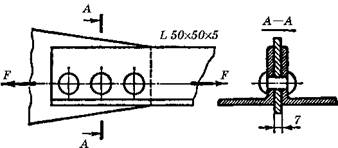
где φi  - угол между векторами сил *QF*и *QiM*.

По этой силе находится диаметр заклепки.

### *Рекомендации по конструированию заклепочных швов*

Заклепки в шве располагают так, чтобы ослабление соединяемых деталей отверстиями было наименьшим.

Во избежание возникновения изгиба соединяемых деталей заклепки по возможности располагают на оси, проходящей через центр тяжести склепываемых деталей или симметрично относительно этой оси (рис.11).



**Рис.11**

Не рекомендуется в одном шве применять заклепки разных диаметров.

Для предотвращения поворота соединяемых деталей относительно друг друга число заклепок в шве принимают не менее двух, то есть *z*>1.

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

При выборе материала для заклепок необходимо стремиться к тому, чтобы температурные коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были равными или близкими.

Особую опасность представляет сочетание разнородных материалов, которые способны образовать гальванические пары. Гальванические токи быстро разрушают соединение.

***Натягом***называют положительную разность размера вала *dB*и отвер­стия *do*до сборки:

*N*= *dВ -do>*0*.*

После сборки соединения на сопрягаемых контактных поверхностях деталей вследствие упругих деформаций возникает давление *р* (рис.13) и соответствующее ему трение, обеспечивающее необходимую неподвижность сопрягаемых деталей соединения.

Разность между размерами отверстия и вала и определяют характер соединения - так называемую стандартную ***посадку***, то есть большую или меньшую свободу перемещения одной детали относительно другой или степени их неподвижности.

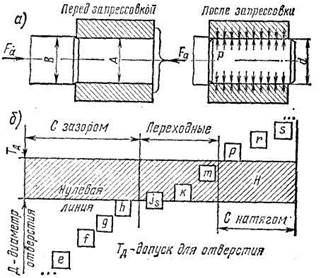
Например:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image086.gif

Минимальный натяг  *Nmin* = 18 мкм

Максимальный натяг *Nmax*= 59 мкм

Если размер отверстия больше размера вала, то положительная разность между этими размерами называется ***зазором***.



**Рис. 13. Схема расположения полей допусков**

### *Расчет соединений с натягом*

Необходимая величина натяга соединения определяется потребным давлением *p* на посадочной поверхности, которое должно быть таким, чтобы *силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил*(рис. 14)*.*

При нагружении соединения осевой силой *F*a(рис.14,а):

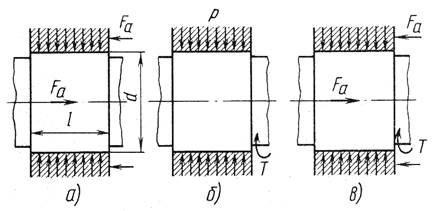
http://www.detalmach.ru/lect35.files/image090.gif

где: *N* - сила нормального давления на сопрягаемые поверхности;

*d, ℓp*– диаметр и длина посадочной поверхности;

*f*– коэффициент трения (см. табл. 3);

*k* – коэффициент запаса сцепления (*k* ≈1,5…2).



**Рис. 14. Расчетные схемы соединений с натягом**

**Таблица 3. Усредненные значения коэффициента трения *f* при расчете посадок с натягом**

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Способ сварки соединения | Сталь | Чугун | Алюминиевые и магниевые сплавы | Латунь | Пластмассы |
| Механический | 0,06–0,13 | 0,07–0,12 | 0,02–0,06 | 0,05–0,10 | 0,6–0,5 |
| Тепловой | 0,14–0,16 | 0,07–0,09 | 0,05–006 | 0,05–0.14 | – |

Откуда посадочное давление *p* равно:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image094.gif

При нагружении соединения крутящим моментом *T* (рис.14,б):

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image096.gif

откуда:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image098.gif

При одновременном нагружении соединения крутящим моментом T и осевой силой Fa (рис.14,в) расчёт ведут по равнодействующей осевой и окружной силе:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image100.gif

Откуда

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image102.gif

В соединениях с натягом нагрузка по длине распределяется резко неравномерно и у торца ступицы со стороны передачи крутящего момента возникают острые пики напряжений.

Несущая способность соединения может быть существенно повышена оксидированием, а также гальваническими покрытиями хромом и никелем. Большой эффект даёт введение в соединение порошка корунда (при сборке температурным деформированием); в этом случае коэффициент трения покоя возрастает больше чем в 2 раза.

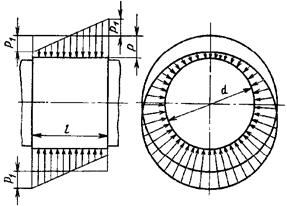
При нагружении соединения изгибающим моментом *M* на равномерную эпюру давлений от посадки накладывается эпюра давлений, характерная для изгиба (рис. 15).

Наиболее давление в соединении от изгиба:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image104.gif

где: http://www.detalmach.ru/lect35.files/image106.gif - множитель, учитывающий серпообразный характер эпюры давлений по окружности цапфы;

*W = d ℓ2/6* – момент сопротивления изгибу диаметрального сечения цапфы.



**Рис.15. Эпюра давлений в соединении при нагружении изгибающим моментом**

Изгибающий момент может достигать такой величины, когда давление на посадочной поверхности снижается до 0,25*p* (т.е. *p1 ≈0,25p*). Исходя из этого условия допустимый момент изгиба не должен превышать величины:

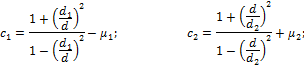
http://www.detalmach.ru/lect35.files/image110.gif

Как видно из выражения (16), допустимый изгибающий момент пропорционален квадрату длины цапфы. Поэтому при нагружении соединения значительным изгибающим моментом необходимо увеличивать её длину.

Посадочное давление *р* связано с натягом δзависимостью Ляме.

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image112.gif

где



здесь *d –* посадочный диаметр сопряжения;

*d1 –* диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала *d1*);

*d2* – наружный диаметр охватывающей детали;

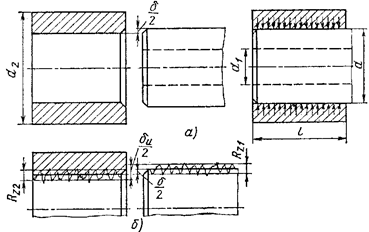
*Е1, Е2* – модули упругости материалов деталей;

*𝜇1 , 𝜇2* – коэффициенты Пуассона (сталь μ = 0,3; чугун μ = 0,25);

Поскольку измерение реальных деталей осуществляется по вершинам микронеровностей, то измеряемый натяг δ*u*, больше расчётного натяга δ на величину обмятия микронеровностей (рис. 16):

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image116.gif

где: *Rz1, Rz2* – высота микронеровностей для соответствующего класса шероховатости.

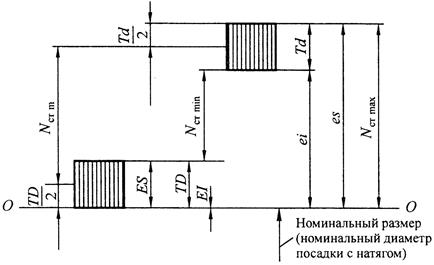


**Рис.16. Расчетная схема для определения стандартной посадки с натягом**

По приведённым выше зависимостям (13-15) рассчитывают посадочное давление *p* (17), затем расчётный натяг *δ* (18) и измеряемый натяг δ*u* (18), по которому и подбирают посадку из числа стандартных таким образом, чтобы максимальный натяг стандартной посадки был бы меньше измеряемого натяга δ*u*, полученного из зависимости (18) (рис. 17).

Для большинства соединений с натягом суммарные напряжения на посадочной поверхности не должны по возможности превышать предела текучести материала, однако для некоторых деталей, например, для колец подшипников, посадочный натяг ограничивают изменением диаметров свободной не посадочной поверхности. Уменьшение рационального зазора в подшипнике в этом случае может привести к заклиниванию тел качения.

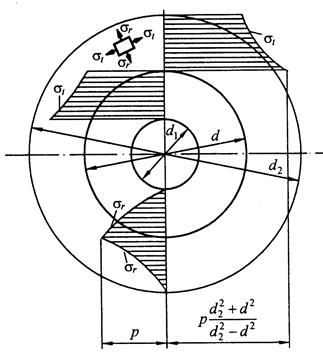
В этом случае задаются допустимым уменьшением радиального зазора и по нему считают допустимое посадочное давление и натяг.



**Рис.17. Поля допусков в системе отверстия деталей соединений с натягом:**

***ТD* – поле допуска на размер диаметра отверстия; *Td* – поле допуска на размер диаметра вала.**

В случае тонкой  втулки  необходимо проверить в не нормальное и касательное напряжения (рис.18) Эпюры распределения нормальных напряжений (окружных и радиальных).



**Рис. 18. Эпюры распределения  напряжений в деталях соединений с натягом**

Как правило, наибольшие напряжения возникают у внутренней поверхности охватывающей детали:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image124.gif

а наибольшее эквивалентное напряжение

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image126.gif

Наибольшее напряжение охватываемой детали возникают также на внутренней поверхности  и являются сжимающими

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image128.gif

Напряжения σ*экв* и σ*T* не должны  по возможности превышать предела текучести материала.

### *Способы получения соединений с натягом*

Соединения с натягом (прессовые соединения) могут быть получены тремя способами:

- запрессовкой, простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий удобного контроля измерения силы запрессовки, но связанный с опасностью повреждения поверхностей и затрудняющий применение покрытий;

- нагревом охватывающей детали до температуры ниже температуры отпуска – способ, обеспечивающий повышения прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой, так как при запрессовке неровности на контактных поверхностях деталей частично срезаются и сглаживаются, что приводит к ослаблению прочности соединения.

- охлаждением охватываемой детали – способ, преимущественно применяемый для небольших деталей при их установке в массивные корпуса с помощью твёрдой углекислоты (сухой лёд -790С) или в жидком воздухе (температура -1900С) в последнем случае нужно быть особенно осторожным и обеспечить тщательное обезжиривание деталей.

- комбинированной, например, гидропрессовкой, при которой одновременно с осевым усилием в зону контакта сопрягаемых деталей подается масло под высоким давлением для получения необходимой поперечной деформации.

Применение нагрева или охлаждения для сборки особенно удобно для деталей с большой длиной (валы, оси) при этом температура нагрева должна быть ниже температуры низкого отпуска. До 1500С нагрев мелких деталей осуществляется в масле, а также в электрической или газовой печи. Температура масла, должна быть не более 250°С, т.к. если выше, то в закаленных деталях могут происходить структурные изменения, снижающие твердость.

При сборке цилиндрического соединения с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали необходимая разность температур ∆t соединяемых деталей определяется по формуле

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image130.gif

где *N*max – наибольший натяг выбранной для соединения посадки;

*S* – зазор, необходимый для сборки соединения, принимаемый обычно равным наименьшему зазору посадки движения;

α – коэффициент линейного расширения нагреваемой или охлаждаемой детали, принимаемый для стали α=12∙10-6, для чугуна α=10,5∙10-6, для оловянных бронз α=17∙10-6, для латуни α=18∙10-6, для алюминиевых сплавов α=23∙10-6;

*d –*номинальный посадочный диаметр.

Монтаж соединений путем охлаждения охватываемой стали, вызывает повышение предела прочности и твердость стальных деталей и не изменяет их пластические свойства, исключение составляют, стали с остаточным аустенитом. Мартенситное превращения таких сталей начинается при положительной температуре, а заканчивается при отрицательной и сопровождается увеличением объема детали, например, превращение 10% аустенита в мартенсит вызывает увеличение диаметра вала d=100 мм на 130 мкм, что превышает величину натяга при горячей посадке и приводит к появлению в деталях напряжений текучести.

Для некоторых деталей, например, для колец подшипников качения, посадочный натяг ограничивают  изменением диаметров свободной (непосадочной) поверхности, т.к. уменьшение  радиального зазора в подшипнике может привести к заклиниванию тел качения. В этом случае задаются  допустимым уменьшением радиального зазора  и по нему считают допустимое посадочное давление и натяг.

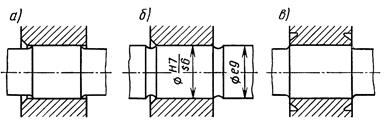
Соединения с гарантированным натягом снижают усталостную прочность валов, что связано с концентрацией напряжений и контактной коррозией на посадочных поверхностях.  Для повышения усталостной прочности валов под ступицей применяют следующие мероприятия:

- разгружающие выточки в охватывающей детали снижают эффект концентрации напряжений на 40…50% (рис.19,а, в).

- разгружающие канавки у вала, нанесенные путем накатки или выдавливания повышают усталостную прочность на 40% (рис.19,б).

- резкое повышение усталостной прочности дает азотирование подступичной части вала глубиной 0,2…0,3мм.

- обкатка роликами поверхностный наклёп повышает предел выносливости на 80…100%;



**Рис.19. Конструктивные средства повышения усталостной прочности в местах посадок с натягом**

### *Проверка прочности деталей цилиндрического соединения с натягом*

Надежность соединения деталей с гарантированным натягом в первую очередь зависит от прочности ступицы. При недостаточной прочности сту­пицы возможно нарушение посадки вследствие деформации охватываю­щей детали или ее разрыву при осуществлении посадки.

Проверку прочности деталей цилиндрического соединения выполняют по наибольшему возможному натягу Nmax выбранной посадки и соответствующего ему наибольшего расчетного натяга Nmaxp, определяемого по формуле

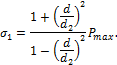
http://www.detalmach.ru/lect35.files/image134.gif

а также возможного максимального давления *p*max на контактной поверхности соединяемых деталей, определяемого по формуле

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image136.gif

Для охватывающей детали, как известно из курса сопротивления материалов, опасными являются точки ее внутренней поверхности. Для этих точек радиальное σr и окружное (кольцевое) σtнормальные напряжения определяют по формулам

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image138.gif



В этих точках возникает плоское напряженное состояние, при этом главные напряжения σ1=σt; σ2=0 и σ3=σr. Условие прочности для охватывающей детали из пластичного материала по гипотезе наибольших касательных напряжений (третьей теории прочности):

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image142.gif

Для охватываемой детали кольцевого поперечного сечения опасны также точки внутренней поверхности. В этих точках возникает одноосное сжатие, при этом

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image144.gif

Штрихи указывают, что напряжения относятся к охватываемой детали.

Условие прочности для охватываемой детали, составленное как и для охватывающей детали по третьей теории прочности, имеет вид

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image146.gif

Если охватываемая деталь представляет собой сплошной вал, то в любой его точке возникает двухосное сжатие; главные напряжения http://www.detalmach.ru/lect35.files/image148.gif и http://www.detalmach.ru/lect35.files/image150.gif одинаковы, а http://www.detalmach.ru/lect35.files/image152.gif= 0:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image154.gif

Условие прочности в этом случае

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image156.gif

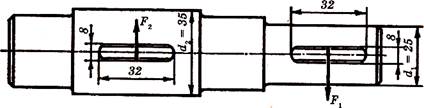
На основании практических данных установлено, что цилиндрические соединения с гарантированным натягом могут быть вполне надежными даже при наличии на внутренней поверхности охватывающей детали пластических деформаций. Это обстоятельство позволяет принимать при расчетах более высокие, чем обычно, допускаемые напряжения.

### *Рекомендации по конструированию шпоночных соединений*

1. Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов.

2. При наличии нескольких шпоночных пазов на валу их располагают на одной образующей (рис.14).

3. Из удобства изготовления рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые по сечению шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра (рис.14).



**Рис.14**

Прочность шпоночных соединений при этом оказывается вполне достаточной, так как силы *F1* и *F2* действующие на шпонки, составляют:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image057.gif

но *d2>d1*,следовательно, *F2* < *F1*. Это доказывает, что, чем больше диаметр ступени вала, тем меньше усилие *F*передает шпонка этой ступени при одном и том же вращающем моменте *Т*.

4. При необходимости двух сегментных шпонок их ставят вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок в одном соединении сильно ослабляет  вал, поэтому рекомендуется перейти на шлицевое соединение.

### *Расчет на прочность соединений с призматическими шпонками*

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. При проектировании шпоночного соединения ширину *b* и  высоту *h* шпонок принимают по соответствующему ГОСТ, в зависимости от диаметра *d*вала. Длину *l* шпонки принимают в зависимости от длины ступицы и согласовывают с ГОСТом на шпонки. Достаточность принятых размеров проверяют расчётом на прочность. Следовательно, расчёт шпоночных соединений на прочность осуществляется как проверочный.

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. Условие прочности на срез учтено при стандартизации призматических и сегментных шпонок, поэтому при проектировании соединений проверка на срез не обязательна.

При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

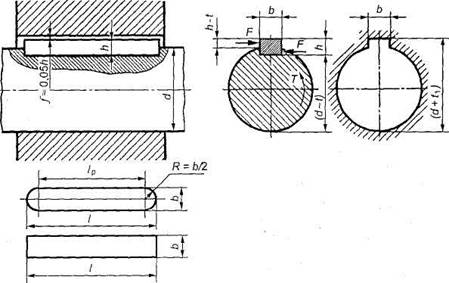
***Рекомендуемая последовательность проектировочного расчета.***

В зависимости от диаметра вала *d*по табл. 2 выбирают размеры шпонки *b*х *h,*а ее длину принимают на 5-10 мм меньше длины ступицы, округляя до ближайшего большего значения по стандарту (некоторые стан­дартные значения *l* приведены в табл. 2). После подбора шпонки соеди­нение проверяют на смятие. Напряжения смятия опреде­ляют в предположении их равномерного распределения по поверхности контакта:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image058.gif

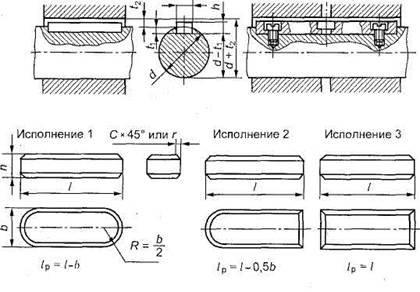
где  *Ft=2T/d*—  сила,  передаваемая шпонкой; *Асм  —*площадь смятия (рис. 15);  http://www.detalmach.ru/lect36.files/image094.gif

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.



**Рис. 15. К расчету на прочность соединения с призматическими шпонками**

**Таблица 2.Размеры (мм) призматических шпонок**



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Диаметр  вала *d* | Размеры сече­ний  шпонок | | Глубина паза | | Радиус закруг­ления  пазов *R* | | Предельные разме­ры  длин *l* шпонок | |
| *b* | *h* | вала *t*1 | втулки *t*2 | min | max | min | max |
| свыше 12 до 17 | 5 | 5 | 3 | 2,3 | 0,16 | 0,25 | 10 | 56 |
| » 17 » 22 | 6 | 6 | 3,5 | 2,8 | 14 | 70 |
| » 22 » 30 | 8 | 7 | 4 | 3,3 | 18 | 90 |
| » 30 » 38 | 10 | 8 | 5 | 0,25 | 0,4 | 22 | 110 |
| » 38 » 44 | 12 | 8 | 28 | 140 |
| » 44 » 50 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 | 0,25 | 0,4 | 36 | 160 |
| » 50 » 58 | 16 | 10 | 6 | 4,3 | 45 | 180 |
| » 58 » 65 | 18 | 11 | 7 | 4,4 | 50 | 200 |
| » 65 » 75 | 20 | 12 | 7,5 | 4,9 | 0,4 | 0,6 | 56 | 220 |
| » 75 » 85 | 22 | 14 | 9 | 5,4 | 63 | 250 |
| » 85 » 95 | 25 | 14 | 70 | 280 |
| » 95 » 110 | 28 | 16 | 10 | 6,4 | 0,4 | 0,6 | 80 | 320 |

*Примечание.* Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160;180; 200.

Следовательно,

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image111.gif

где *Т —*передаваемый момент, Нмм; *d —*диаметр вала, мм; *(h*– *t1*) — ра­бочая глубина паза, мм (см. табл. 2); *l*р — рабочая длина шпонки, мм (для шпонок с плоским торцом *l*р =*l*, со скругленными торцами *lp = l-b*; [σ]см - допускаемое напряжение (для чугунных ступиц [σ]см=60÷80 МПа, для стальных [σ]см=100÷150 МПа).

Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего большего размера (см. табл. 2). Длину ступицы *l*стпринимают на 8... 10 мм больше длины шпонки. *Если длина ступицы больше величины*1,5*d,*то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

В тех случаях, когда длина шпонки получается значительно больше длины ступицы детали, устанавливают две или три шпонки под уг­лом 180 или 120°. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка между всеми шпонками распределяется равномерно. Это технологически трудно, кроме того, ослабляются вал и ступица. Поэтому обычно многошпоночное соединение заменяют шлицевым.

Формула (3) носит условный характер, поскольку неравномерность распределения σсм по длине и высоте шпонки, вызванная погрешностями и деформациями, а также перекосом шпонки, обусловленным условием ее равновесия, учитывается назначением повышенных коэффициентов запаса.

*Формула проектировочного расчета для определения рабочей длины l*р *приз­матической шпонки*(шпонки со скругленными концами):

*l*p=*l-b*.

Для ответственных соединений *призматическую шпонку проверяют на срез*

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image114.gif

где *τ*ср — расчетное напряжение на срез, МПа; *b*— ширина шпонки, мм; *l*р — рабочая длина шпонки, мм; [*τ*]ср  — допускаемое напряжение на срез; для сталей с σв > 500 МПа для неравномерной (нижний предел) и спокой­ной нагрузок (верхний предел) принимают [*τ*]ср =60÷90 МПа.

Призматические шпонки – врезные. Рабочими гранями являются их боковые более узкие грани. Для облегчения сборки предусматривается радиальный зазор. Призматические шпонки по сравнению с клиновымиобеспечивают большую точность, а по сравнению с сегментными – меньше ослабляют вал, т.к. врезаются на меньшую  глубину.

**Применение для шпоночных соединений посадок колеса на вал *с* *зазором* недопустимо, а *переходных* посадок - крайне нежелательно.**

Рекомендуется принимать следующие посадки

- для колес:

цилиндрических прямозубых  Н7/р6 (H7/r6);

цилиндрических косозубых и червячных  H7/r6 (H7/s6);

конических   H7/s6 (H7/t6);

- в коробках передач  H7/k6 (H7/m6).

Посадки с большим натягом (приведены в скобках) используют для колес **реверсивных** передач.

**Выбор посадок «шпонка - паз вала»**и**«шпонка - паз втулки»**производят в зависимости от желаемого вида соединения, который, в  свою очередь, выбирают в зависимости от назначения посадки (для скользящих шпонок, для неподвижного соединения, для направляющих шпонок и т.п.) и серийности изготовления.

В большинстве случаев соединение шпонки с валом более плотное, чем с втулками. Это предотвращает выпадение шпонки из паза вала при монтаже и исключает ее передвижение при эксплуатации. Зазор же в соединении «шпонка - паз втулки» необходим для компенсации неточностей размеров, формы и взаимного расположения пазов.

Примеры обозначений призматических шпоночных соединений

1.Призматическая шпонка со скругленными торцами: ШПОНКА 18×11×100 ГОСТ 23360-70

2. Призматическая шпон­ка с плоскими торцами: ШПОНКА 2-18×11×100 ГОСТ 23360-70.

### *Расчет на прочность соединений с сегментными шпонками*

В связи с ослаблением вала шпоночным пазом под сегментную шпонку, такие шпонки применяют для передачи относительно небольших моментов, их отличает устойчивое положение в соединении.

Соединения сегментными шпонками проверяют на смятие так же, как и призматические:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image117.gif

Где *l*p=*l* – рабочая длина шпонки; (*h –t*1) – рабочая глубина в ступице.

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

Условие прочности на срез

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image120.gif

где τср — расчетное напряжение на срез, МПа; *b*— ширина шпонки, мм; *l*р — рабочая длина шпонки, мм; [τ]ср — допускаемое напряжение на срез; для сталей с σв> 500 МПа для неравномерной (нижний предел) и спокой­ной нагрузок (верхний предел) принимают [τ]ср =60÷90 МПа.

*Примеры обозначений сегментных шпоночных соединений*

Шпонка сегментная: ШПОНКА сегм. 6×10 ГОСТ 24071-80

### *Расчет на прочность соединений с врезными клиновыми шпонками*

Соединения врезными клиновыми шпонками проверяют по условию прочности на смятие рабочих поверхностей контакта:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image121.gif

где *l*р*–* длина рабочей части шпонки;  *f* – коэффициент трения; для стали по чугуну или стали  *f* =0,15 – 0,18.

Соединения цилиндрическими шпонками проверяют по условию прочности на смятие:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image122.gif

### *Последовательность проверочного расчета шпоночных соединений*

*Исходные данные:*

Передаваемый вращающий момент *Т.*

Диаметр вала *d*и длина ступицы *lcm.*

Условия работы.

*Последовательность расчета:*

1.Задаются видом шпоночного соединения в зависимости от класса машины, конструкции соединяемых деталей, угловой скорости, величины и характера нагрузки.

2. Зная диаметр вала *d,*по ГОСТу принимают размеры сечения шпонки *b* и *h*.

3. В зависимости от длины ступицы задаются длиной шпонки *l* из стандартного ряда длин. Рекомендуется длину призматических шпонок принимать на 5 – 10 мм меньше длины ступицы.

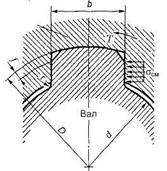
4. Из условия прочности на смятие, а в соединениях сегментными шпонками и на срез, определяют расчетные напряжения в соединении и сравнивают с допускаемыми значениями. Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то увеличивают длину шпонки и соответственно ступицы или принимают две шпонки. Призматические шпонки устанавливают с шагом в 180°, сегментные – в ряд по длине ступицы.

### *Расчет на прочность прямобочных шлицевых соединений*

*Проверочный расчет на прочность прямобочных зубчатых соединений аналогичен расчету призматических шпонок.*

*Основными критериями работоспособности* зубчатых (шлицевых) соединений являются сопротивления рабочих поверхностей смятию и изнашиванию в результате относительных перемещений, обусловленных деформациями и зазорами.

В зависимости от диаметра вала *d*(рис. 26) по табл. 3 выбирают па­раметры зубчатого соединения, после чего соединение проверяют на смя­тие. Проверку зубьев на срез не производят.



**Рис. 26. К расчету прямобочного шлицевого соединения**

При расчете допускают, что по боковым поверхностям зубьев нагрузка распределяется равномерно, но из-за неточности изготовления в работе участвует только 75%общего числа зубьев (т.е. коэффициент неравномер­ности распределения нагрузки между зубьями (шлицами) ψ= 0,75).

По аналогии с условием (3)

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image198.gif

где *Т*— вращающий момент на валу, Нмм; ψ= 0,75; *z —*число зубьев (выбирают в зависи­мости от *d*по табл.3); *h*– высота поверхности контакта зубьев;*L* – длина поверхности контакта зубьев; *dcp*— средний диаметр соединения, мм; *l* — рабочая длина зубьев, мм; *D, l, r*(см. рис. 26) — выбирают в зависимости от *d*по табл. 3; [σ]см*-*допускаемое напряжение на смятие боковых граней зубьев из ста­лей, имеющих σв> 500 МПа ([σ]смпринимают по табл. 4). В таблице 4 приведены значения [σ]см для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы. В каждой отрасли машиностроения рекомендуют свои значения с учетом специфики эксплуатации (срок службы, режим нагрузки и пр.), качества изготовления, прочности материалов и др.

Например, в станкостроении рекомендуют более низкие значения: [σ]см= 12 – 20 МПа для неподвижных соединений и [σ]см= 4 – 7 МПа для подвижных без нагрузки – здесь учитывают влияние соединений на точность станков; в авиации для соединений валов с зубчатыми колесами рекомендуют более высокие значения [σ]см= 50 – 100 МПа – для получения легких конструкций.

Для **прямобочных** шлицев *h*=0,5(*D*-*d*)-2*f*;       *d*ср=0,5(*D*+*d*),

где *f*- величина фаски зуба.

для **эвольвентных** шлицев *h*=θ*m*;     *d*ср=*D*-1,1*m*,

где θ=1 - при центрировании по боковым поверхностям и θ=0,9 при центрировании по наружному диаметру;

*m* - модуль шлицев;

*d* - диаметр делительной окружности.

Для **треугольных** шлицов *h*=0,5(*D-d*);   *d*cp=*d*=*mz*.

При проверке соединения на износ действующие напряжения, вычисленные по (9), проверяются на выполнение соотношения

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image199.gif

где http://www.detalmach.ru/lect36.files/image200.gif – коэффициент, учитывающий число циклов нагружения, а допускаемые напряжения по износу [σ]*изн* зависят от параметров внешней нагрузки и термообработки рабочих поверхностей шлицов. Для шлицов, закалённых до поверхностной твёрдости *HRC 60*, принимают [σ]*=*40…85 МПа, а для шлицованных деталей без термохимической обработки – [σ]*изн*= 25…50 МПа.

**Предельный вращающий момент**, передаваемый соединением, равен *Т*max=0,5σсм*zh*ψ*ld*ср

**Таблица 3. Зубчатые прямобочные соединения, размеры, мм**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Номинальные размеры  *z*х *d*х*D* | *b* | *l* | *r,*не более | Серия |
| 6 х 26 х 30 | 6 | 0,3 | 0,2 | Легкая |
| 8 х 32 х 36 | 6 | 0,4 | 0,2 |
| 8 х 36 х 40 | 7 | 0,4 | 0,3 |
| 8 х 42 х 46 | 8 | 0,4 | 0,3 |
| 8 х 46 х 50 | 9 | 0,4 | 0,3 |
| 8 х 52 х 58 | 10 | 0,5 | 0,5 |
| 6 х 11 х 14 | 3 | 0,3 | 0,2 | Средняя |
| 6 x 21 х 25 | 5 | 0,3 | 0,2 |
| 6 х 26 х 32 | 6 | 0,4 | 0,3 |
| 8 х 36 х 42 | 7 | 0,4 | 0,3 |
| 10 х 16 х 20 | 2,5 | 0,3 | 0,2 | Тяжелая |
| 10 х 18 x 23 | 3 | 0,3 | 0,2 |
| 10 x 21 х 26 | 3 | 0,3 | 0,2 |
| 10 x 23 x 29 | 4 | 0,3 | 0,2 |
| 10 x 26 x 32 | 4 | 0,3 | 0,2 |
| 10 x 28 x 35 | 4 | 0,4 | 0,3 |
| 10 x 32 x 40 | 5 | 0,4 | 0,3 |
| 10 x 36 x 45 | 5 | 0,4 | 0,3 |
| 10 x 42 x 52 | 6 | 0,4 | 0,3 |

**Таблица 4. Допускаемые напряжения смятия [𝛔]см на рабочих гранях зубьев (шлицев)**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Соединение | Условия эксплуатации | [σ]смна рабочих гранях зубьев | |
| без термической обработки | с термической обработкой |
| Неподвижное | Тяжелые  Средние  Легкие | 35-40  60-100  80-120 | 40-70  100-140  120-200 |
| Подвижное ненагруженное | Тяжелые  Средние  Легкие | 15-20  20-30  25-40 | 20-36  30-40  40-70 |
| Подвижное под нагрузкой | Тяжелые  Средние  Легкие | — | 3-10  5-15  10-20 |

*Примечания:* тяжелые условия эксплуатации означают, что нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации большой частоты и амплитуды; плохие условия смазки в подвижных соединениях; невысокая точность изготовления.

### *Последовательность проверочного расчета шлицевых соединений*

*Исходные данные:*

Передаваемый крутящий момент *Т.*

Диаметр вала *d*и длина ступицы *l*ст*.*

Условия работы.

*Последовательность расчета:*

1.Задаются видом зубчатого соединения в зависимости от точности центрирования деталей, величины нагрузки, условий эксплуатации и типа производства.

2. Зная диаметр вала *d,*по ГОСТу принимают размеры зубчатого соединения, причем серией задаются в зависимости от характера соединения и условий работы.

3. Из условия прочности на смятие определяют расчетное напряжение σсмв соединении и сравнивают с допускаемыми [σ]см(табл.4). Если σсм превышает [σ]смболее чем на 5%, то увеличивают длину ступицы *l*стили принимают другую серию, а иногда другой вид соединения и повторяют проверочный расчет.

### *Расчет на прочность клиновых соединений*

При забивании клина суммарные силы на рабочих гранях клина равнодействующие нормальных сил и сил трения наклонены на угол трения φ к нормалям в сторону, обратную перемещению клина рис. 28. В установочных клиновых соединениях усилие на стержне равно полезной нагрузке *Q = Qвн*.

В соединениях с предварительным натягом по условию, что после приложения нагрузки в соединении сохранился натяг *Q =*(1,25…1,5)*Qвн*. Из условия равновесия клина можно определить усилие, необходимое для его забивания *Р*:

P=Q[tg(α+φ)+tgφ];

где α – угол наклона образующей клина к его оси.

При забивании клина изменяется направление сил трения на рабочих гранях и усилие, необходимое для выбивания клина можно определить по зависимости:

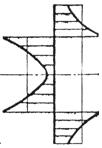
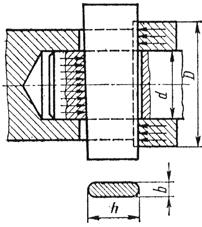
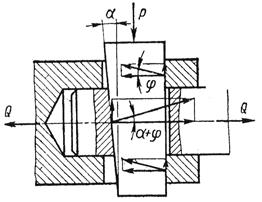
P1=Q[tg(φ+α)+tgφ].

Самоторможение клинового соединения возможно, если сила P1, необходимая для его выбивания должна быть больше нуля.

Поэтому:

tg(φ+α)+tgφ≥0

или угол наклона клина был меньше удвоенного угла трения α≤2φ.



**а)                                                                                 б)                                                    в)**

**Рис.28. Расчетная схема клинового соединения**

Таким образом, угол односкосного клина или сумма углов сторон угол заострения двухскосного клина должен быть меньше двойного клина трения на рабочих гранях.

Расчётный коэффициент трения обычно принимают равным 0,1φ≈5045’*.* В силовых клиновых соединениях при уклоне менее 1:25 обеспечивается значительный запас самоторможения.

Действительное распределение давлений по рабочей поверхности клина неравномерно, однако в расчётах условно принимают, что давление по поверхности контакта распределяется равномерно рис. 28,б.

В клиновом соединении стержень рассчитывают на растяжение по ослабленному сечению:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image205.gif

где *d* – диаметр стержня;*в –*ширина прорези для клина.

Втулка рассчитывается на смятие рабочих поверхностей:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image206.gif

где δ – толщина втулки.

Клин работает на изгиб, поэтому его рассчитывают по схеме, приведённой на рис.28,б.

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image207.gif

Высота клина *h* равна:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image208.gif

Клин обычно изготавливают из среднеуглеродистой стали марки Ст. 5 или Ст. 6, для которых [σ]≈150 МПа, а [σ]см≤ 200 МПа.

### *Расчет на прочность клеммовых соединений*

Клеммовое соединение способно передать крутящий момент

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image288.gif

где *Fзат* – усилие затяжки болтов, Н; *d* – диаметр соединения (вала), мм; *f*  коэффициент трения для материалов деталей, входящих в соединение. В свою очередь усилие затяжки болтов зависит от прочности каждого из них

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image289.gif

где *z* – число болтов в соединении; *d1* – внутренний диаметр резьбы болта; [𝜎]*р* – допускаемые напряжения растяжения для материала болта.

Напряжения смятия на контактных поверхностях деталей, входящих в соединение

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image290.gif

где *l* – длина контактной поверхности соединяемых деталей; φ≈0,5 – коэффициент неравномерности давления по посадочной поверхности, возникающей за счёт жесткости ступицы; остальные величины определены выше.

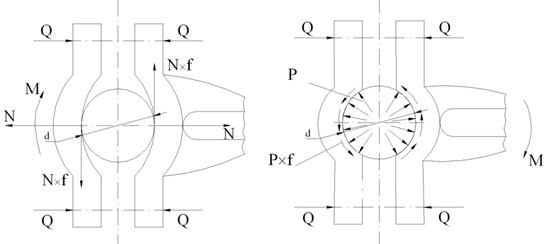
В зависимости от выполнения соединения при расчете можно рассмотреть два предельных случая.

**Первый случай.**  Клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором или же отверстие имеет эллиптическую форму (рис. 34,а). При этом можно допустить, что контакт деталей происходит по линии, а условие надежности соединения записывается так:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image291.gif  и   http://www.detalmach.ru/lect36.files/image292.gif

где S – внешняя осевая сила.

По условию равновесия любой половины клеммы до нагружения крутящим моментом: N=2Q, тогда http://www.detalmach.ru/lect36.files/image293.gif и http://www.detalmach.ru/lect36.files/image294.gif



**а)                                                                     б)**

**Рис. 34. Расчетные схемы клеммового соединения**

**Второй случай.** Клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении равен нулю (рис.34,б). В этом случае можно полагать, что давление P распределено равномерно по поверхности контакта, а условие прочности соединения выражается в виде

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image296.gif

Вспоминая теорему о равнодействующей равномерного давления на кривую стенку и рассматривая равновесие полуклеммы, запишем http://www.detalmach.ru/lect36.files/image297.gif. После постановки и сокращения получим

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image298.gif

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как 2/π. Первый случай является самым неблагоприятным, а второй – наиболее рациональным с точки зрения потребной величины затяжки болтов. На практике условия работы клеммовых соединений рассматривают как среднее между двумя рассмотренными выше:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image299.gif

Для определения силы затяжки выразим *Q*:

http://www.detalmach.ru/lect36.files/image300.gif

где Z - число болтов, расположенных с одной стороны вала; *k*=1,3…1,8 - коэффициент надежности соединения.

При совместном действии M и S сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой силы S и окружной http://www.detalmach.ru/lect36.files/image301.gif. Для такого случая http://www.detalmach.ru/lect36.files/image302.gif

- Правила обозначения швов сварных соединений, выполняемых дуговой сваркой в защитном газе изложены в ГОСТ:

1) 14771–76;

2) 8713–79;

3) 5264–80.

- Каким знаком отмечают на чертеже видимую одиночную сварную точку:

1) «×»;

2) «+»;

3) «\*»?

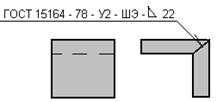
- Как изображаются на чертеже невидимые одиночные сварные точки:

1) «–»;

2) «±»;

3) они не изображаются?

- Как можно охарактеризовать сварное соединение, изображенное на рисунке:

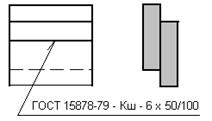


1. угловое соединение со скосом кромок, выполняется электрошлаковой сваркой проволочным электродом; катет шва 22 мм;

2. угловое соединение без скоса кромок, выполняется дуговой электросваркой; шаг 22 мм;

3. угловое соединение, шов двухсторонний, выполняемый автоматической сваркой под флюсом по замкнутой линии; длина провариваемого участка 22 мм?

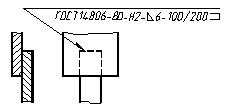
- Как охарактеризовать сварное соединение на рисунке:



1. соединение внахлестку, шов прерывистый, выполняемый газовой сваркой, шаг шва 6 мм, длина провариваемого участка 50 мм, ширина шва 100 мм;

2. соединение внахлестку, одиночные сварные точки, выполняемые контактной точечной сваркой, расчетный диаметр точки 6 мм, ширина детали 50 мм, расстояние между точками 100 мм;

- Почему обозначение шва сварного соединения выполняется под линией-выноской:



1. шов невидимый (с обратной стороны);

2. шов двухсторонний;

3. нестандартный шов?

- Чему равно допускаемое напряжение для нахлесточного шва при действии осевой растя­гивающей силы, выполненного ручной дуго­вой сваркой электродом марки Э50?

1. [σ]p

2. 0,9[σ]p

3. 0,65[σ]p

4. 0,6[σ]p

- По какой формуле определяют длину фланго­вых сварных швов?

1.  http://www.detalmach.ru/lect1.files/image243.gif

2.  http://www.detalmach.ru/lect1.files/image245.gif

3. http://www.detalmach.ru/lect1.files/image247.gif

- Назовите формулу проверочного расчета для стыкового клеевого соединения

1. http://www.detalmach.ru/lect1.files/image249.gif

2. http://www.detalmach.ru/lect1.files/image251.gif

3. http://www.detalmach.ru/lect1.files/image253.gif

- На прочность не рассчитывают ….. сварные соединения

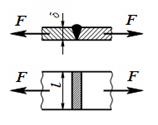
1) тавровые

2) стыковые

3) угловые

4) нахлесточные

- Условие прочности стыкового сварного соединения  имеет вид …..



1) http://www.detalmach.ru/lect1.files/image257.gif

2) http://www.detalmach.ru/lect1.files/image259.gif

3) http://www.detalmach.ru/lect1.files/image261.gif

4) http://www.detalmach.ru/lect1.files/image263.gif

- Угловые швы в сварных соединениях рассчитывают ….. напряжениям.

1) по нормальным

2) по нормальным и касательным

3) по эквивалентным

4) по касательным

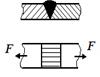
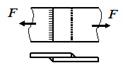
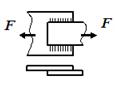
- В нахлесточном сварном соединении … шов расположен ….. линии действия нагружающей силы (подобрать соответствие).

1) фланговый    A) параллельно

2) лобовой         B) под углом 45º к

3) косой             C) перпендикулярно

- Сварное соединение выполненное фланговым швом изображено на рисунке …..

1)2) 3)  4) 

- Напряжения по длине флангового шва нахлесточного соединения распределяются …..

1) равномерно

2) неравномерно – на концах они больше, чем в середине

3) неравномерно – в середине они больше, чем на концах

4) неравномерно – возрастают от нуля на одном конце до максимума на другом

- Длину флангового сварного шва нахлесточного соединения рекомендуют принимать …..

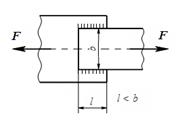
1) *l*<20k

2) *l*>50k

3) *l*=10k

4) 30 мм≤*l*≤50k

- Прочность фланговых швов нагруженных продольной силой рассчитывают по формуле …..



*k* – катет сварного шва

1) http://www.detalmach.ru/lect1.files/image272.gif

2) http://www.detalmach.ru/lect1.files/image274.gif

3)  http://www.detalmach.ru/lect1.files/image261.gif

4) http://www.detalmach.ru/lect1.files/image276.gif

- Электроконтактную сварку применяют для соединения деталей преимущественно толщиной …..

1) δ≤12

2) δ≤3

3) δ≥10

4) δ≤15

- Соединение контактной точечной сваркой рассчитывают на прочность по формуле …..

1) http://www.detalmach.ru/lect1.files/image278.gif

2)  http://www.detalmach.ru/lect1.files/image280.gif

3)  http://www.detalmach.ru/lect1.files/image282.gif

4) http://www.detalmach.ru/lect1.files/image284.gif

- Какой стыковой шов показан на рисунке?

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image285.gif

1. X-образный шов

2. V-образный шов

3. U-образный шов

4. Бесскосный шов (шов без разделки кромок)

- Какой стыковой шов показан на рисунке?

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image286.gif

1. X-образный шов

2. V-образный шов

3. U-образный шов

4. Бесскосный шов (шов без разделки кромок)

- Какой стыковой шов показан на рисунке?

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image287.gif

1. X-образный шов

2. V-образный шов

3. U-образный шов

4. Бесскосный шов (шов без разделки кромок)

- Какой стыковой шов используют для сваривания деталей толщиной 1...8 мм?

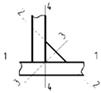
1. X-образный шов

2. V-образный шов

3. U-образный шов

4. Бесскосный шов (шов без разделки кромок)

- Какое сечение углового шва является опасным?



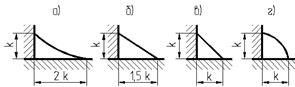
1. Сечение 1-1

2. Сечение 2-2

3. Сечение 3-3

4. Сечение 4-4

- Какой из показанных на рисунке швов обладает меньшей концентрацией напряжений?



1. Шов, показанный на рис.а)

2. Шов, показанный на рис.б)

3. Шов, показанный на рис.в)

4. Шов, показанный на рис.г)

- Какие деформации возникают в стыковом шве, нагруженном растягивающим усилием и изгибающим моментом?

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image291.gif

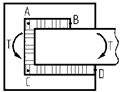
1. Растяжение

2. Растяжение и изгиб

3. Растяжение и кручение

4. Изгиб и кручение

- В какой точке комбинированного шва внахлестку находится напряжение?



1. В точке А

2. В точке В

3. В точке С

4. В точке D

- Какой шов изображен на рисунке?



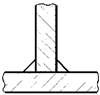
1. Лобовой

2. Фланговый

3. Втавр угловой

4. Втавр стыковой

- Какой шов изображен на рисунке?



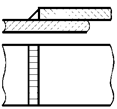
1. Лобовой

2. Втавр стыковой

3. Втавр угловой

4. Фланговый

- Как называется шов, изображенный на рисунке?



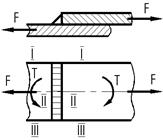
1. Лобовой

2. Фланговый

3. Стыковой

4. Втавр

- В каких сечениях шва максимальные напряжения?



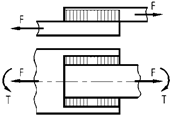
1. Сечение I-I

2. Сечение II-II

3. Сечение III-III

4. Сечение I-I, III-III

- Как называется шов, изображенный на рисунке?



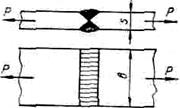
1. Лобовой

2. Фланговый

3. Стыковой

4. Втавр

- По какой формуле следует вести расчет нагрузочной способности соединения дуговой сваркой встык?



1. P=b∙s∙[τ]ср.св;

2. P=b∙s∙[τ]ср.дет;

3. P=b∙s∙[σ]р.св;

4. P=b∙s∙[σ]р.дет.

- Как рассчитывается косой сварной шов встык?

http://www.detalmach.ru/lect1.files/image302.gif

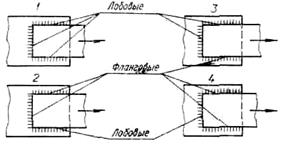
1. В предположении, что опасными являются касательные напряжения в шве.

2. В предположении, что опасными являются нормальные напряжения в шве.

3. На совместное действие касательных и нормальных напряжений.

4. Расчет ведут не по сварному шву.

- На какой схеме правильно названы угловые (валиковые) швы?



- Толщина свариваемых деталей *s*=8 мм. Какой катет шва k следует считать оптимальным в соединении угловыми (валиковыми) сварными швами?

1. k=10 мм.

2. k=8 мм.

3. k=5 мм.

4. k=3 мм.

- Какое из приведенных ниже утверждений ошибочно?

1. Ограничивается минимальная длина фланговых швов.

2. Ограничивается максимальная длина фланговых швов.

3. Ограничивается минимальная длина лобовых швов.

4. Ограничивается максимальная длина лобовых швов.

- Укажите рекомендуемые нормы ограничения длины фланговых швов (k — катет шва):

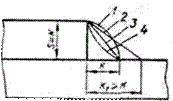
1. (30÷40)k.

2. (40÷50)k.

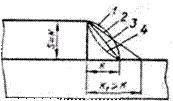
3. (50÷60)k.

4. (60÷70)k.

- Какой из угловых (валиковых) сварных швов будет оптимальным в условиях статического нагружения?



- Какой из угловых (валиковых) сварных швов будет оптимальным в условиях циклического нагружения?



- Какие существуют рекомендации по ограничению длины лобовых угловых (валиковых) сварных швов (k— катет шва)?

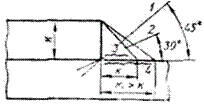
1. Не ограничиваются.

2. (60÷70)k.

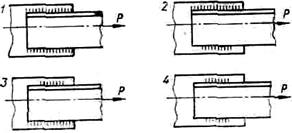
3. (50÷60)k.

4. (40÷50)k.

- Какое сечение углового (валикового) сварного шва принимается за расчетное?



- Уголок приваривается к листу угловыми (валиковыми) сварными швами. Как правильно наложить фланговые швы?



- В биссекторном сечении нормального лобового (валикового) сварного шва возникают нормальные и касательные напряжения. Какое из соотношений соответствует действительности?

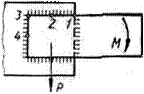
1. σ>τ;

2. σ<τ;

3. σ=τ;

4. τ=0,7σ.

- Нахлесточное соединение комбинированными угловыми (валиковыми) швами нагружено моментом М и силой Р. По какой точке следует вести проверочный расчет соединения?



- Для расчета нагрузочной способности сварного таврового соединения предложена формула

Рн=2×0,7k*l*[σ]св,

где*k* —катет шва; *l*—длина шва; [σ]св—допускаемые напряжения в сварке.

Какой вид соединения имеется при этом в виду?

1. Соединение угловыми швами с односторонней подготовкой кромки привариваемой детали.

2. Соединение угловыми швами с двухсторонней подготовкой кромки привариваемой детали.

3. Соединение угловыми швами без подготовки кромки привариваемой детали, работающее на растяжение.

4. Соединение угловыми швами без подготовки кромки привариваемой детали, работающее на сжатие.

- При сварке точечным швом, каким выбирают диаметр сварной точки?

1. Не связывают с толщиной свариваемых деталей.

2. Меньше толщины свариваемых деталей.

3. Равным толщине свариваемых деталей.

4. Большим этой толщины.

- При сварке точечным швом как ограничивается количество свариваемых деталей?

1. Не более двух.

2. Не более трех.

3. Не более четырех.

4. Не ограничивается.

- Для повышения прочности соединения дуговой сваркой встык при переменной нагрузке предложено:

1. Механической обработкой снять утолщения;

2. Поставить накладки;

3. Применить предварительную разделку кромок;

4. Улучшить технологию сварки, исключить непровар.

Какое мероприятие включено в этот перечень ошибочно?

- При какой сварке допускаемые напряжения для расчета сварного шва можно принимать равными допускаемым напряжениям для материала свариваемых деталей (нагружение статическое)?

1. Газовой.

2. Дуговой ручной.

3. Дуговой полуавтоматической.

4. Дуговой автоматической.

- Сравнивается нагрузочная способность соединения сваркой при статической (Рн.с) и переменной нагрузках (*Рн.п*). Если *Рн.п =*𝛾*Рн.с*, то какова величина γ?

1. γ>1;

2. γ<1;

3. γ=1;

4. γ≤1

- Какое из перечисленных мероприятий наименее эффективно с точки зрения повышения прочности соединений сваркой при переменных нагрузках?

1. Естественное старение.

2. Наклеп дробью.

3. Чеканка.

4. Механическая обработка с целью получения плавной вогнутости швов.

- Заклепки в соединениях рассчитывают на…..

1) срез и смятие

2) сжатие

3) изгиб

4) кручение

- Диаметр заклепок определяется из условия прочности при…..

1) срезе

2) смятии

3) растяжении

4) кручении

- Проверочный расчет заклепочного соединения производят из условия прочности при…..

1) срезе

2) смятии

3) растяжении

4) кручении

- При увеличении диаметра заклепок в заклепочном соединении в 2 раза прочность соединения по напряжениям среза заклепок…..

1) увеличивается в 2 раза

2) увеличивается в 4 раза

3) уменьшается в 2 раза

4) уменьшается в 4 раза

- При выборе материала заклепок необходимо…..

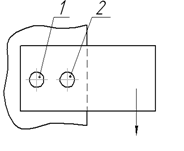
1) чтобы коэффициенты линейного расширения материалов заклепок и соединяемых деталей были близкими друг к другу

2) чтобы коэффициенты линейного расширения материалов заклепок и соединяемых деталей значительно отличались друг от друга

3) чтобы материалы заклепок и соединяемых деталей были разнородными

4) чтобы материалы заклепок и соединяемых деталей были однородными

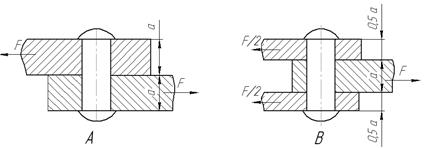
- Более нагруженной является заклепка …..



1) 1

2) 2

- Большей нагрузочной способностью из условия прочности при срезе при одинаковом поперечном сечении заклепок обладает конструкция на рисунке…



1) А

2) В

- По какой формуле определяют шаг одноряд­ного шва внахлестку, если известно значение диаметра заклепки?

1) 1,65*d3*

2) 2,0*d3*

3) 0,5*d3*

4) 3*d3*

5) 6*d3*

- По каким формулам рассчитывают проч­ность склепываемых листов в заклепочном шве?

1. http://www.detalmach.ru/lect35.files/image167.gif

2. http://www.detalmach.ru/lect35.files/image169.gif

3. http://www.detalmach.ru/lect35.files/image171.gif

4. http://www.detalmach.ru/lect35.files/image173.gif

- От каких параметров зависит коэффициент прочности шва φ?

1. Толщины листов δ

2. Диаметра заклепки *d3*

3. Шага *t*

4. Расстояния между заклепками *а*

5. Действующей нагрузки*F*

- По какой формуле следует рассчитывать число заклепок в шве?

1. http://www.detalmach.ru/lect35.files/image175.gif

2. http://www.detalmach.ru/lect35.files/image177.gif

- В какой из перечисленных областей применения заклепочные соединения почти полностью вытеснены сваркой?

1. Соединения деталей, не допускающих нагрева.

2. Соединения, требующие герметичности.

3. Соединения неметаллических деталей.

4. Соединения, работающие в условиях вибрационных нагрузок.

- Какая запись сделана неверно?

1. Создать прочное заклепочное соединение холодной клепкой.

2. Создать прочное заклепочное соединение горячей клепкой.

3. Создать прочноплотное заклепочное соединение холодной клепкой.

4. Создать прочноплотное заклепочное соединение горячей клепкой.

- Выберите материал заклепки для горячей клепки:

1. Ст. 3;

2. Ст. 4;

3. Ст. 5;

4. Ст. 6.

- При одинаковом диаметре и количестве заклепок, какое из соединений имеет большую нагрузочную способность?

1. Внахлестку.

2. С одной накладкой.

3. С двумя накладками.

4. Равноценны.

- Стандартные заклепки отличаются друг от друга по форме головки:

1. Полукруглая головка.

2. Потайная.

3. Полупотайная.

4. Плоская.

Какие заклепки применяют для работы в коррозионных средах?

- Если прочное заклепочное нахлесточное соединение заменить соединением с одной накладкой (общее число заклепок возросло в два раза), как изменится его нагрузочная способность?

1. Не изменилась.

2. Уменьшилась в два раза.

3. Увеличилась в два раза.

4. Увеличилась в четыре раза.

- Прочное центрально-нагруженное заклепочное нахлесточное соединение должно передавать сдвигающую силу F=1200Н. Сколько заклепок диаметром 2 мм из ст.0 ([τ]ср=100 МПа) нужно поставить в таком соединении?

1. Две.

2. Три.

3. Четыре.

4. Пять.

- Соединение с одной накладкой заменили соединением с двумя накладками. Как изменится его нагрузочная способность по прочности тела заклепки на смятие?

1. Уменьшилась в два раза.

2. Не изменилась.

3. Увеличилась в два раза.

4. Увеличилась в четыре раза.

Примечание. Толщины накладок и детали одинаковые.

- С точки зрения прочности соединяемых деталей как следует расположить 24 заклепки.

1. В один ряд (24 шт.).

2. В два ряда (по 12 шт.).

3. В три ряда (по 8 шт.).

4. В четыре ряда (по 6 шт.).

- Что такое коэффициент прочности заклепочного шва?

1. Отношение площади отверстий под заклепки в опасном сечении детали к площади оставшегося сечения.

2. Отношение площади отверстий под заклепки к площади всего сечения.

3. Отношение площади оставшегося сечения к площади всего сечения.

4. Отношение площади всего сечения к площади оставшегося сечения.

- Какими считаются соединения с гарантированным натягом?

1. Разъемными.

2. Частично разъемными.

3. Разъемными в некоторых случаях.

4. Неразъемными.

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image179.gif

- Сборка соединений с гарантированным натягом может осуществляться:

1. прессованием;

2. прессованием с подогревом охватывающей детали;

3. нагреванием охватывающей детали;

4. охлаждением охватываемой детали.

Какой метод повышает надежность и несущую способность соединения?

- Для определения температуры нагрева или охлаждения детали *t*°, обеспечивающей свободную сборку соединений с гарантированным натягом, используется формула

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image181.gif

где *d* — номинальный диаметр посадки, мм; α — коэффициент теплового расширения; *t1* — температура окружающей среды, °С; δ*max;*δ*0* — соответственно натяг посадки и минимальный зазор для свободной сборки.

В каких единицах надо подставлять δ*max* и δ*0* в эту формулу?

1. В метрах.

2. В сантиметрах.

3. В миллиметрах.

4. В микрометрах.

- Как можно нагружать соединение с гарантированным натягом?

1. Только осевой силой.

2. Только крутящим моментом.

3. Только изгибающим моментом.

4. Осевой силой, крутящим и изгибающим моментами одновременно.

- Ниже приведены формулы, используемые для расчетов нагрузочной способности цилиндрического соединения с гарантированным натягом:

1) ≤*fpπdl*;

2) ≤*fpπd2l/2*;

 3) ≤*pdl2/3*;

4. Не приведена.

где *f*—коэффициент трения; *р*—удельное давление на поверхности контакта; *d*—номинальный диаметр соединения; *l* — осевая длина соединения.

Какую из формул следует использовать для определения максимального крутящего момента, который может передать соединение?

- В соединении с гарантированным натягом посадочное давление *р* и натяг *δ*связывает формула Ляме:

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image183.gif

http://www.detalmach.ru/lect35.files/image185.gif

где *d* — посадочный диаметр, мм; *d1* — диаметр отверстия в охватываемой детали, мм; *d2*,—наружный диаметр охватывающей детали, мм; *Е1,*𝜇*1,Е2,*𝜇*2*— соответственно модуль упругости в МПа и коэффициент Пуассона охватываемой и охватывающей деталей.

В каких единицах подставляется в формулу натяг?

1. В метрах.

2. В сантиметрах.

3. В миллиметрах.

4. В микрометрах.

- При проверке прочности соединения с гарантированным натягом выяснилось, что ступица (охватывающая деталь) недостаточно прочна. Было предложено:

1. Увеличить ее длину.

2. Увеличить длину и наружный диаметр.

3. Увеличить наружный диаметр.

4. Улучшить материал.

Какое из предложений лишено физического смысла?

- Как соединение с гарантированным натягом влияет на усталостную прочность валов?

1. Снижает.

2. Повышает.

3. Не влияет.

4. В зависимости от конструкции может и снижать и повышать.

- При каком из указанных ниже способов сборки соединения с гарантированным натягом следует стремиться к максимальной чистоте обработки контактирующих поверхностей?

1. Прессование.

2. Прессование с подогревом охватывающей детали.

3. Нагреванием охватывающей детали.

4. Охлаждением охватываемой детали.

- В соединениях с гарантированным натягом меняют первоначальные размеры - непосадочные диаметры деталей. Если полый вал заменить сплошным, каким станет наружный диаметр ступицы при прочих равных условиях?

1. Больше.

2. Меньше,

3. Не изменится.

4. Будет зависеть от первоначального соотношения посадочного и внутреннего диаметров вала.