**Резьбовые соединения**

Задача №1

Определить эквивалентные напряжения, возникающие в болтовом соединении М20 с крупным шагом, и действительный коэффициент запаса при классе прочности болта 5.6. Длину ручки стандартного ключа принять l=15d, силу приложенную к ключу = 150 Н, внешний диаметр опорной поверхности шайбы принять равным размеру под ключ S=24 мм (ГОСТ 5915-70 исп. 1), диаметр отверстия в соединяемых деталях принять равным dотв=d+0,5, а коэффициент трения в резьбе и на торце гайки f=0,15.

Решение

Эквивалентные напряжения в теле болта:

Момент завинчивания:

*где ,*

Угол трения в резьбе:

*=arctg(0,173)=9°50’*

Угол подъема винтовой линии:

Сила затяжки резьбового соединения:

Задача №2

Найти эквивалентные напряжения в болтовом соединении М18 с крупным шагом при силе затяжки болта F зат= 29000 Н. Определить напряжения среза для болта и гайки, напряжения смятия в резьбе.

Решение

Эквивалентные напряжения в теле болта:

Напряжения среза для болта:

Напряжения среза для гайки:

где

Напряжение смятия в резьбе:

где

Задача № 3

Определить остаточную силу в стыке деталей и силу нагружающую винт единичного резьбового соединения, если = 3,0 кН, а внешняя сила, действующая на соединение = 2,4 кН, при условии, что податливости винта и соединяемых деталей находятся в соотношении = 1/3. Дополнительно определить эквивалентные напряжения возникающие в стержне винта, если принять внутренний диаметр резьбы

Решение

Остаточная сила в стыке деталей:

,

Коэффициент основной нагрузки определим из соотношения:

Сила действующая в винте, после приложения внешней нагрузки:

Эквивалентные напряжения в теле винта:

МПа

Задача №4 (рис)

Выполнить проверочный расчет болтов шатуна ДВС на статическую и усталостную прочность. Нагрузка, которого изменяется от 0 до 25 кН, если болт изготовлен из СТ30ХГСА, класс прочности 10.9, условный предел текучести материала 900 МПа, временное сопротивление 1000 МПа. Болт М12, z=2, Р=1,75 мм, d2=10,863мм, d=12 мм, dc=9 мм, d3=9,85 мм, коэффициент основной нагрузки принять равным , эффективный коэффициент концентрации напряжений в галтели принять равным , резьбе , масштабный фактор принять .

Решение

Изменение нагрузки на болт:

1. Проверка запаса статической прочности (или запас по максимальным напряжениям):

Сила затяжки из условия нераскрытия стыка:

Условие статической прочности:

*k* –коэффициент запаса по нераскрытию стыка,

Следовательно, статическая прочность обеспечена.

2. Проверка запаса усталостной прочности (запас по амплитудам напряжения):

а) Рассмотрим усталостные напряжения в галтели:

Следовательно, в галтели запас по усталостной прочности обеспечивается.

б) Рассмотрим усталостные напряжения в резьбе:

Следовательно, в резьбе запас по усталостной прочности не обеспечивается.

Задача №5

На сварной кронштейн, который крепится к основанию болтами, установленными с зазором, и двумя штифтами (рис 5) действует сила F=11 кН, направленная под углом к горизонту .

Класс прочности болтов - 8.8. Количество болтов z=4. Болты имеют резьбу М22 с крупным шагом. Конструкция имеет следующие размеры: l1=500 мм, l2=250 мм, D=300 мм, D0=220 мм, D1=360 мм, D2=150, S1=22, S2=20, коэффициент основной нагрузки .

А) Определить коэффициент запаса болтового соединения при контролируемой затяжке (коэффициент безопасности принять Sт=1,5).

Б) Определить диаметр штифтов (z=2) из условия несдвигаемости деталей.

В) Определить коэффициент запаса болтового соединения при контролируемой затяжке (коэффициент безопасности принять Sт=1,5), если в основании отсутствует отверстие диаметром D2.

*Примечание: Учесть, что нагрузки, действующие в плоскости стыка, воспринимают штифты.*

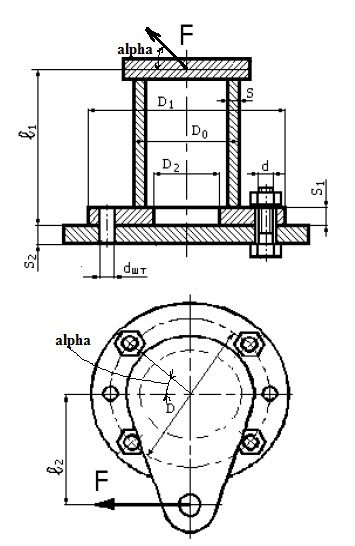


Рисунок (5) к задаче 5

Решение

А) Определить коэффициент запаса болтового соединения при контролируемой затяжке (коэффициент безопасности принять Sт=1,5).

– сила, действующая в плоскости стыка,

– сила, действующая перпендикулярно плоскости стыка,

– изгибающий момент, действующий на раскрытие стыка,

– крутящий момент действующий в плоскости стыка.

Условие нераскрытия стыка, минимальное давление действующее на стык должно быть сдавливающим или равным нулю:

Силы и моменты, действующие в плоскости стыка, не учитываются в условии на неракрытия стыка, так как не влияют на отрыв стыка от основания.

Давление в стыке создаваемое силой затяжки болтов, равномерно распределенное по площади стыка:

Давление, возникающие в стыке от внешней силы приложенной к стыку:

Давление, влияющее на раскрытие стыка от изгибающего момента от силы :

Из условия нераскрытия стыка определим необходимую силу затяжки болтов соединения:

Где k=1,5 – коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

Условие прочности болтов подверженных силе затяжки и действию внешних сил:

Где

– условный предел текучести материала болта, определяемый из его класса прочности,

где

– сила, действующая на каждый болт от внешнего изгибающего момента,

Так как предполагается, что изгибающий момент действует относительно центра стыка резьбового соединения, то наиболее нагруженные болты находятся справа от стыка, следует заметить, что сила действия от момента распределяется на равноудаленные болты от центра стыка в поперечном ряду от действия изгибающего момента.

Тогда

где – расстояние между равноудаленными болтами в продольном направлении, – число болтов в поперечном ряду относительно действия изгибающего момента.

Отсюда можно выразить

Тогда

Задача 6

На сварной кронштейн, который крепится к основанию болтами, установленными с зазором (рис 5) действует сила F=11 кН.

Класс прочности болтов - 8.8. Болты имеют резьбу М22 с крупным шагом. Конструкция имеет следующие размеры: l1=500 мм, l2=250 мм, D=300 мм, D0=220 мм, D1=360 мм, D2=150, S1=22, S2=20.

Определить необходимое количество болтов при неконтролируемой затяжки соединения (коэффициент запаса принять Sт=4) и их оптимальном расположении.

**Сварные соединения**

Задача №1

Для нахлесточного соединения из листов сечением 150 х 5 мм определить допустимую силу на растяжение, если соединение выполнено 2мя угловыми фланговыми швами, ручной сваркой электродами обычного качества - Э42, материал листов Ст.10. Катет шва принять равным толщине деталей. Коэффициент безопасности принять равным 2.

Задача №2

Определить необходимую длину косого шва нахлесточного соединения деталей (плит) сечением 100х7 мм выполненную угловым швом, автоматической сваркой электродами обычного качества - Э42, материал деталей Ст.3, сила действующая на соединение равна 2,4 кН. Коэффициент безопасности принять равным 1,5. Катет шва принять равным 5 мм.

Задача №3

Определить возникающие напряжения в сварной конструкции кронштейна, приваренного к неподвижному основанию толщиной 5 мм, сила под углом α=45 ° приложенная к кронштейну равна 2,2 кН, на расстоянии l = 500 мм от центра тяжести прямоугольного стыка размерами 300х50 мм:

1. Если конструкция соединена тавровым соединением встык,
2. Если конструкция соединена угловыми швами вдоль длинной стороны и катет шва равен 5 мм.

Задача №4

Определить катет шва сварного соединения для передачи вращающего момента Т = 230 Нм с зубчатого колеса на вал, если сварка выполнена по окружности (замкнутой) номинального диаметра 220 мм угловым швом (с одной стороны), ручной сваркой электродами обычного качества - Э42, материалы соединяемых деталей вал – сталь 45 улучшенной, ступица колеса сталь 40Х. Коэффициент безопасности принять равным 1,5.

**Штифтовое соединение, шпоночное соединение, шлицевое соединение**

Задача №1

Определить диаметр сечения штифта (установленного перпендикулярно оси вращения) необходимого для передачи вращающего момента Т = 230 Нм со ступицы муфты на тихоходный вал редуктора. Диаметр вала принять d = 50 мм, материал вала - сталь 45 улучшенная, материал штифта сталь 40. Коэффициент безопасности принять равным 2.

Задача №2

Подобрать размеры соединения для передачи крутящего момента Т = 230 Нм с зубчатого колеса на вал:

1. Шпоночного соединения (призматическая шпонка),
2. Шлицевое соединение (эволевентный профиль).

Вал изготовлен из стали 45 улучшенной. Дополнительно определить длину ступицы зубчатого колеса.

Задача №3

Проверить прочность соединения цилиндрическими шпонка при z = 2, для передачи вращающего момента со ступицы ведомой звездочки цепной передачи, если диаметр вала d=60 мм, крутящий момент Т = 520 Нм, диаметр цилиндрической шпонки dш=6 мм, диаметр ступицы звездочки dст=1,5d, допускаемые напряжения вала изготовленного из стали 45 улучшенной, материал звездочки сталь 30.

Задача №4

Определить размеры шлицевого прямобочного соединения блока шестерен с валом механической коробки передач, если вращавший момент Т=115 Нм, материал вала - сталь 45 улучшенная, материал блока шестерен – сталь 40, внешний диаметр вала d=26 мм. Блок шестерен переключается без нагрузки.

Задача №5

Соединение с призматической шпонкой передает вращающий момент Т=380 Нм с вала на прямозубое зубчатое колесо. Материал вала считать сталь 45 улучшенная, материал ступицы сталь 40, При известном условном допускаемом напряжении необходимо определить: диаметр вала d, размеры шпоночного соединения hхbхl, длину ступицы L.

Задача №6

Соединение с сегментной шпонкой передает вращающий момент Т=400 Нм с вала на прямозубое зубчатое колесо. Материал вала и ступицы считать сталь 45 улучшенная. При известном условном допускаемом напряжении необходимо определить: диаметр вала d, размеры шпоночного соединения, длину ступицы L.

**Соединения с натягом**

Задача №1

Необходимо подобрать посадку с натягом для прессового соединения чугунного (СЧ 20) центра червячного колеса и зубчатого венца из безоловянной бронзы (Бр. А9ЖЗЛ), если момент передачи с венца на центр колеса Т= 500 Нм, посадочный диаметр соединения d=220мм, за внешний диаметр венца принять диаметр окружности впадин зубьев колеса d*f*2=246 мм, ширина зубчатого венца b=50 мм, центр колеса считать кольцом с внутренним диаметром d1=190 мм. Решение проводить из условия гарантированного натяга. Ra1=1,25, Ra2=2,5

Задача №2

Определить требуемый расчетный натяг (без поправок) для соединения с натягом при передачи вращающего момента 340 Нм, с колеса на вал, если известно, что номинальный диаметр вала d=75 мм, внутренний диаметр d1=25 мм, внешний диаметр ступицы колеса d2=95 мм, а длина ступицы L=60 мм. Материал вала сталь 45 улучшенная, материал колеса сталь 40Х.

Задача №3

Дать заключение о прочности прессового соединения из условия недопустимости пластических деформаций для прессового соединения Ø220H8/x8, если максимально возможное нормального давления pmax=11,7 МПа, внутренний диаметр вала равен d1=0, внешний диаметр втулки d2=190 мм, материалы соединения вал – чугун СЧ20, втулка – Бр.010Ф1.

Решение

Условие недопустимости пластических деформаций:

Для вала ;

Для втулки .

*Где – предел текучести материала вала, так как чугун хрупкий материал, используем .*

.

Вывод: Условие прочности по недопустимости пластических деформаций выполнено.

Задача №4

Подобрать посадку для передачи вращающего момент Т=420 Нм прямозубого зубчатого колеса (из стали 40Х) на сплошной вал (Сталь 45, улучшенная), если номинальный диаметр соединения d=50 мм, внешний диаметр ступицы колеса d2=85 мм, номинальная длина соединения l=60 мм, шероховатость поверхности вала Ra1=0,8 мкм, Ra2=1,6 мкм. Сборку осуществлять с нагревом ступицы колеса, расчет вести из условия получения вероятностного натяга.

Задача №5