**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, высоту гайки принять

Решение

Эквивалентные напряжения в теле болта:

Напряжения среза для болта:

Напряжения среза для гайки:

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.

Б) Определить диаметр штифтов (z=2, материал штифтов сталь 45) из условия несдвигаемости деталей. Материалы кронштейна сталь 3. Размеры S1 и S2 принять равным 7 мм.

В) Определить коэффициент запаса болтового соединения (болты установлены с зазором) , если в основании отсутствует отверстие диаметром D2.

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

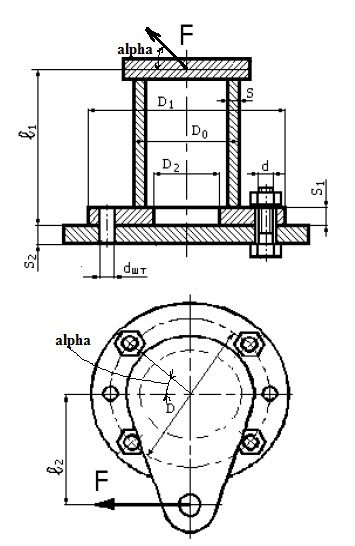


Рисунок (5) к задаче 5

Решение

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

[Н]– сила, действующая в плоскости стыка,

[Н]– сила, действующая перпендикулярно плоскости стыка,

[Нмм]– изгибающий момент, действующий на раскрытие стыка,

[Нмм]– 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:

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

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

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

Диаметр штифта (сталь 45) определяем из условия его прочности по напряжениям среза:

По Ряду Ra40 принимаем .

Дополнительно проверяем прочность деталей соединения и штифтов по напряжениям смятия:

Так как материал кронштейна сталь 3, а материал штифтов сталь 45, то на смятие следует проверить прочность деталей основания кронштейна по минимальной толщине одной из деталей (S1=S2=7 мм):

*Условие не выполнено, следовательно,* необходимо изменить материал кронштейна или размеры основания, в рамках данной задачи, можно изменить диаметр штифтов из условия прочности на смятие:

По Ряду Ra40 принимаем .

В) Определить коэффициент запаса болтового соединения (болты установлены с зазором), если в основании отсутствует отверстие диаметром D2.

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:

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

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

Определить оптимальное расстояние между болтами и размеры основания для круглого фланца кронштейна, диаметр расположения ботов принять D = 200 мм, прикрепленного к неподвижному основанию болтами расположенными симметрично относительно центра тяжести соединяемых деталей. Если известно, что толщина фланца z = 10 мм, сила затяжки, действующая на один болт равна Fзат = 28 кН. Расстояние между болтами определять из условия давления в стыке p = 1 МПа.

Решение

За основу решения задачи примем действие сосредоточенной силы действующей под винтом от силы затяжки.

Давление в стыке будет определяться из решения задачи Ж.В. Буссинеска:

где радиус R от точки приложения стыка до давления на стыке, равному искомому давлению , а r – это расстояние от оси винта до точки искомого давления.

для расчета *p=0,5 МПа,* так как пересечение давления от двух соседних болтов как раз даст суммарное давление в точке стыка, которое будет равно 1 МПа.

Для того, что бы гарантировать необходимое давления округлим , и получим размеры поверхности стыка для кронштейна, это будет кольцо с внешним диаметром , внутренним диаметром .

Задача 7

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 толщиной 5 мм определить допустимую силу на растяжение , если соединение выполнено 2мя угловыми фланговыми швами, длина каждого шва , ручной сваркой электродами обычного качества - Э42, материал листов Сталь 35 Л (нормализация). Катет шва принять равным толщине деталей. Коэффициент безопасности принять равным S = 2.

Решение

А - площадь сварного шва, – допускаемые напряжения.

Ответ: Допустимая сила для сварного соединения 88 200 Н

Задача №2

Определить необходимую длину *l* косого шва нахлесточного соединения деталей (плит) толщиной 7 мм выполненную угловым швом, автоматической сваркой электродами Э42А, материал деталей Сталь 3 (горячекатаная), сила, действующая на соединение, равна 8,4 кН. Коэффициент безопасности принять равным 1,5. Катет шва принять равным толщине детали. Сила ко шву приложена под углом .

Решение

А- площадь сварного шва, – допускаемые напряжения.

Согласно рекомендациям шов находится в диапазоне:

*,*

Следовательно, окончательно округляем по ряду Ra40 и принимаем *l*= 40 мм.

Ответ: Необходимая длина косового шва *l* = 40 мм.

Задача №3 (рис 3)

Определить возникающие напряжения в замкнутом сварном шве кронштейна, приваренного к неподвижному основанию толщиной 5 мм, сила под углом α=45 ° приложенная к кронштейну равна 5,2 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.

Решение

[Н] – сила, действующая в плоскости стыка,

[Н] – сила, действующая перпендикулярно плоскости стыка,

*–* отрывающий момент, перпендикулярный плоскости стыка

1. Если конструкция соединена тавровым соединением встык

Разложим силы на оси координат

Задача №4

Дать заключение о прочности сварного шва с катетом k = 3 мм необходимого для передачи вращающего момента Т = 700 Нм с зубчатого колеса на вал, если сварка выполнена по окружности (замкнутой) номинального диаметра d = 50 мм угловым швом (с одной стороны), ручной сваркой электродами обычного качества - Э42, материалы соединяемых деталей вал – сталь 45 улучшенной, ступица колеса сталь 3. Коэффициент безопасности принять равным 1,5.

Решение

– площадь, ограниченная средней линией замкнутого контура сварного шва.

– величина опасного сечения сварного шва выполненного ручной сваркой.

*Заключение: Прочность обеспечена.*

**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 45 горячекатаная. Диаметр ступицы полумуфты принять равным 1,5*d*, материал ступицы СЧ20.

Решение

Определим силу среза, действующую на штифт:

Условие прочности штифта:

– допускаемые напряжения среза,

– площадь штифта в месте среза.

число плоскостей среза.

Предварительно по ГОСТ 3128-70 принимаем , с длиной .

Дополнительно необходимо проверить по условию смятия по наименьше прочности соединяемых деталей, в нашем случаем наименьшая прочность у материала ступицы (СЧ 20) , при

– площадь проекции поверхности смятия на направление, перпендикулярное к действующей силе,

По ГОСТ 3128-70 окончательно принимаем *d* = 8 мм, .

Ответ: *d = 8 мм*

Задача №2

Подобрать размеры соединения для передачи крутящего момента *Т* = 600 Нм с зубчатого колеса на вал:

1. Шпоночного соединения (призматическая шпонка), материал Сталь 45 улучшенная
2. Шлицевое соединение (эвольвентный профиль).

Материал вала сталь 35 горячекатаная, ступицы зубчатого колеса сталь 35 горячекатаная. Дополнительно определить длину ступицы зубчатого колеса.

Решение

Диаметр вала определяем из условия его прочности по напряжениям кручения:

где – напряжения кручения вала, – полярный момент сопротивления круглого сечения вала,

*–* допускаемые касательные напряжения кручения.

Решая неравенство относительно d, получаем:

Округлив полученный размер до ближайшего значения по ряду Ra40, окончательно принимаем

1. Из справочных таблиц для необходимого диаметра находим размеры стандартной призматической шпонки: ширина b = 14 мм, высота h = 9 мм, а также глубина паза вала и паза ступицы .

Рабочую длину шпонки рассчитываем из условия ее прочности по напряжениям смятия:

где – действующие напряжения смятия, – окружная сила от момента, нормальная к рабочей боковой грани шпонки, – площадь боковой грани шпонки, – допускаемые напряжения смятия, для менее прочной детали соединения (сталь 35 горячекатаная).

Решая неравенство относительно , получаем:

Округляем до ближайшего значения по ряду Ra40 и в пределах диапазона ГОСТ 23360, окончательно принимаем .

Тогда общая длина шпонки:

Длину ступицы зубчатого колеса определяем как

Окончательно по ряду Ra40 принимаем

Исходя из полученного значения следует изменить материалы вала или рассмотреть другие варианты соединения, так как длина шпонки получилась больше рекомендаций принятых в общем машиностроении.

1. Из справочных таблиц для необходимого диаметра определяем ближайший номинальный диаметр эвольвентного шлицевого соединения, ориентируясь на легкую серию: d = 45 мм – номинальный диаметр шлицов, m = 1,25, z = 34.

Высоту рабочей поверхности *h* и средний диаметр эвольвентного шлицевого соединения рассчитываем как

Длину шлицов *l* рассчитываем из условия прочности по напряжениям смятия

где – действующие напряжения смятия, – окружная сила от момента, нормальная к рабочей боковой поверхности шлица, – площадь боковой одного шлица, – допускаемые напряжения смятия, для менее прочной детали соединения (сталь 35 горячекатаная).

Решая неравенство относительно *l* получаем

Округляем до ближайшего значения по ряду Ra40, окончательно принимаем

Длину ступицы зубчатого колеса определяем как

Из конструктивных соображений окончательно принимаем равной ширине зубчатого колеса, но не менее 14 мм.

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, длина цилиндрических шпонок *l* = 20 мм, диаметр ступицы звездочки dст=1,5d, допускаемые напряжения вала и шпонок изготовленных из стали 45 улучшенной, материал звездочки сталь 35 горячекатаная.

Решение

Из условия прочности на срез определим напряжения среза возникающие в соединении:

Где ,

Решая неравенство получим:

Условие выполнено.

Проверим на прочность по условию смятия:

Где

допускаемые напряжения смятия для наименее прочной детали соединения (ступицы звездочки),

Решая неравенство получим:

Условие выполнено, прочность соединения обеспечена.

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.

Решение

Для диаметра вала d = 26 мм из ГОСТа 1139-80 определим размеры прямобочного шлицевого соединения, рассмотрим легкую серию:

d = 23 мм, D = 26 мм, z = 6, b = 6 мм, c = 0,3 мм.

Высота рабочей поверхности шлица h и средний диаметр шлицев dm:

Длина шлицевого соединения из расчета по напряжениям смятия:

По ряду линейных размеров Ra40 принимаем длину шлицевого соединения 90 мм.

Длину ступицы для шлицевого соединения блока шестерен с валом механической коробки передач определяем:

Окончательно принимаем длину ступицы

Задача №5

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

Решение

Диаметр вала определяем из условия его прочности по напряжениям кручения:

где – напряжения кручения вала, – полярный момент сопротивления круглого сечения вала,

*–* допускаемые касательные напряжения кручения.

Решая неравенство относительно d, получаем:

Округлив полученный размер до ближайшего значения по ряду линейных размеров Ra40, окончательно принимаем

Из справочных таблиц для необходимого диаметра находим размеры стандартной призматической шпонки: ширина b = 12 мм, высота h = 8 мм, а также глубина паза вала и паза ступицы .

Рабочую длину шпонки рассчитываем из условия ее прочности по напряжениям смятия:

где – действующие напряжения смятия, – окружная сила от момента, нормальная к рабочей боковой грани шпонки, – площадь боковой грани шпонки, – допускаемые напряжения смятия, для рассматриваемых деталей

Решая неравенство относительно , получаем:

Округляем до ближайшего значения по ряду Ra40 и в пределах диапазона ГОСТ 23360, окончательно принимаем .

Тогда общая длина шпонки:

Длину ступицы зубчатого колеса определяем как

Окончательно по ряду линейных размеров Ra40 принимаем .

Задача №6

Соединение с сегментной шпонкой передает вращающий момент Т=260 Нм с вала на прямозубое зубчатое колесо. Материал вала и ступицы считать сталь 45 горячекатаная. При известном условном допускаемом напряжении необходимо определить: диаметр вала d, размеры шпоночного соединения, длину ступицы L.

Решение

Диаметр вала определяем из условия его прочности по напряжениям кручения:

где – напряжения кручения вала, – полярный момент сопротивления круглого сечения вала,

*–* допускаемые касательные напряжения кручения.

Решая неравенство относительно d, получаем:

Округлив полученный размер до ближайшего значения по ряду линейных размеров Ra40, окончательно принимаем

Из справочных таблиц для необходимого диаметра находим размеры стандартной сегментной шпонки: ширина b = 10 мм, высота h = 13 мм, рекомендуемая длина сегментной шпонки D = 32, а также глубина паза вала и паза ступицы .

Определим напряжения смятия возникающие в шпоночном соединении с сегментной шпонкой:

где – действующие напряжения смятия, – окружная сила от момента, нормальная к рабочей боковой грани шпонки, – площадь боковой грани шпонки, – допускаемые напряжения смятия, для рассматриваемых деталей

Получим:

Условие выполнено, длину шпонки оставляем D = 32 мм

Тогда длину ступицы зубчатого колеса определяем как

Окончательно по ряду линейных размеров Ra40 принимаем .

**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 *df*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

Подобрать посадку прессового соединения сплошного вала (материал сталь 40Х) и тихоходного колеса (материал сталь 40ХН) цилиндрической косозубой передачи для передачи вращающего момента *T* = 705 Нм и фиксации в осевом направлении от действия осевой силы *Fa* = 1600 Н. Длину сопрягаемой поверхности по номинальному диаметру принять *L* = 60 мм, номинальным диаметром соединения *d* = 72 мм; внешним диаметром ступицы колеса *d2* = 120 мм. Шероховатость поверхности принять *Ra1* = 0,8 мкм – для вала; *Ra2* = 1,6 мкм – для колеса. Определить силу запрессовки для выбранной посадки.

Решение

|  |
| --- |
|  |
| Расчетная схема для прессового соединения |

1. Требуемое нормально давление:

где – коэффициент запаса сцепления, для колеса тихоходного вала редуктора; *f* – коэффициент сцепления (трения), для материала пары сталь-сталь и сборки запрессовкой f =0,08.

1. Определение деформации деталей:

где - коэффициенты жесткости Ляме; – модули упругости I рода, для стали; - коэффициенты Пуассона.

1. Поправка на обмятие микронеровностей:

где - средние арифметические отклонения профиля поверхностей. Поскольку редуктор цилиндрический, то достижение высоких температур в нем крайне мало, поэтому поправка на температурную деформацию принимается равной 0.

1. Минимальный натяг, необходимый для передачи вращающего момента:
2. Максимальный возможный натяг, допускаемый прочностью соединяемых деталей:

=136+13,2=149,2 мкм

1. Выбор посадки:

Посадку выбираем из условия

Окончательно принимаем

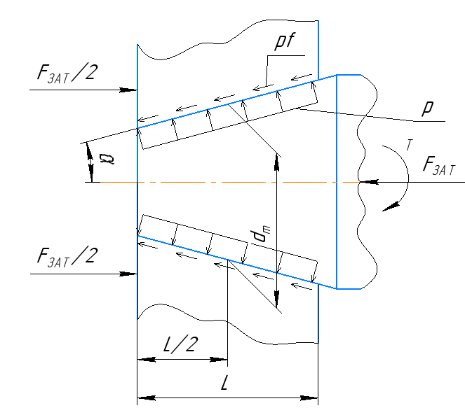
1. Определим силу запрессовки:

*Ответ:*

Задача №6

Обеспечить передачу вращающего момента Т = 37,6 Нм компенсирующей муфты на быстроходный вал (материал - сталь 45 горячекатаная) редуктора за счет соединения посадки на конус. Давление на конической поверхности обеспечить силой затяжки Fзат резьбового соединения на конце вала. Длину соединения принять L = 24 мм, средний диаметр dm = 23 мм, конусность принять 1:10, коэффициент трения *f* = 0,1. Подобрать диаметр резьбы d для конца вала, при неконтролируемой затяжке.

Решение



Определим условие передачи момента на среднем диаметр посадки с натягом:

Где k = 1,3..1,5 – коэффициент запаса сцепления,

– приведенный коэффициент трения,

– угол между осью вала и наклоном конусной образующей.

Необходимую силу затяжки определим из условия необходимого давления для передачи вращающего момента на валу:

Диаметр резьбы при необходимой силе затяжки:

Окончательно принимаем М16.

Где – допускаемые напряжения для материала вала при неконтролируемой затяжке резьбового соединения, так как резьба нарезана на конце вала.