**Задача 7**. Втулочная муфта, соединяющая два вала диаметрами *d* , передает крутящий момент *T* (таблица 8) с помощью призматических шпонок (рисунок 12). Из условия равнопрочности вала и шпонки определить размеры последней. Вал изготавливается из стали Ст 5.

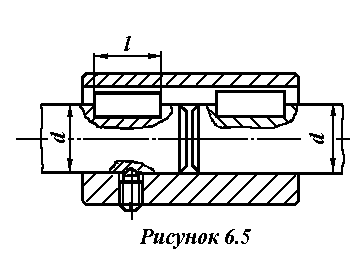
Рисунок 12

Таблица 8- Варианты данных

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | **4** | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *Т*, Н·м | 200 | 300 | 350 | **400** | 480 | 520 | 600 | 700 | 800 | 900 |
| *d*, мм | 30 | 36 | 38 | **42** | 45 | 50 | 52 | 58 | 50 | 60 |

**2.2 Методические указания к решению задач 4-10**

Решение задач можно вести в следующем порядке.

1) *По диаметру вала d определить размеры* поперечного сечения шпонок или размеры и число зубьев шлицевого соединения.

2) *Допускаемое напряжение смятия* [σсм] определяется пределом текучести σти зависит от вида приложенной нагрузки и характеристик материалов контактирующих деталей. Значение [σсм] выбирается в расчете на **наименее прочный материал**их тех, что находятся в контакте.

Тогда

[σсм] = σт / /*s/*,                                                (1)

где σт*-* предел текучести, МПа; /*s/* *-* коэффициент запаса.

При нереверсивной нагрузке, мало изменяющейся по величине, принимают коэффициент запаса /*s/* =1,9... 2,3 , а при частых пусках и остановках - /*s/* =2,9... 3,5; при реверсивной нагрузке коэффициент запаса повышают на 30%.

Допускаемые напряжения на срез для шпонок обычно принимают [τср]  = 60… 100 МПа (меньшее значение принимают при динамических нагрузках).

*Для шлицевых соединений*  фактические напряжения сильно зависят от координаты рассматриваемой точки на шлице и поэтому они оказываются значительно больше средних. Это обстоятельство можно учесть, если уменьшать допускаемые напряжения, увеличивая при этом коэффициенты запаса. При статической нагрузке допускаемые напряжения смятия можно принимать [σсм] = 80… 120 МПа при твердости поверхности шлицев HB ≤ 350 и [σсм] = 120… 200 МПа при твердости поверхности шлицев HB > 350. В случае подвижного соединения допускаемые напряжения  уменьшают в два раза.

3) *Проверить прочность* элементов соединения в соответствии с видами разрушения.

а) *Призматические шпонки* имеют прямоугольное сечение. Стандарт предусматривает для каждого диаметра вала определенные размеры поперечного сечения шпонки. Поэтому при проектных расчетах размеры *b* и *h* принимают из таблицы Б4 и определяют расчетную длину   *lР* шпонки

http://www.detalmach.ru/kontrol8.files/image022.gif

Длину шпонки*l* = *lР*+ *b* выбирают из стандартного ряда. Длину ступицы *lст* назначают на 8...10 мм больше длины шпонки. Если по результатам расчета шпоночного соединения получают длину ступицы *lст* ≥1*,*5*d,* то вместо шпоночного целесообразнее применить шлицевое соединение или соединение с натягом.

Причиной разрушения шпоночного соединения, помимо нормальных пластических деформаций, может быть пластический сдвиг (срез), вызванный наибольшими касательными напряжениями.

И тогда шпонки проверяют на срез

http://www.detalmach.ru/kontrol8.files/image024.gif

Однако если размеры поперечного сечения шпонки в зависимости от диаметра вала выбираются из нормального ряда, то выполнять такой расчет нет необходимости, так как условие прочности на срез выполняется автоматически.

б) *Сегментные шпонки.* Размеры сегментных шпонок  рекомендуется выбирать в соответствии с данными таблицы. Расчет сегментных шпонок проводится в формепроверочного и выполняется по той же методике и по тем же формулам, что и расчет на сопротивление смятию для призматических шпоночных соединений.

Тогда

http://www.detalmach.ru/kontrol8.files/image026.gif

Проверка соединения на срез осуществляется по формуле (3), принимая при этом *lР= l*.

в) *Штифтовые соединения.*

Диаметр *dШ*  и  расчетную длину штифта (цилиндрической шпонки)  *lР*  в первом приближении принимают по соотношениям в зависимости от диаметра вала *d:*

*dШ* ≈ (0,13… 0,16)*d* ;   *lР* ≈ (3… 4)*dш*                     (5)

и уточняют по ГОСТ.

*- штифт расположен параллельно оси вращения*(рис.8) соединение при этом обеспечивает передачу момента вращения *T.*

При нагружении внешним моментом в продольном сечении штифта появляются касательные напряжения, которые не могут превышать предела текучести при сдвиге.

Условие прочности на сопротивление срезу для осевого штифтового соединения можно записать как

http://www.detalmach.ru/kontrol8.files/image028.gif

Условие отсутствия на поверхности контакта пластических деформаций (смятия), вызванных нормальными напряжениями, записывается в виде

http://www.detalmach.ru/kontrol8.files/image030.gif

По указанным формулам можно определить длину шпонки, задавшись ее диаметром, или задавшись ее длиной, найти диаметр шпонки.

*- штифт установлен в радиальном направлении* (рис.2).

 Здесь каждая поверхность среза представляет собой круг. Как уже было сказано выше, в момент среза на этих поверхностях действуют касательные напряжения, равные пределу текучести при сдвиге. Тогда условие прочности на сопротивление срезу имеет вид

http://www.detalmach.ru/kontrol8.files/image032.gif

где  *i* - число поверхностей среза.

в) *Шлицевые соединения.*

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – напряжением смятия σсм. Это позволяет рассматривать σсм как обобщенный критерий расчета  и на смятие и на износ, принимая при этом [σсм] на основе опыта эксплуатации подобных конструкций. Такой расчет будет называться упрощенным расчетом по обобщенному критерию.

При проектировочном расчете шлицевых соединений после выбора размеров сечения зубьев по стандарту определяют длину зубьев *l*из условия прочности по напряжениям смятия

http://www.detalmach.ru/kontrol8.files/image034.gif

где  *KЗ–*коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (зависит от точности изготовления и условий работы), *KЗ =*1,1… 1,5.

Геометрические размеры шлица вычисляют в зависимости от шлицевого соединения. Так для прямобочных шлицев

http://www.detalmach.ru/kontrol8.files/image036.gif

для эвольвентных

*dm* = *m·z ,      h = m.*                                                   (11)

Если получается, что *l >*1,5*d* *,* то изменяют размеры, термообработку или принимают другой вид соединения.

Длину ступицы принимают *l*ст = *l* + 4... 6мм и более в зависимости от конструкции соединения.