**Тема №2.2** Система допусков и посадок гладких цилиндрических соединений.

**Тема урока.** Расчет и выбор посадок с натягом.

**Цель урока.** Познакомить учащихся с принципами выбора допусков и посадок.

**Содержание урока.** 1.Организационный момент.

1. Объявление и запись темы урока.
2. Изложение нового материала:
   * + - * Общая характеристика посадок с натягом;
         * Расчет посадки с натягом;
         * Выбор посадки с натягом.
3. Закрепление материала:
   * + - * Какие существуют методы выбора посадок?
         * От чего зависит выбор квалитета?
4. Заключительная беседа:
   * + - * Для чего необходимо правильно выбирать посадки и квалитеты?
5. Домашнее задание: с. 97-102 [1].

**Общая характеристика посадок с натягом**

Посадки с натягом предназначены для получения неподвижных неразъемных соединений без дополнительного крепления деталей и нашли широкое применение в машиностроении. Это объясняется простотой конструкции соединения, отсутствием дополнительных креплений (шпонок, шлицев, штифтов и т.п.). Иногда для повышения надежности соединения дополнительно используют шпонки, штифты и другие средства крепления. Относительная неподвижность деталей обеспечивается силами трения, возникающими на контактирующих поверхностях вследствие их деформации, создаваемой натягом при сборке соединения.

На прочность соединения с натягом оказывают влияние много различных факторов, среди которых можно выделить следующие:

• размеры геометрических параметров деталей и соединения (диаметр, длина соединения, точность геометрической формы деталей и параметры шероховатости, величина натяга);

• физико-механические свойства материалов соединяемых деталей (модуль упругости, предел текучести, коэффициент Пуассона, релаксация напряжений, коэффициент линейного расширения материала детали);

• условия нагружения (величина передаваемых усилий, моментов, скорость вращения и масса вращающихся деталей);

• технология сборки соединения (условия запрессовки, усилие запрессовки, скорость запрессовки, форма фасок соединяемых деталей).

**Расчет посадки с натягом**

Разность между диаметром вала d и внутренним диаметром втулки D до сборки определяет натяг N. При запрессовке деталей происходит растяжение втулки на величину ND и одновременно сжатие вала на величину Nd, причем:

N = ND + Nd.

В результате упругой деформации на контактных поверхностях сопрягаемых деталей возникают напряжения, пропорциональные натягу. Передаваемое таким соединением усилие P или крутящий момент Мкр стремится в процессе эксплуатации узла сместить или повернуть одну деталь относительно другой. Этому усилию или крутящему моменту противодействуют силы трения (сцепления), возникающие на контактных поверхностях и обеспечивающие относительную неподвижность деталей, т.е.

Мкр < M^,

где M^ — момент трения, зависящий от натяга, размеров соединяемых деталей, шероховатости поверхностей и т.п.

Рассмотрим формулу натяга:



где N — расчетный натяг;

р — давление на поверхности контакта вала и втулки, возникающее под влиянием натяга;

d = D — номинальный диаметр сопрягаемых поверхностей;

ED, Ed — модули упругости материала втулки и вала;

CD,Cd — коэффициенты, определяемые по формулам

 и .

где d1 — внутренний диаметр вала (при сплошном вале d = 0);

d2 — наружный диаметр втулки;

μD и μd — коэффициенты Пуассона для материалов отверстия и вала (сталь — 0,3; чугун —0,25; бронза — 0,35; латунь — 0,38).

Возможны три вида нагрузок, передаваемых неподвижным соединением: осевая (сдвигающая) сила P, крутящий момент Мкр, равнодействующая T при одновременном нагружении крутящим моментом Мкр и осевой силой P.

Для заданных материалов и размеров соединяемых деталей натяг зависит от давления рmin, которое определяют из условия обеспечения неподвижности соединяемых деталей при эксплуатации, т.е. из условия прочности соединения. Для исключения относительного смещения деталей в соединении при нагружении осевой силой P необходимо, чтобы расчетное усилие не превышало сил трения, возникающих на поверхности, т.е.

при осевом нагружении – 

при нагружении крутящим моментом – 

при одновременном нагружении – 

где  — номинальная площадь контакта сопрягаемых деталей (фактическая площадь контакта зависит от натяга, физико-механических свойств материалов сопрягаемых деталей и других факторов);

l — длина соединения;

f1 — коэффициент трения (сцепления) при продольном смещении деталей;

f2 — коэффициент трения (сцепления) при относительном вращении деталей.

В практических расчетах, для деталей изготовленных из стали и чугуна можно принять f ≈ 0,08 (при сборке под прессом) и f ≈ 0,14 (при сборке с нагревом охватывающей детали или с охлаждением охватываемой).

Для минимального натяга вводят следующие поправки:

, или 

где Rzd (Rad) и RzD (RaD) – шероховатость сопрягаемой поверхности вала и втулки соответственно.

Если соединение работает при температуре, значительно отличающейся от температуры сборки (tc = 20ºC), при разных коэффициентах линейного расширения материалов деталей, то учитывают изменение натяга:

,

где α1 и α2 — коэффициенты линейного расширения;

t1, t2 — рабочая температура деталей.

Исходя из вышеперечисленного фактический минимальный натяг равен:

.

Чтобы обеспечить прочность соединяемых деталей, расчет следует проводить по наибольшему табличному натягу Nmax табл выбранной посадки. Для этого определяют наибольшее давление рmax, возникающее после запрессовки на соединяемых поверхностях при наибольшем натяге:

для вала – 

для отверстия – 

В качестве [Pmaxдоп] берется наименьшее из двух значений.

Наибольший расчетный натяг определяется по формуле:



Для максимального расчетного натяга также вводятся поправки.

,

где u2 – поправка, учитывающая увеличения контактного давления у торцов охватывающей детали. Определяется данная поправка по графику.

**Выбор посадки с натягом**

После расчета минимального и максимального натягов производят выбор посадки с натягом по таблице предельных натягов по справочнику Мягкова В.Д. «Допуски и посадки» том 1.

Выбранная посадка должна удовлетворять условиям:

, , 

где  — наименьший табличный натяг;

 — наибольший табличный натяг;

 — запас прочности соединения при эксплуатации;

 — запас прочности деталей при сборке.

Если в таблице предельных натягов нет возможности подобрать посадку, то выбор посадки с натягом по ГОСТ 25347-82 методом подбора.

Если же и так не удается подобрать оптимальную посадку, то проводят следующие мероприятия:

1) селективную сборку;

2) дополнительные крепления;

3) изменяют конструктивные параметры соединения, технологию сборки или физико-механические свойства материала.



Схема расположения полей допусков посадки с натягом



