Ув. студенты! Ознакомиться с лекционным материалом и ответить на контрольные вопросы письменно. Ответы на контрольные вопросы предоставить до **10.03** на электронный адрес преподавателя

vika-lnr@mail.ru

Если возникнут вопросы обращаться по телефону 072-106-54-33

ЛЕКЦИЯ

Тема: Посадки с натягом

Цель: изучение допусков и посадок

План

1. Посадка с гарантированным натягом
2. Расчет и выбор переходных посадок
3. Расчет и выбор посадок с гарантированным натягом

Посадка с гарантированным натягом – посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении (поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала, рис. 3, *б*). Наиболее распространенными посадками с гарантированным натягом являются: ***P*(*p*), *S*(*s*), *U*(*u*), *Z*(*z*).**

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью, рис. 3, *в*). Наиболее распространенными переходными посадками являются: ***K*(*k*), *M*(*m*), *N*(*n*), *Is*(*is*).**

Для количественной оценки точности деталей в машино- и приборостроении установлены 19 квалитетов точности: 01, 0, 1, 2, …, 17 (точность уменьшается по мере увеличения номера квалитета).

Расчет и выбор переходных посадок

Переходные посадки H/j_s, H/k, H/m, H/n используют в неподвижных разъемных соединениях для центрирования сменных деталей или деталей, которые при необходимости могут передвигаться вдоль вала. Эти посадки характеризуются малыми зазорами и натягами, что, как правило, позволяет собирать детали при небольших усилиях (вручную или с помощью молотка). Для гарантии неподвижности одной детали относительно другой соединения дополнительно крепят шпонками, стопорными винтами и другими крепежными средствами.

Переходные посадки предусмотрены только в квалитетах 4–8. Точность вала в этих посадках должна быть на один квалитет выше точности отверстия.

Посадки типа H/n характеризуются наибольшими средними натягами из всех переходных посадок. Их назначают для соединений, передающих значительные силы, при наличии ударов и вибрации, а также для тонкостенных втулок, не позволяющих применять крепежные детали. Соединения собира-

ют с помощью пресса. Эти посадки назначают преимущественно для соединений, разбираемых только при капитальном ремонте изделия.

Посадки типа *H*/*m* характеризуются меньшими средними натягами, чем посадки типа *H*/*n*, но для разъема соединений с этими посадками необходимы значительные усилия, поэтому их назначают при высоких статических небольших динамических нагрузках, когда разборка-сборка соединения производится редко.

Посадки типа *H*/*k* характеризуются средними зазорами, близкими к нулю, что обеспечивает хорошее центрирование. Их назначают, например, для шпоночных соединений, применяемых для крепления на валах шкивов, зубчатых колес, муфт сцепления.

Посадки типа H/j_s, дают в соединении преимущественно зазор. Их применяют для часто разбираемых соединений, а также в случаях, когда сборка затруднена. Иногда эти посадки применяют вместо посадок *H*/*h* с целью повышения точности центрирования, а также когда при пониженной точности изготовления необходимо получить такую же точность центрирования.

Расчет и выбор посадок с гарантированным натягом

Посадки с натягом предназначены в основном для получения неподвижных неразъемных соединений без дополнительного крепления деталей. Иногда для повышения надежности соединения дополнительно используют шпонки, штифты и другие средства крепления, как, например, при креплении маховика на коническом конце коленчатого вала двигателя. Относительная неподвижность деталей обеспечивается силами сцепления (трения), возникающими на контактирующих поверхностях вследствие их деформации, создаваемой натягом при сборке соединения. Благодаря надежности и простоте конструкции деталей и сборки соединений эти посадки применяют во всех отраслях машиностроения (например, при сборке осей с колесами на железнодорожном транспорте, венцов со ступицами червячных колес, втулок с валами, составных коленчатых валов, вкладышей подшипников скольжения с корпусами и т. д.).

Для заданных материалов и размеров соединяемых деталей натяг зависит от давления $p_{\min}$, которое определяют из условия обеспечения неподвижности соединяемых деталей при эксплуатации, т. е. из условия прочности соединения. Относительного смещения деталей в соединении при нагружении осевой силой *P* не произойдет, если расчетное усилие равно или меньше возникающих на поверхности сил трения, т.е.

$P \le \pi D l p f_1$; откуда $P_{\min} \ge P/(\pi D l f_1)$,

где *l* – длина соединения; f_1– коэффициент трения (сцепления) при продольном смещении деталей; $\pi D l$ – номинальная площадь контакта сопрягаемых деталей.

Фактическая площадь контакта зависит от натяга, физико-механических свойств материалов сопрягаемых деталей и других факторов.

При нагружении соединения крутящим моментом это условие имеет вид:

$M^{кр.} \le \pi D l p f_2 D/2$; откуда $P^{\min} \ge 2\, M_{кр.}/\pi\, D^2 l\, f_2$,

где f_2 – коэффициент трения (сцепления) при относительном вращении деталей, D – диаметр сопряжения.

Система допусков и посадок для подшипников качения

Подшипники качения – наиболее распространенные стандартные сборочные единицы, изготовляемые на специализированных заводах. Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям, определяемым наружным диаметром D наружного кольца и внутренним диаметром d внутреннего кольца, и неполной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами. Вследствие малых допусков зазоров и малой допускаемой разноразмерности комплекта тел качения кольца подшипников и тела качения подбирают селективным методом. Полная взаимозаменяемость по присоединительным поверхностям позволяет быстро монтировать и заменять изношенные подшипники качения при сохранении их хорошего качества; при несоблюдении полной взаимозаменяемости качество подшипников ухудшается.

Качество подшипников при прочих равных условиях определяются: 1) точностью присоединительных размеров d и D, ширины колец B, а для роликовых радиально-упорных подшипников еще и точностью монтажной высоты T; точностью формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипников и их шероховатости; точностью формы и размеров тел качения в одном подшипнике и шероховатостью их поверхностей; 2) точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биениями дорожек качения и торцов колец.

В зависимости от указанных показателей точности установлено пять классов точности подшипников, обозначаемых (в порядке повышения точности) 0; 6; 5; 4; 2.

Класс точности подшипника выбирают исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизма. Для большинства механизмов общего назначения применяют подшипники класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности применяют при больших частотах вращения и в случаях, когда требуется высокая точность вращения вала (например, для шпинделей шлифовальных и других прецизионных станков, для авиационных двигателей, приборов и т. п.). В гироскопических и других прецизионных приборах и машинах используют подшипники класса 2. Класс точности указывают через класс точности 0. Подшипники более высоких классов точности применяют при больших частотах вращения и в случаях, когда требуется высокая точность вращения вала (например, для шпинделей шлифовальных и других прецизионных станков, для авиационных двигателей, приборов и т. п.). В гироскопических и других прецизионных приборах и машинах используют подшипники класса 2. Класс точности указывают через тире перед условным обозначением подшипника, например 6–205 (6 – класс точности подшипника).

Для сокращения номенклатуры подшипники изготовляют с отклонениями размеров внутреннего и наружного диаметров, не зависящими от посадки, по которой их будут монтировать. Для всех классов точности верхнее отклоне-

ние присоединительных диаметров принято равным нулю. Таким образом, диаметры наружного кольца D_m и внутреннего кольца d_m приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия, а следовательно, посадку соединения наружного кольца с корпусом назначают в системе вала, а посадку соединения внутреннего кольца с валом – в системе отверстия. Однако поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца расположено в «минус» от номинального размера, а не в «плюс», как у обычного основного отверстия, т. е. не «в тело» кольца, а вниз от нулевой линии.

Примеры простановки посадок в подшипниковом узле механизма: по наружному кольцу □52$H8_n$; по внутреннему кольцу □25$K7_n$.

Контрольные вопросы

1. Посадки с натягом
2. Расчет и выбор переходных посадок
3. Предназначение посадок с натягом
4. Допуски и посадки для подшипников качения