

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 29.05.2023 13:37:36
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

« 10 » 05 2023 г.



ВЫБОР ПОСАДОК СТАНДАРТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ МЕТОДОМ ПОДОБИЯ

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направления 15.03.01 Машиностроение

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составитель: О.С. Зубкова

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *Е.И. Яцун*

Выбор посадок стандартных соединений методом подобия: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направления 15.03.01 Машиностроение / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова. Курск, 2023. 19 с., ил. 4, табл. 4, Библиогр.: 19 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, относящиеся к изучению принципов выбора допусков и посадок при выполнении сборочного чертежа узла, рекомендациям по выбору посадок, рассмотрен пример расположения допусков посадок с зазором, натягом и переходной.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления 15.03.01 Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,1. Уч. – изд. л. 1. Тираж 30 экз. Заказ ~~366~~ Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы:

Познакомится с существующими методами назначения посадок. Получить навыки по выбору системы посадок, качества, посадок в гладких соединениях деталей машин методами аналогов и подобия для конкретного узла.

Инструменты и материалы для работы

1. Персональный компьютер
2. Программный продукт КОМПАС 3D 13 SP2
3. Сборочный чертеж узла

1. Теоретическая часть

1.1 Методы назначения посадок

Известны и используются при конструировании три метода назначения посадок.

Метод аналогов заключается в том, что конструктор назначает посадку на основании опыта эксплуатации подобной по конструкции машины, где имеется аналогичное соединение. Метод приемлем только в случае полной тождественности условий работы соединения. Если это условие не соблюдается, то нельзя гарантировать, что назначенные посадки будут оптимальными.

Метод подобия является развитием метода аналогов. Он возник в результате классификации деталей по конструктивным и эксплуатационным признакам и выпуска справочников с примерами применения посадок. Для использования этого метода нужно выявить аналогию конструктивных признаков и условий эксплуатации проектируемой сборочной единицы с признаками, указанными в справочниках.

Недостатком методов аналогов и подобия является сложность определения признаков однотипности и подобия.

Расчетный метод - это метод, при котором в соединениях деталей назначают посадки, обеспечивающие получение зазоров или натягов, определенных расчетным путем. Этот метод является наиболее объективным и точным методом назначения посадок, но и наиболее трудоемким. Последнее обстоятельство ограничивает область его применения наиболее ответственными, определяющими

эксплуатационные характеристики изделия соединениями.

Для большинства соединений деталей, посадки назначают методами аналогов и подобия.

В ряде случаев использовать для назначения посадок методы аналогов и подобия в «чистом» виде не удастся из-за отсутствия полной тождественности условий работы соединений проектируемого изделия аналогу. В этом случае для назначения посадок можно воспользоваться рекомендациями (табл. 1).

Таблица 1

Рекомендации по выбору посадок

Отличие проектируемого изделия от аналога	Рекомендуемые	
	Зазоров	Натягов
Меньшее допустимое напряжение материала	Уменьшены	Уменьшены
Частый демонтаж	-	Уменьшены
Ударная нагрузка	Уменьшены	Увеличены
При эксплуатации температура отверстия выше, чем температура вала (материалы деталей одинаковы)	Уменьшены	Увеличены
Температура вала выше, чем температура отверстия при тех же условиях	Увеличены	Уменьшены
Большая длина соединения	Увеличены	Уменьшены
Большие отклонения формы и расположения сопрягаемых поверхностей	Увеличены	Уменьшены
Возможны перекосы в сборке и деформации деталей	Увеличены	Уменьшены
Большие частоты вращения	Увеличены	Увеличены
Осевое перемещение	Увеличены	-
Большая вязкость смазочного масла	Увеличены	-
Более шероховатая поверхность	Уменьшены	Увеличены
Повышенная точность монтажа	Уменьшены	Уменьшены
Пониженная точность монтажа	Увеличены	Увеличены

1.2 Виды посадок

В зависимости от служебного назначения и условий эксплуатации изделия соединения деталей имеют различный характер. Они могут быть подвижными (обеспечивающими возможность относительного перемещения соединяемых деталей) и неподвижными.

Характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки называют посадкой. Различают посадки: с зазором, с натягом и переходные.

Посадки с зазором характеризуются наличием зазора S в соединении вала и отверстия сопрягаемой с валом детали, величина которого зависит от действительных размеров деталей. В посадках с зазором диаметр отверстия всегда больше диаметра вала (рис. 1.1, а); чем больше диаметр отверстия и меньше диаметр вала, тем больше зазор. Для каждого конкретного соединения и определенных условий его эксплуатации есть оптимальный зазор, обеспечивающий требуемое качество изделия.

В посадках с зазором на схемах полей допусков поле допуска отверстия располагается выше поля допуска вала (см. рис. 1, а).

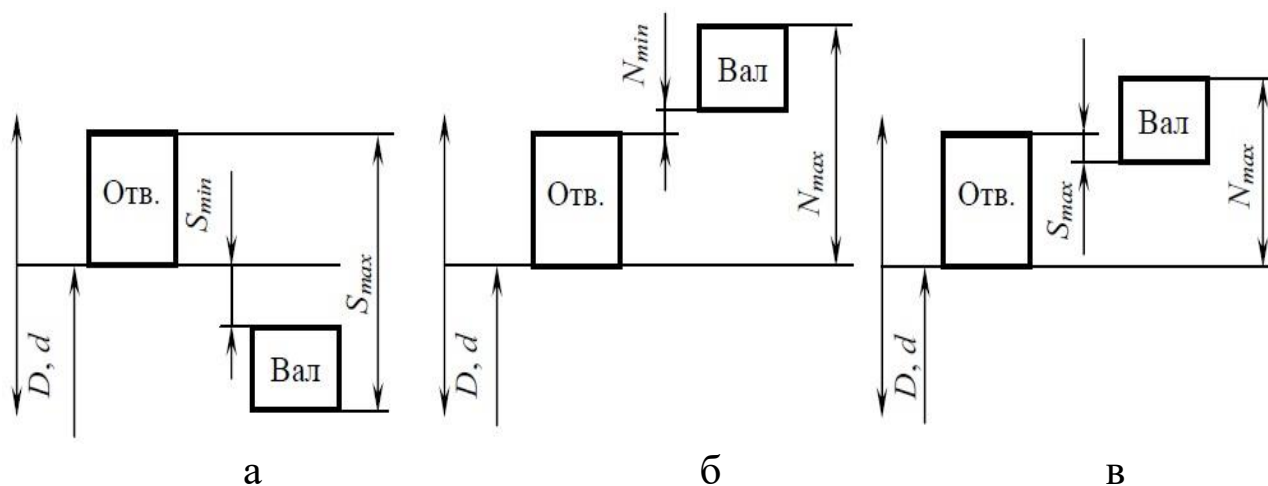


Рисунок 1 Схемы полей допусков посадок:
а - с зазором; б - с натягом; в - переходной

Посадки с натягом характеризуются наличием натяга N в соединении вала и отверстия (рис. 1, б), величина которого зависит от действительных размеров деталей. В посадках с натягом до сборки диаметр вала всегда больше диаметра отверстия; чем больше диаметр

вала и меньше диаметр отверстия, тем больше натяг в соединении деталей.

На схемах полей допусков посадок с натягом поле допуска вала располагается выше поля допуска отверстия (см. рис. 1, б).

Переходные посадки - это такие посадки, в которых в зависимости от действительных размеров деталей в соединении получают или зазор, или натяг. Для этих посадок характерно наложение поля допуска вала на поле допуска отверстия (рис. 1, в), вследствие чего в соединении получают зазор, если действительный размер отверстия больше, чем действительный размер вала; в противном случае в соединении получают натяг.

Структура комбинированного обозначения посадки представлена на рис. 2.



Рисунок 2 Структура комбинированного обозначения посадки

Номинальный размер - размер, который служит началом отсчета отклонений, проставляется на чертеже и определяется расчетами на прочность, жесткость и т.д. или опытами проектирования

Действительный размер - размер, установленный измерением с

допустимой погрешностью. Под измерением понимают процесс нахождения значений физической величины опытным путем с помощью специальных приборов, а под погрешностью измерения - отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины.

Предельные размеры - два предельно допустимых размера (максимальный и минимальный) (наибольший и наименьший) (верхний и нижний), между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали.

Истинный размер – размер, полученный в результате изготовления и значение которого нам не известно.

Допуск - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями. Допуск характеризует точность параметра.

Интервал (поле) допуска отличается от допуска тем, что оно определяет не только величину, но и расположение этого допуска относительно номинального размера. **Поле допуска** называется интервал значений размеров, ограниченный предельными размерами; оно определяется величиной допуска и его расположением относительно номинального размера. (ГОСТ 7713-62)

Отклонение - алгебраическая разность между размером (действительным, предельным и т.д.) и соответствующим номинальным размером.

Квалитет - совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Для гладких соединений установлено 20 квалитетов в порядке понижения точности от 01, 00, 1 до 18. Стандартный допуск обозначается IT (Interneishenl toleranee) с номером квалитета (IT01, IT12 и т.д.)

Основное отклонение - это одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии (относительно номинального размера). В системах ISO такими отклонениями являются отклонения, ближайšie к нулевой линии. Основные отклонения отверстий обозначаются прописными буквами, валов – строчными.

Отметим общепринятые назначения основных отклонения и их особенности.

1. Основные отклонения H и h равны нулю. Эти отклонения относятся к основному отверстию (для построения посадок в системе отверстия) и основному валу (для построения посадок в системе вала).

2. Основные отклонения валов от a до h используют для образования посадок с зазором в системе отверстия. Основные отклонения отверстий от A до H применяют для получения посадок с зазором в системе вала.

3. Основные отклонения валов от j до n (основные отклонения отверстия от J до N) предназначены для образования переходных посадок в системе отверстия (и вала) соответственно.

4. Поля допусков обозначенные js и Js располагаются симметрично относительно нулевой линии. Основные отклонения j и J отличаются

5. Основные отклонения валов от p до zc и основные отклонения отверстий от P до ZC служат для получения посадок с натягом в системе отверстия или вала соответственно.

6. Величины одноименных основных отклонений нормируются разными для разных интервалов размеров.

Выбирая посадки методами аналогов и подобия, следует помнить о том, что предпочтительной является система отверстия. Посадки в системе вала используют достаточно редко.

При назначении посадок методами аналогов и подобия следует в первую очередь использовать предпочтительные поля допусков и посадки, выделенные в ГОСТ 25347 и в справочной литературе рамкой (квадратными скобками) $[H7/f7]$ (см. табл. 1.2, 1.3), звездочкой $H7/f7^*$ или шрифтом **$H7/f7$** .

При необходимости можно использовать посадки, не являющиеся предпочтительными, а относящиеся к группе рекомендуемых, например, посадку с зазором $H9/f8$ в подшипнике скольжения многоопорной конструкции коробки передач; посадку с натягом $H8/u8$ для запрессовки короткой втулки в ступицу свободно вращающегося зубчатого колеса.

В исключительных случаях для образования посадок используют дополнительные поля допусков, предусмотренные ГОСТ 25347. Чаще всего такая необходимость возникает при назначении посадок в соединениях со стандартными деталями, например, дополнительное поле допуска $R8$ используют в посадке $R8/h8$, применяемой для

установки стандартного штифта с полем допуска $h8$, дополнительное поле допуска $N9$ используют в посадке $N9/h9$, применяемой для установки стандартной шпонки с полем допуска $h9$ в паз вала и др.

Кроме того, можно назначать комбинированные посадки, в которых поля допусков отверстия и вала выполнены в разных системах или (и) отличаются более чем на два квалитета, например, посадку $D9/k6$ для установки на вал распорной втулки между двумя подшипниками качения.

Посадки подшипников качения в корпус и на вал выбирают, руководствуясь ГОСТ 3325 или рекомендациями по применению этого стандарта, изложенными в научно-технической литературе.

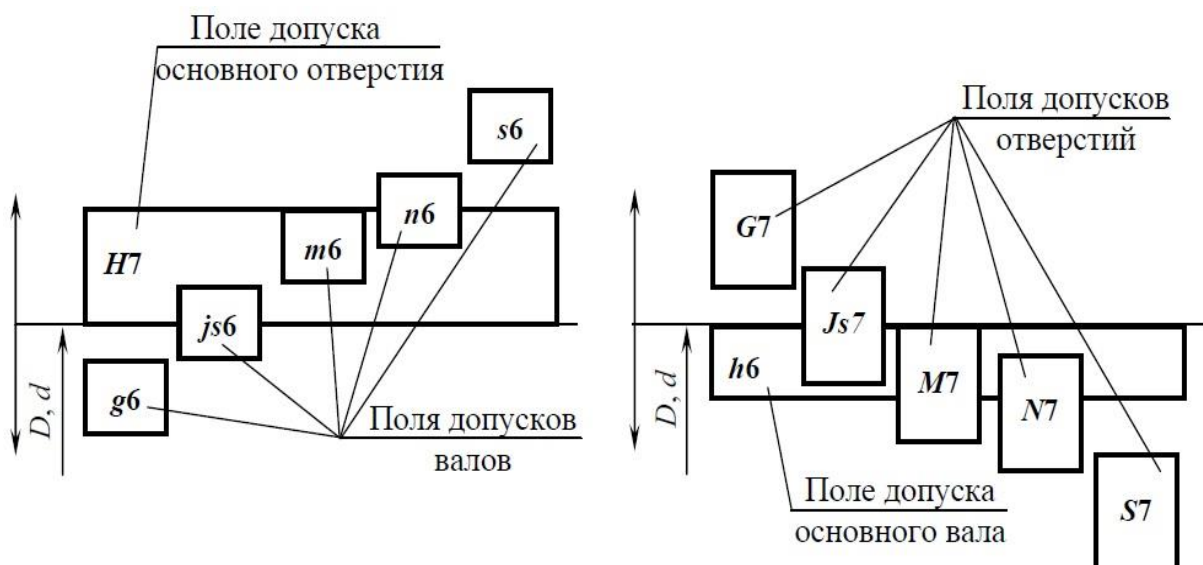
1.3 Выбор системы посадок

Единая система допусков и посадок (ЕСДП) предусматривает образование посадок в системе отверстия и в системе вала.

Посадки в системе отверстия - это посадки, в которых требуемые зазоры или натяги получают сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия (рис. 3, а).

Посадки в системе вала - это посадки, в которых требуемые зазоры или натяги получают сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала (рис. 3, б).

Выбор системы для той или иной посадки определяется конструктивными, технологическими и экономическими соображениями.



а

б

Рисунок 3 Схемы расположения полей допусков отверстий и валов: а - в системе отверстия; б - в системе вала

Точные отверстия часто обрабатывают дорогостоящими, так называемыми мерными режущими инструментами (зенкерами, развертками, протяжками и т.п.). Каждый из них применим для обработки отверстий только одного размера с определенным полем допуска. Валы, независимо от размера, обрабатывают в основном одними и теми же инструментами (резцами, шлифовальными кругами).

При использовании системы отверстия различных по предельным размерам отверстий будет меньше, чем при системе вала, и, следовательно, будет меньше номенклатура режущего инструмента, необходимого для обработки отверстий. Уменьшение номенклатуры дорогостоящего инструмента непременно означает уменьшение стоимости обработки отверстий. В связи с этим система отверстия имеет предпочтительное применение.

Применение системы вала ограничено и может быть вызвано следующими обстоятельствами:

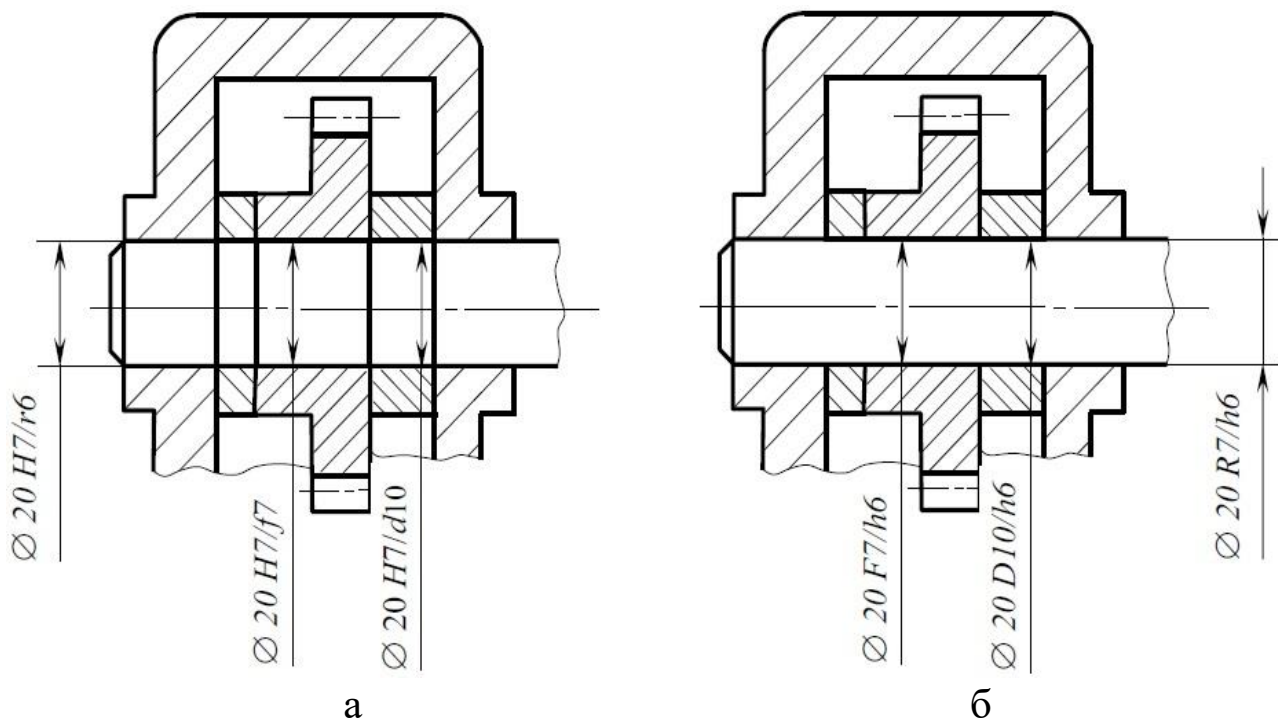
- изготовление вала из пруткового калиброванного материала без дополнительной механической обработки наружной цилиндрической поверхности. Примерами таких соединений являются соединения с призматическими шпонками, в некоторых случаях - штифтовые соединения;

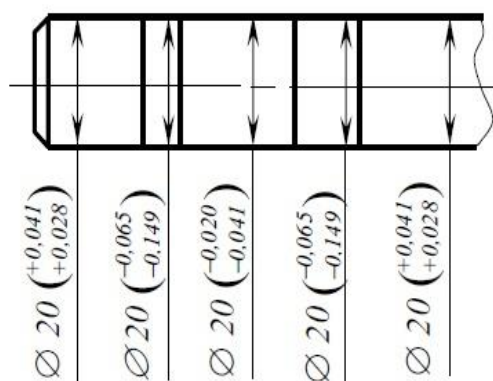
- применение системы отверстия усложняет технологию обработки вала (рис. 4, а). Если для сопряжения деталей использовать систему отверстия, то вал при одном и том же номинальном размере 20 мм должен быть изготовлен ступенчатым, чтобы обеспечить требуемый характер сопряжений. При этом разница диаметров ступеней вала будет измеряться сотыми долями миллиметра (рис. 4, в). Технология изготовления такого вала является значительно более сложной, чем технология изготовления гладкого вала, что приводит к дополнительным материальным затратам в производстве изделия. Кроме того, использование в конструкциях изделий ступенчатых валов приводит к снижению прочностных характеристик изделий из-за концентрации напряжений в местах перехода с одного диаметра на другой, а также снижению точностных характеристик изделий из-за

неизбежного биения ступеней вала. Сборка подобного узла так же затруднена. В подобных случаях, когда один вал соединяется с несколькими деталями (отверстиями) по разным посадкам, более целесообразно использовать систему вала (рис. 4, б). В этом случае вал изготавливают гладким с диаметром $20h6$, а требуемые посадки обеспечивают за счет изготовления отверстий различных диаметров;

- использование стандартных деталей и узлов, выполненных с определенными размерами. Например, наружное кольцо подшипника качения устанавливается в корпус (или другую сопрягаемую с ним деталь) в системе вала. Это обусловлено тем, что подшипники изготавливают на специализированных предприятиях с размерами, независимыми от посадок, по которым они устанавливаются в изделия, что значительно сокращает номенклатуру подшипников;

- использование ранее изготовленных и находившихся в эксплуатации валов при выполнении ремонтных работ. В этом случае необходимые в соединении зазоры или натяги получают за счет выбора соответствующего размера отверстия сопрягаемой с валом детали.





В

Рисунок 4 Пример использования системы посадок для соединения деталей редуктора:

а – посадки в системе отверстия;

б – посадки в системе вала;

в – размеры вала для образования посадок в системе отверстия

Рекомендуемые ЕСДП к применению посадки в системе отверстия и в системе вала для размеров от 1 до 500 мм приведены соответственно в табл. 2 и 3. Среди них особо выделены (рамкой) предпочтительные посадки, рекомендуемые к применению в первую очередь. Использование предпочтительных посадок создает благоприятные условия для организации централизованного производства режущего и измерительного инструмента на специализированных предприятиях. Продукция этих предприятий в несколько раз дешевле продукции инструментальных цехов машиностроительных заводов.

1.4 Выбор качества

Выбор качества размеров деталей, образующих гладкие соединения зависит от точности изделия, определяемой его служебным назначением, и характера соединения (посадки), обеспечивающего надежную работу изделия в заданных условиях эксплуатации.

Размеры сопрягаемых элементов деталей общемашиностроительного применения, как правило, выполняют по качествам 4-11, выбор которых можно осуществить, используя рекомендации, приведенные ниже.

Квалитеты 4 и 5 применяют сравнительно редко в особо точных

соединениях деталей, требующих высокой однородности зазоров или натягов (примеры: посадки шпиндельных и приборных подшипников в корпус или на вал, высокоточных зубчатых колес на валы, «плавающего» поршневого пальца в бобышки поршня и в шатунную головку и др.).

Таблица 2

Рекомендуемые посадки в системе отверстия в интервалах номинальных размеров
от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347)

Основное отверстие	Основные отклонения валов																			
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>z</i>
	Посадки																			
<i>H5</i>							$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{js4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$								
<i>H6</i>						$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$					
<i>H7</i>			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7}$; $\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$; $\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$			
<i>H8</i>			$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f7}$; $\frac{H8}{f8}$		$\frac{H8}{f7}$; $\frac{H8}{f8}$	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$			$\frac{H8}{s7}$		$\frac{H8}{u8}$		$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
				$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e9}$	$\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h9}$												
<i>H9</i>				$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e8}$; $\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f8}$; $\frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h8}$; $\frac{H9}{h9}$												
<i>H10</i>				$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h9}$; $\frac{H10}{h10}$												
<i>H11</i>	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$												
<i>H12</i>		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{h12}$												

Примечание. \square – предпочтительные посадки.

Таблица 3

Рекомендуемые посадки в системе вала при номинальных размерах
от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347)

Основной вал	Основные отклонения отверстий																
	A	B	C	D	E	F	G	H	Js	K	M	N	P	R	S	T	U
	Посадки																
<i>h4</i>							$\frac{G5}{h4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{Js5}{h4}$	$\frac{K5}{h4}$	$\frac{M5}{h4}$	$\frac{N5}{h4}$					
<i>h5</i>						$\frac{F7}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{Js6}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$				
<i>h6</i>				$\frac{D8}{h6}$	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F7}{h6}$, $\frac{F8}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$	
<i>h7</i>				$\frac{D8}{h7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$	$\frac{Js8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$					$\frac{U8}{h7}$
<i>h8</i>				$\frac{D8}{h8}$, $\frac{D9}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$, $\frac{E9}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$, $\frac{F9}{h8}$		$\frac{H8}{h8}$, $\frac{H9}{h8}$									
<i>h9</i>				$\frac{D9}{h9}$, $\frac{D10}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$		$\frac{H8}{h9}$, $\frac{H9}{h9}$, $\frac{H10}{h9}$									
<i>h10</i>				$\frac{D10}{h10}$				$\frac{H10}{h10}$									
<i>h11</i>	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$									
<i>h12</i>		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$									

Примечание. – предпочтительные посадки.

Квалитеты **6** и **7** используют для ответственных соединений деталей по посадкам с достаточно однородными зазорами или натягами, обеспечивающими механическую прочность деталей, точные перемещения, плавность хода, герметичность соединений и другие эксплуатационные требования (посадки подшипников нормальной точности в корпус и на вал, зубчатых колес высокой и нормальной точности на валы, подшипников скольжения, деталей гидравлической и пневматической аппаратуры, посадки в подвижных соединениях кривошипно-шатунных механизмов ответственных двигателей внутреннего сгорания и др.).

Квалитеты **8** и **9** применяют для соединений деталей при сравнительно невысоких требованиях к однородности зазоров или натягов (посадки с зазорами, достаточными для компенсации погрешностей формы и расположения поверхностей деталей, переходные посадки пониженной точности, посадки с большими натягами).

Квалитет **10** применяют в посадках с зазором в тех же случаях, что и квалитет 9, если условия эксплуатации допускают некоторое увеличение колебания зазоров в соединениях.

Квалитеты **11** и **12** используют для неответственных соединений деталей по посадкам, обеспечивающим большие зазоры и допускающим большие колебания этих зазоров (посадки крышек и фланцев в корпусах различных механизмов, в соединениях штампованных деталей и деталей из пластмасс и др.).

2 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы выбор посадок в гладких соединениях деталей (кроме соединений с подшипниками качения) методами аналогов и подобия осуществлять в следующей последовательности:

- 1) изучить конструкцию узла и его служебное назначение;
- 2) определить характер соединений заданных сопряжений;
- 3) установить вид посадок;
- 4) уточнить выбранные посадки (если есть такая возможность), используя примеры назначения посадок в конкретных изделиях, в справочной и научно-технической литературе;
- 5) выполнить описание посадки в соответствии с требованиями

работы конкретного узла;

По результату выбора посадок заполнить таблицу 4.

Таблица 4

Выбор посадок узла

№ сопряжения	Наименование деталей	Характеристика соединения
		<p>В характеристике сопряжения для каждой посадки указать:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Тип соединения (подвижное, неподвижное) и его особенности; 2) Дополнительное крепление; 3) Точность центрирования (высокая, средняя, низкая); 4) Возможные качества; 5) Посадки аналоги; 6) Выбранная посадка.
<i>Пример заполнения</i>		
2-10	Корпус – Крышка торцовая сквозная	<ol style="list-style-type: none"> 1) При работе изделия соединение неподвижно, требует легкой разборки; 2) Дополнительное крепление - болтами; 3) Точность центрирования – низкая; 4) Возможные качества IT8 – IT11; 5) Посадки аналоги: H8/e8; H7/e8; H8/h9; H7/d8; H7/d9; H7/d11 6) Выбранная посадка - H7/d9 (посадка должна быть уточнена после выбора посадки подшипника).

6) провести расчет посадки;

7) построить схемы переходной посадки и посадки с зазором.

3 Контрольные вопросы

1. Какие методы назначения посадок Вы знаете?
2. Какие виды посадок Вы знаете?
3. Какое относительное положение на схемах полей допусков имеют поля допусков вала и отверстия для посадок с зазором, с натягом и переходных?
4. Размер какой детали до сборки больше в соединениях с натягом, с зазором или с переходной посадкой?
5. От чего зависит получение в соединении с переходной посадкой зазора или натяга?
6. Какие системы образования посадок предусматривает ЕСДП?
7. Как образуются посадки в системе отверстия и в системе вала?
8. Какая система образования посадок предпочтительна и почему?
9. В каких случаях для образования посадок используют систему вала?
10. Какие валы и отверстия называют основными?
11. Какие квалитеты используют для нормирования точности деталей ответственных соединений, требующих достаточнооднородных зазоров или натягов?
12. Что такое квалитет?
13. Что такое основное отклонение?
14. Как расшифровать буквенно-цифровое обозначение посадки.
15. Что такое допуск и поле допуска?

Библиографический список

1. Емельянов С.Г. Нормирование точности в машиностроении: учебное пособие/ С.Г. Емельянов, Е.А. Кудряшов, Е.И. Яцун, Е.В. Павлов, С.А. Чевычелов, С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 440 с.
2. Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – Старый Оскол : ТНТ, 2010. – 539 с.
3. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1/ М.А. Палей, А.Б. Романов, В. А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. - 530 с.
4. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2/М. А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. – 629 с.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования**

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

« 10 » 05



АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОСАДКИ С НАТЯГОМ

**Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направления 15.03.01 Машиностроение**

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составитель: О.С. Зубкова

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *Е.И. Яцун*

Аналитический расчет посадки с натягом: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направления 15.03.01 Машиностроение / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова. Курск, 2023. 16 с., ил. 5, табл. 4, Библиогр.: 16с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, относящиеся к изучению аналитического метода расчета посадки с натягом при выполнении сборочного чертежа узла.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления 15.03.01 Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,93. Уч. - изд. л. 0,84 . Тираж 30 экз. Заказ ~~307~~ Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы:

Научиться рассчитывать посадки с натягом аналитическим методом.

Инструменты и материалы для работы

- 1 Персональный компьютер
- 2 Справочник по выбору допусков и посадок

1 Теоретическая часть

1.1 Назначение посадок с 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 соединений. 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, вкладышей подшипников скольжения с корпусами и т.д.).

В большинстве случаев посадки с натягом вызывают упругие деформации контактных поверхностей, но в ряде случаев в посадках с натягом, особенно при относительно больших натягах или в соединениях деталей, изготовленных из легких сплавов, возникают упруго – пластические деформации. Пластические деформации в одной или в обеих деталях распространяются не на всю толщину материала, или на всю толщину материала. Применение таких посадок во многих случаях возможно и целесообразно.

При одном и том же натяге прочность соединения зависит от материала и размеров деталей, шероховатости сопрягаемых поверхностей, способа соединения деталей, формы и размеров центрирующих фасок, смазки и скорости запрессовки, условий нагрева или охлаждения и т.д. Ввиду такого многообразия исходных факторов выбор

посадки следует производить не только по аналогии с известными соединениями, но и на основе предварительных расчетов натягов и возникающих напряжений, особенно при применении посадок с относительно большими натягами. Для серийного и массового производства рекомендуется провести предварительную опытную проверку выбранных посадок с натягом.

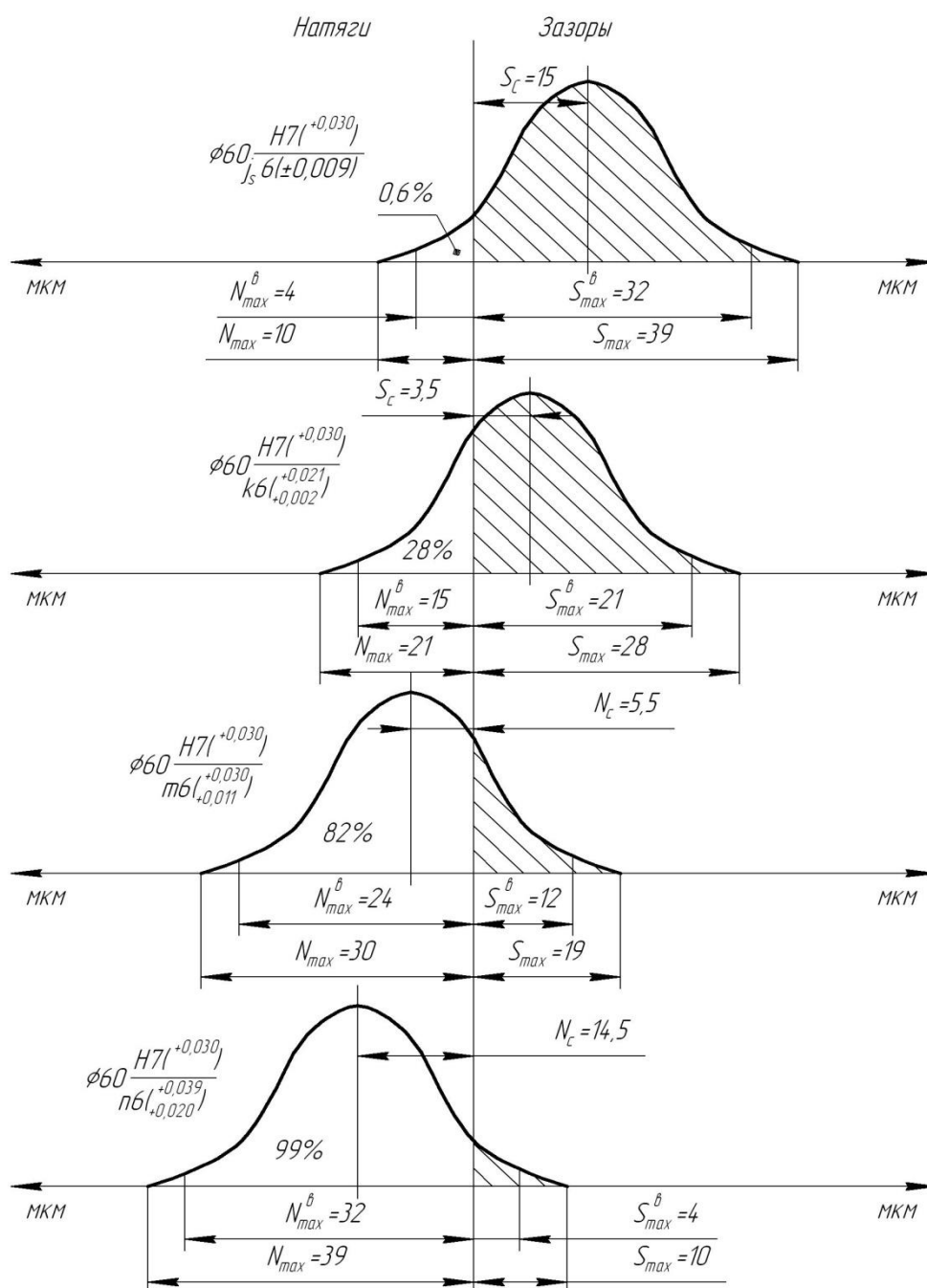


Рисунок 1 Значения предельных, вероятных, средневероятных зазоров и натягов в переходных посадках

В случае сборки с нагревом охватывающей детали температура t_D ($^{\circ}\text{C}$), до которой она должна быть нагрета,

$$t_D \approx \frac{N_{max} + S_{сб}}{\alpha D} + t_{сб}. \quad (1)$$

При сборке с охлаждением охватываемой детали температура t_d ($^{\circ}\text{C}$), до которой она должна быть охлаждена,

$$t_d \approx t_{сб} - \frac{N_{max} + S_{сб}}{\alpha d}, \quad (2)$$

где $t_{сб}$ – температура помещения сборки, $^{\circ}\text{C}$;

$S_{сб}$ – минимально необходимый зазор (мм) при сборке, зависящей от массы, размеров деталей и применяемых приспособлений (часто $S_{сб}$ принимают равным S_{min} в посадках H/g);

α – коэффициент линейного расширения (сжатия) при нагреве (охлаждении).

В отдельных случаях при индивидуальной сборке, особенно в крупном машиностроении, в формулы (1) и (2) вместо N_{max} можно подставлять действительный натяг N_d (мм). Дополнительно следует учитывать некоторые потери теплоты (холода) за время переноса детали из нагревающего (охлаждающего устройства на сборочную позицию).

1.2 Расчет посадок с натягом

Расчет посадок с натягом (посадок с упругой связью) выполняется с целью обеспечить прочность соединения т.е. отсутствие смещений сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, и прочность сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия, определяется минимальный допустимый натяг $[N_{min}]$, необходимый для восприятия и передачи нагрузок. Исходя из второго условия, определяется максимальный допустимый натяг $[N_{max}]$, при котором, как правило, отсутствуют пластические деформации. В некоторых случаях прессовые соединения могут надежно работать и при наличии пластических деформаций в наиболее напряженной зоне.

При расчетах используются выводы задачи Ляме (определение напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах). Расчет посадок с натягом можно вести в следующем порядке:

1. По известным значениям внешних нагрузок (P, M_k) и размерам соединения (d и l) определяется требуемое минимальное удельное давление (Н/м^2) на контактных поверхностях соединения (рис. 3):
при действии M_k

$$[P_{min}] = \frac{2M_k}{\pi d_{н.с}^2 l f}; \quad (3)$$

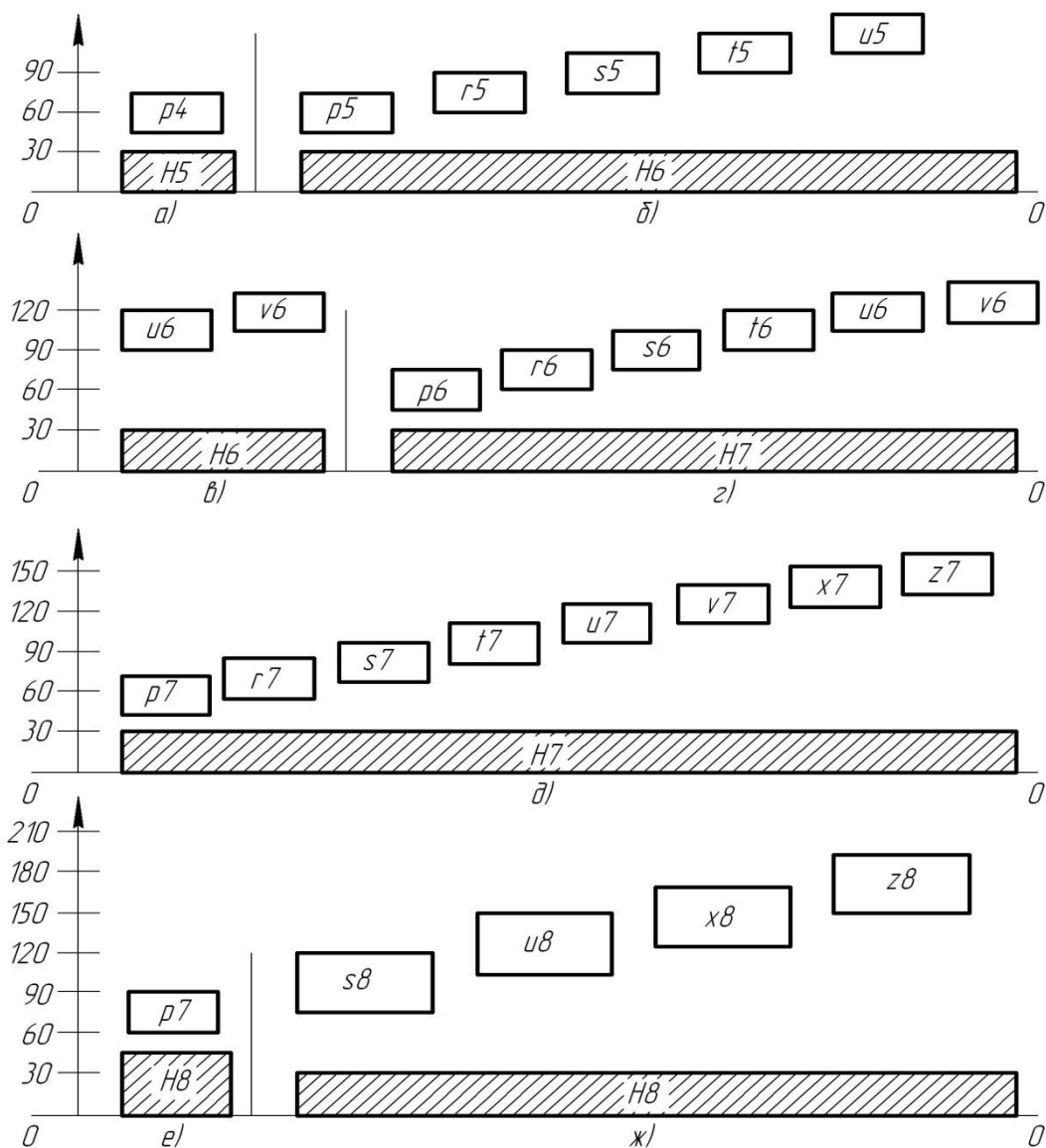


Рисунок 2 Схема расположения полей допусков наиболее распространенных посадок с натягом от 1 до 500 мм (интервал 50..65 мм).

при действии P

$$[p_{min}] = \frac{P}{\pi d^2 l f}; \quad (4)$$

при одновременном действии R_{oc} и M_k

$$[p_{min}] = \frac{\sqrt{P^2 + \left(\frac{2M_k}{d}\right)^2}}{\pi d l f}. \quad (5)$$

где P – продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, Н;

M_k – крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой, Н·м;

L – длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

f – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания.

Коэффициент трения f колеблется в широких пределах, что объясняется многообразием факторов, влияющих на прочность соединения (шероховатость поверхностей, скорость запрессовки, наличие масла, вид покрытия и т.д.).

Значения f приведены в табл. 1 и 2.

2. По полученным значениям $[p_{min}]$ определяется необходимая величина наименьшего расчетного натяга N'_{min} (м)

$$N'_{min} = [p_{min}] d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right), \quad (6)$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов соответственно охватываемой (вала) и охватывающей (отверстия) деталей в Н/м²;

c_1 и c_2 – коэффициенты Ляме, определяемые по формулам:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2; \quad (7)$$

где d_1 и d_2 см. рис. 3, μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона соответственно для охватываемой и охватывающей деталей.

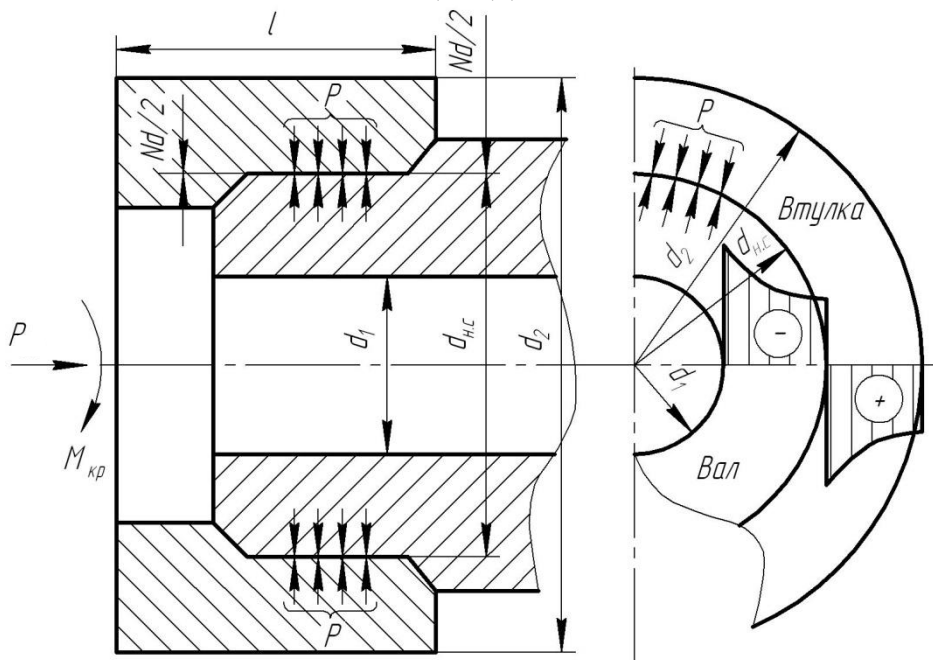


Рисунок 3 Схема расчета посадок с натягом.

Для сплошного вала ($d_1 = 0$) $c_1 = 1 - \mu_1$; для массивного корпуса ($d_2 \rightarrow \infty$) $c_2 = 1 + \mu_2$.

Значения E и μ приведены в табл. 3. Значения c_1 и c_2 в зависимости от отношения диаметров даны в табл. 4

3. Определяется с учетом поправок к N'_{min} величина минимального допустимого натяга.

$$[N_{min}] = N'_{min} + \Delta_{ш} + \gamma_t + \gamma_{ц} + \gamma_{п}, \quad (8)$$

где $\Delta_{ш}$ – поправка, учитывающая смятие неровностей контактных поверхностей деталей при образовании соединения

$$\Delta_{ш} = 1,2(Rz_D + Rz_d) \approx 5(Ra_D + Ra_d); \quad (9)$$

γ_t – поправка, учитывающая различие рабочей температуры деталей (t_D и t_d) и температуры сборки ($t_{сб}$), различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей (α_D и α_d),

Таблица 1

Таблица 2

Значения коэффициентов трения при установившемся процессе при применении гальванических распрессовки или проворачивания покрытий

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения	Вид покрытия	Удельное Давление р·10 ⁻⁷ , Н/м ²	Коэффициент трения	
				При осевом давлении	При скручивании
Сталь – сталь	0,06-0,13			0,55-1,11	0,67
Сталь-чугун	0,07-0,12				
Сталь-магниево-алюминиевые сплавы	0,03-0,05				
Сталь-латунь	0,05-0,1				
Сталь-пластмассы	0,15-0,25				
<i>Примечание</i> При образовании соединений с использованием температурных деформаций (нагрев охватывающей, охлаждение охватываемой детали) значения f в 1,5-1,6 раза выше приведенных. При стальных и чугунных деталях часто принимают $f=0,14$					
		Хромирование	3,5	0,37-0,85	0,6-0,68
		Никелирование	3,7-5,6	0,55-0,61	
		Меднение	3	0,51-0,6	0,48
		Цинкование	3	0,48-0,63	0,45
		Олово	3		0,42

$$\gamma_t = -\Delta_t^N, \Delta_t^N$$

положительная поправка γ_t учитывается, если при рабочей температуре напряг ослабляется; $\gamma_{ц}$ – поправка, учитывающая ослабление натяга под действием центробежных сил (существенна для крупных быстро вращающихся деталей); для сплошного вала и одинаковых материалов соединяемых деталей

$$\gamma_u = \frac{v^2 d_{н.с} \rho}{64} \left(\frac{3 + \mu}{E} \right), \quad (10)$$

где v - окружная скорость на наружной поверхности втулки, м/с;

ρ - плотность материала; при $d = 500$ мм и $v = 47$ м/с для стальных деталей $\gamma_{ц} = 2$ мкм; $\gamma_{п}$ - поправка, компенсирующая уменьшение натяга при повторных запрессовках; $\gamma_{п}$ определяется опытным путем.

На прочность соединения оказывают также влияние и погрешности формы поверхностей деталей

4. На основе теории наибольших касательных напряжений определяется максимальное допустимое удельное давление $[p_{max}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей.

В качестве $[p_{max}]$ берется наименьшее из двух значений (Н/м²);

$$p_1 = 0,58\sigma_{T1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_{н.с}} \right)^2 \right]; \quad (11)$$

$$p = 0,58\sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{d_{н.с}}{d_2} \right)^2 \right], \quad (12)$$

где σ_{T1} и σ_{T2} - предел текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей.

5. Определяется величина наибольшего расчетного натяга N'_{max} (М)

$$N'_{max} = [p_{max}] d_{н.с} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right). \quad (13)$$

6. Определяется с учетом поправок к N'_{max} величина максимального допустимого натяга.

$$[N_{max}] = N'_{max} \gamma_{уд} + \gamma_{ш} - \gamma_t, \quad (14)$$

где $\gamma_{уд}$ - коэффициент увеличения удельного давления у торцов охватываемой детали. В отдельных случаях принимается по графику (рис.

4). Уточненный учет $\gamma_{уд}$. Поправку γ_t следует учитывать, если при рабочей температуре натяг увеличивается.

Таблица 3

Значения E и μ для некоторых материалов

Материал	$E, \text{Н/м}^2$	μ
Сталь и Стальное литье	$(1,96-2) \cdot 10^{11}$	0,3
Чугунное литье	$(0,74-1,05) \cdot 10^{11}$	0,25
Бронза	$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
Оловянистая латунь	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,38
Пластмассы	$(0,005-0,35) \cdot 10^{11}$	

Таблица 4

Значения величин c_1 и c_2

$\frac{d_1}{d_{н.с}}$ или $\frac{d_{н.с}}{d_2}$	$\mu_1=\mu_2=0,3$		$\mu_1=\mu_2=0,25$	
	c_1	c_2	c_1	c_2
0,00	0,70	~1,3*	0,75	~1,25*
0,1	0,72	1,32	0,77	1,27
0,2	0,78	1,38	0,83	1,33
0,3	0,89	1,49	0,95	1,45
0,4	1,08	1,68	1,13	1,63
0,5	1,37	1,97	1,42	1,92
0,6	1,83	2,43	1,88	2,37
0,7	2,62	3,22	2,67	3,17
0,8	4,25	4,85	4,30	4,80
0,9	9,23	9,83	9,28	9,78

* При $d_2 \geq d_{н.с}$

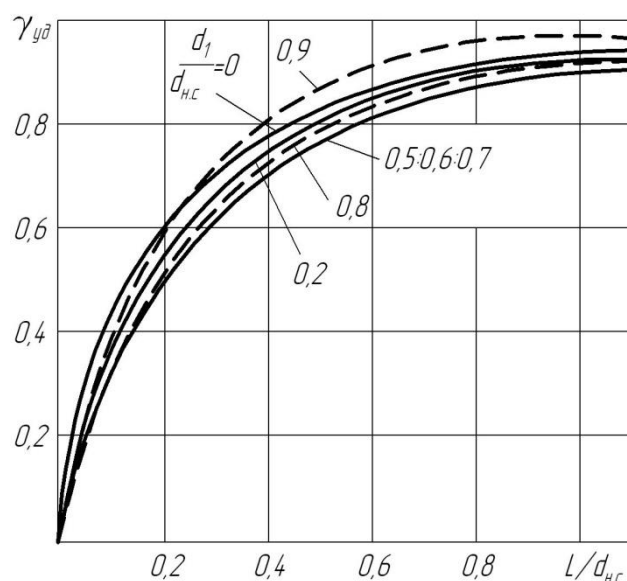


Рисунок 4 График определения коэффициента увеличения удельного давления у торцов охватываемой детали

7. Выбирается посадка из таблиц системы допусков и посадок
Условия подбора посадки следующие.

1) Максимальный натяг N_{max} в подобранной посадке должен быть не больше $[N_{max}]$

$$N_{max} \leq [N_{max}] \quad (15)$$

2) Минимальный натяг N_{min} в подобранной посадке с учетом возможных колебаний действующей нагрузки и других факторов должен быть

$$N_{min} > [N_{min}]. \quad (16)$$

8. Рассчитывается необходимое (максимальное) усилие (Н) при запрессовке собираемых деталей.

$$R_{п} = f_{п} p_{max} \pi d l \quad (17)$$

где $f_{п}$ – коэффициент трения при запрессовке, $f_{п} = (1,15-1,2)f$.

Удельное давление p_{max} при максимальном натяге N_{max} в посадке определяется по формуле

$$p_{max} = \frac{N_{max} - \Delta_{ш}}{d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}. \quad (18)$$

Применяя термические методы сборки, необходимую температуру нагрева охватывающей детали или охлаждения охватываемой детали, определяют по формулам (1) и (2).

9. Изменение размеров d_1 и d_2 после запрессовки (λ_1 и λ_2 , м) рассчитывается (при необходимости) по формулам

$$\lambda_1 = \frac{2 p_{max} d_1 d^2}{E_1 (d_2^2 - d_1^2)}; \quad (19)$$

$$\lambda_2 = \frac{2 p_{max} d_2 d^2}{E_2 (d_2^2 - d^2)}; \quad (20)$$

10. Форма и размеры фасок для деталей, собираемых под прессом, приведены в табл. 1.108

2 Практическая часть

Пример:

Рассчитать и выбрать посадку с натягом в соединении, нагруженном крутящим моментом $M_{кр} = 900 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и осевой силой $P = 10 \text{ кН}$.

Размеры соединения: $D = d = 100 \text{ мм}$; $d_1 = 80 \text{ мм}$; $d_2 = 125 \text{ мм}$; $l = 80 \text{ мм}$.

Детали изготовлены из стали 40 ($E_1 = E_2 = 206 \text{ ГПа}$, $\sigma_T = 313 \text{ МПа}$).

Параметры шероховатости $R_{z1} = R_{z2} = 10 \text{ мкм}$. Рабочая температура близка к температуре сборки. Запрессовка механическая, поэтому коэффициент трения принимается $f = 0,085$.

Решение.

1. Определяем эксплуатационное удельное давление на поверхности из условия обеспечения прочности соединения по формуле

$$P_3 = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{кр}}{d}\right)^2 + P^2}}{\pi D l f} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot 900}{0,1}\right)^2 + 10000^2}}{\pi \cdot 0,1 \cdot 0,08 \cdot 0,085} = 9,64 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Примечание. Если характер нагружения иной, чем в приводимом примере, необходимо воспользоваться другими выражениями для эксплуатационного удельного давления. [5, стр. 223].

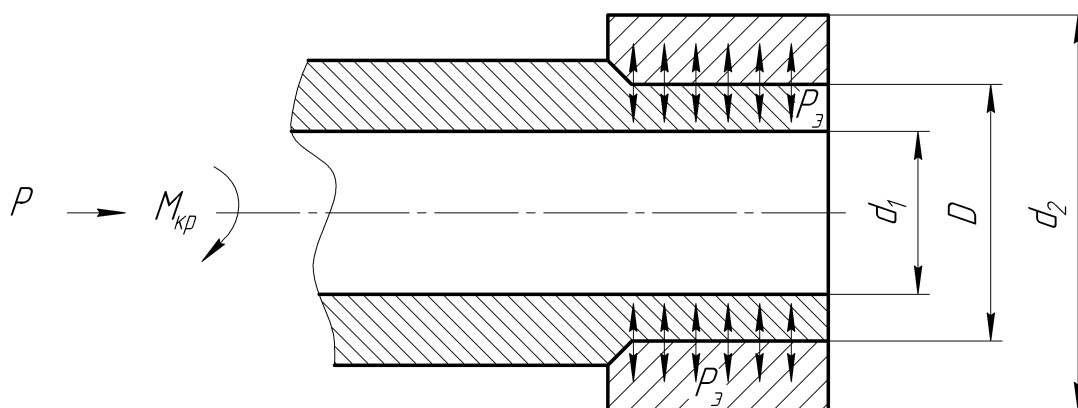


Рисунок 5 Расчетная схема посадки с натягом

2. Определяем значение минимального расчетного натяга

$$N_{minP} = P_3 D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right),$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_1 = \frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d_1/d)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1+(d/d_2)^2}{1-(d/d_2)^2} + \mu_2,$$

где μ_1 и μ_2 коэффициенты Пуассона, соответственно для материала втулки и вала; в данном случае $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$;

$$C_1 = \frac{1+(\frac{0,08}{0,1})^2}{1-(\frac{0,08}{0,1})^2} - 0,3 = 4,26; \quad C_2 = \frac{1+(\frac{0,1}{0,125})^2}{1-(\frac{0,1}{0,125})^2} + 0,3 = 4,86.$$

$$N_{minP} = 9,64 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \frac{4,26+4,86}{2,06 \cdot 10^{11}} = 4,3 \cdot 10^{-5} = 43 \text{ мкм}.$$

3. Определяем наибольшее допустимое давление на поверхности вала и втулки, соответствующее отсутствию пластической деформации на контактных поверхностях поверхности втулки

$$P_{\partial on D} \leq 0,58 \sigma_{T2} [1 - (D/d_2)^2], \text{ МПа}$$

$$P_{\partial on D} \leq 0,58 \cdot 313 [1 - (100/125)^2] = 65,4 \text{ МПа}$$

Для поверхности вала

$$P_{\partial on d} \leq 0,58 \sigma_{T1} [1 - (d_1/D)^2], \text{ МПа}$$

$$P_{\partial on d} \leq 0,58 \cdot 313 [1 - (80/100)^2] = 65,4 \text{ МПа}$$

Если материал втулки и вала различен, то $P_{\partial on d}$ и $P_{\partial on D}$ будут отличаться.

При расчетах наибольшего расчетного натяга следует выбирать меньшее из двух значений, что будет соответствовать отсутствию пластической деформации на поверхности детали из более пластичного металла.

4. Определяем наибольший расчетный натяг.

$$N_{\max \partial on} = P_{\partial on} D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \text{ мкм}$$

$$N_{\max \partial on} = 65,4 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \frac{4,86+4,26}{2,06 \cdot 10^{11}} = 28,95 \cdot 10^{-5} = 290 \text{ мкм}$$

5. Определяем поправку на смятие микронеровностей

$$\Delta ш = 2(K_1 R_{ZD} + K_2 R_{Zd}),$$

где R_{ZD} и R_{Zd} шероховатости поверхности втулки и вала

$$R_{ZD} = R_{Zd} = 10 \text{ мкм}$$

K_1 и K_2 – коэффициенты, учитывающие высоту смятия неровностей отверстия втулки и вала

$$K_1 = K_2 = 0,5 \text{ [5, стр. 225]}$$

$$\Delta ш = 2(0,5 \cdot 10 + 0,5 \cdot 10) = 20 \text{ мкм}$$

6. Определяем величину натягов для выбора посадки

$$N_{\min\text{расч}} = N_{\min P} + \Delta\text{ш, мкм}$$

$$N_{\max\text{расч}} = N_{\max\text{дон}} + \Delta\text{ш, мкм}$$

$$N_{\min\text{расч}} = 43 + 20 = 63, \text{ мкм}$$

$$N_{\max\text{расч}} = 290 + 20 = 310, \text{ мкм}$$

7. Выбираем стандартную посадку по таблицам ГОСТ 25347-82

$$\varnothing 100 \frac{H8}{u8} \left(\begin{array}{c} +0,054 \\ \hline +0,178 \\ +0,124 \end{array} \right)$$

Для этой посадки

$$N_{\min} = 70 \text{ мкм}; N_{\max} = 178 \text{ мкм.}$$

Должно соблюдаться условие:

$$N_{\min} > N_{\min\text{расч}}; N_{\max} < N_{\max\text{расч}}$$

Если это условие соблюдается, посадка рассчитана правильно.

3 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы выбор и расчет посадки с натягом аналитическим методом осуществлять в следующей последовательности:

- 1) изучить конструкцию узла и его служебное назначение;
- 2) выбрать соединение для которого будет проводится расчет;
- 3) определить минимальный расчетный натяг;
- 4) определить максимальный расчетный натяг;
- 5) определить поправку на смятие микронеровностей;
- 6) определить величины расчетных натягов;
- 7) выбрать стандартную посадку по таблицам;
- 8) выполнить расчет параметров посадки с натягом;
- 9) построить схему посадки с натягом.

4 Контрольные вопросы

- 1) Что такое посадка?
- 2) Как рассчитать предельные размеры, зная номинал и предельные отклонения? Как предельные размеры обозначены на схеме посадки?
- 3) Что такое натяг? Как он обозначаются на схемах?

- 4) Дайте определение посадки с натягом, определите параметры точности.
- 5) Для каких соединений предназначены посадки с натягом?
- 6) Что должны обеспечивать максимальный расчетный натяг при аналитическом расчете посадки с натягом?
- 7) Что должны обеспечивать минимальный расчетный натяг при аналитическом расчете посадки с натягом?
- 8) Что такое модуль Юнга?
- 9) Что такое коэффициент Пуассона?
- 10) Как производится выбор стандартной посадки исходя из расчетных минимального и максимального натягов?
- 11) Как влияют конструктивные параметры соединения на значения минимального и максимального расчетных натягов?

Библиографический список

1. Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – Старый Оскол : ТНТ, 2010. – 539 с.
2. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1/ М.А. Палей, А.Б. Романов, В. А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. - 530 с.
3. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2/М. А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. – 629 с.
4. Емельянов С.Г. Нормирование точности в машиностроении: учебное пособие/ С.Г. Емельянов, Е.А. Кудряшов, Е.И. Яцун, Е.В. Павлов, С.А. Чевычелов, С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 440 с.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Легионова
« 10 » 05



**ВЫБОР И РАСЧЕТ ПОСАДОК СОЕДИНЕНИЙ С
ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ**

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направления 15.03.01 Машиностроение

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составитель: О.С. Зубкова

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *Е.И. Яцун*

Выбор и расчет посадок соединений с подшипниками качения: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направления 15.03.01 Машиностроение / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова. Курск, 2023. 21 с., ил. 7, табл. 2, Библиогр.: 21 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, относящихся к изучению выбора и расчета параметров соединений с подшипниками качения, рассмотрены виды нагружения колец подшипников, классы точности, условное обозначение на чертежах.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления 15.03.01 Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,22 . Уч. - изд. л. 1,1 . Тираж 30 экз. Заказ ²⁶⁸ Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы:

Научиться рассчитывать подшипниковые посадки.

Инструменты и материалы для работы

1. Персональный компьютер
2. Справочник по выбору допусков и посадок
3. Сборочный чертеж узла

1 Теоретическая часть

1.1 Точность подшипников качения

Подшипник – это узел механизма, являющийся опорой для вращающихся валов или других вращающихся деталей. Подшипники качения, работающие при самых разнообразных нагрузках и частотах вращения, должны обеспечивать точность и равномерность перемещений подвижных частей машин и приборов, а также обладать высокой долговечностью. Работоспособность подшипников качения в большой степени зависит от точности их изготовления и характера соединения с сопрягаемыми деталями.

Подшипники качения являются стандартными изделиями, которые изготавливаются на специализированных заводах (ПЗ). Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям колец и ограниченной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и дорожками качения. Вследствие особо высоких требований к точности указанных элементов при сборке подшипников используют принцип групповой взаимозаменяемости.

Точность подшипников качения (ГОСТ 520-89), определяется следующими показателями:

- точностью присоединительных поверхностей, т.е. точностью формы и размеров отверстия диаметром d во внутреннем кольце 01, цилиндрической поверхности диаметром D наружного кольца 02 и ширины колец B (рис. 1);
- точностью размеров и формы тел качения 3, а также дорожек качения наружного K_n и внутреннего K_v колец;
- радиальным биением дорожек качения внутреннего R_i и наружного R_a колец;
- непостоянством ширины колец U_p ;

- биением базового торца внутреннего кольца относительно его отверстия S_i и наружной поверхности наружного кольца относительно базового торца S_a ;
- осевым биением дорожки качения внутреннего A_i и наружного A_a колец относительно базовых торцов;
- шероховатостью посадочных и торцовых поверхностей колец.

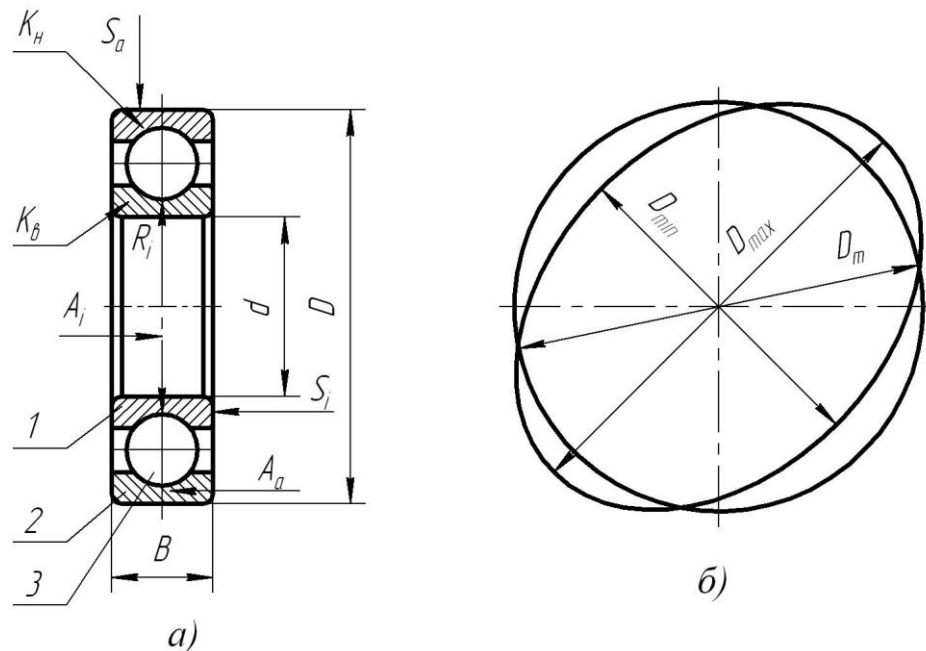


Рисунок 1 Основные параметры подшипников качения

В соответствии с ГОСТ 520 - 2011 зависимости от допустимых предельных отклонений размеров и допусков формы, взаимного положения поверхностей подшипников, точности вращения установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности: - нормальный, 6, 5, 4, Т, 2 - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиальноупорных подшипников; - 0, нормальный, 6Х, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников; - нормальный, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников. Класс точности проставляют через тире перед условным обозначением подшипника, например 5–208. Нормальный (а до 2011 года 0) класс в обозначении не указывают, поскольку он является основным и принят к выпуску для всех типов подшипников качения. Чем выше класс точности, тем более ограничена номенклатура типоразмеров подшипников, изготавливаемых по этому классу. Это объясняется как

сужением области их применения, так и существенным повышением относительной стоимости.

С повышением класса точности возрастают точностные требования ко всем элементам подшипников как внутренним, обеспечивающим точность вращения и зазоры, так и внешним, обеспечивающим посадку колец на вал или в корпус изделия.

Определение годности колец подшипников имеет особенность. Кольца подшипников, находящиеся до монтажа в свободном состоянии, вследствие упругих деформаций могут иметь овальность (рис. 1, б). Однако кольца могут оказаться годными даже в том случае, когда у данного подшипника наибольший D_{max} и наименьший D_{min} диаметры посадочных поверхностей выходят за допустимые пределы. Это объясняется тем, что кольца многих типов подшипников имеют малую толщину, сравнительно легко деформируются и после сборки с валами или корпусами принимают форму круглых цилиндров, имеющих средние диаметры, определяемые по формулам

$$D_m = 0,5 \cdot (D_{max} + D_{min}) \quad (1)$$

$$d_m = 0,5 \cdot (d_{max} + d_{min}) \quad (2)$$

В связи с этим стандартом установлены предельные отклонения номинального D , d и среднего D_m , d_m значений диаметров колец. Средние диаметры D_m и d_m определяют расчетом по формулам (1) и (2) как среднее арифметическое наибольшего и наименьшего значений диаметра измеренного в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

ПРИМЕР 1.1 Для радиально-упорного шарикоподшипника с номинальным диаметром внутреннего кольца $d = 60$ мм класса точности 0 отклонения будут следующие:

для среднего диаметра d_m $ES_m = 0$, $EI = -0,015$ мм;

для номинального диаметра d $ES = 0,004$, $EI = -0,019$ мм.

Предельные размеры диаметров следующие:

средний диаметр $d_{m\ max} = 60$ мм, $d_{m\ min} = 59,985$ мм;

номинальный диаметр $d_{max} = 60,004$ мм, $d_{min} = 59,981$ мм.

Случай 1. Если при измерении кольца подшипника оказалось, что $d_{max} = 59,997$ мм и $d_{min} = 59,983$ мм, т.е. размеры находятся в поле допуска, то такое кольцо считается годным, так как его средний диаметр не выходит за предельные значения, находящиеся в интервале от 59,997 мм до 60,000 мм: $d_{max} = 59,997$ мм меньше его наибольшего

предельного значения, равного 60,004 мм, а $d_{min} = 59,983$ мм больше его наименьшего значения, равного 59,981 мм.

Случай 2. Если при измерении кольца подшипника оказалось, что $d_{max} = 60,003$ мм и $d_{min} = 59,999$ мм, т.е. размеры находятся в поле допуска. Однако это кольцо признается негодным, так как его средний диаметр выходит за наибольший предельный размер $d_{max} = 60,003$ мм, несмотря на то, что значения d находятся в пределах допуска.

1.2 Условные обозначения подшипников качения

Условные обозначения подшипников содержат большой объем информации о многих свойствах подшипников, поэтому являются очень громоздкими. Это обозначение состоит из знаков основного условного обозначения и знаков, обозначающих дополнительное требование к подшипнику. Структура условного обозначения подшипника представлена на рис. 2.



Рисунок 2 Структура условного обозначения подшипников качения

Основное условное обозначение подшипника в общем случае содержит следующие параметры:

- размерную серию (серия диаметров и ширины);
- тип и конструктивное исполнение;
- диаметр отверстия.

Дополнительные данные о подшипнике содержат сведения об отличии его от основного исполнения и располагаются справа и слева от основного условного обозначения.

Основное условное обозначение состоит из семи знаков, хотя в отдельных случаях в нем может быть два, три или четыре знака.

Одна или две цифры справа указывают значение диаметра отверстия подшипника: одна цифра, когда диаметр до 10 мм, и две, когда диаметр больше 10 мм. В этом обозначении принят ряд условностей. Так, при диаметре 10 мм в условном обозначении указывается «00»: при 12 мм – «0,1», при 15 мм – «0,2» и при 17 мм – «0,3».

Значения диаметра отверстий, кратные 5, обозначаются числом, которое является частным от деления значения этого диаметра на 5. Таким образом, умножив одну или две последние цифры обозначения на 5, получим значение диаметра отверстия. При диаметре отверстия до 10 мм значение диаметра указывается первой цифрой справа от условного обозначения, а слева от него – указывается цифра «0».

Второй или третьей цифрой справа (в зависимости от значения диаметра отверстия) указывается условный знак серии диаметров, который вместе с серией ширины (указывается седьмой цифрой справа или, что то же самое, первой слева) характеризует серию подшипников, т.е. сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые. В ГОСТ 3478-79 установлено девять серий по диаметру (0, 8, 9, 7, 1, 2, 3, 4, 5) и десять серий по ширине (высоте) (7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6). Серии диаметров перечислены в направлении увеличения размера наружного кольца при одинаковых размерах внутреннего кольца, а серии ширины (высоты) – в порядке увеличения ширины (высоты).

Четвертая цифра справа условно обозначает тип подшипника по воспринимаемой нагрузке и форме тел качения:

тип «0» - подшипники радиальные шариковые;

тип «1» - подшипники радиальные шариковые сферические;

тип «2» - подшипники радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами;

тип «3» - подшипники радиальные роликовые сферические;

тип «4» - подшипники радиальные роликовые игольчатые или роликовые с длинным цилиндрическим роликом;

тип «6» - подшипники радиально-упорные шариковые;

тип «7» - подшипники радиально-упорные роликовые конические;

тип «8» - подшипники упорные или упорно-радиальные шариковые;

тип «9» - подшипники упорные или упорно-радиальные роликовые.

Пятый и шестой знаки справа от основного обозначения характеризуют конструктивные исполнения подшипника. Для этого используются цифры от «00» до «99».

Седьмой знак, как уже упоминалось, означает серию ширины. Здесь есть еще одна условность в обозначении; если серия ширины «0», то она не указывается; если и предыдущие обозначения, т.е. конструктивное исполнение и тип подшипника тоже обозначаются нулями, то и они не указываются. Коротко говоря, с левой стороны основное условное обозначение не должно начинаться с нуля, а если они относятся к данному подшипнику, то это обозначение опускается. Поэтому может получиться, что основное условное обозначение вместо семи цифр будет состоять из двух цифр.

Приведем несколько примеров основного условного обозначения.

ПРИМЕР 1.2 Подшипник 1000094.

1 – серия ширины по ГОСТ 3478-79;

00 – конструктивное исполнение по ГОСТ 3395;

0 – тип подшипника;

0 – диаметр внутренний менее 10 мм;

9 – серия диаметров по ГОСТ 3478-79;

4 – значение диаметра отверстия в мм.

ПРИМЕР 1.3 Подшипник 25:

5 – внутренний диаметр;

2 – серия диаметров по ГОСТ 3478-79.

Обозначения других характеристик подшипника опущены. Если рассматривать эту запись слева направо, то серия ширины подшипника «0», конструктивное исполнение «00» и дополнительное обозначение «0» показывает, что диаметр отверстия менее 10 мм.

Дополнительные знаки слева от основного обозначения отделяются от него с помощью тире « – ». Первая цифра слева от основного обозначения указывает класс точности по ГОСТ 520-71, потом группу радиального зазора, момент трения и категорию подшипника.

ПРИМЕР 1.4 Подшипник A125-3000205.

5 – 5-й класс по ГОСТ 520-89;

2 – группа радиального зазора;

1 – ряд момента трения;

A – категория подшипника.

Для некоторых подшипников есть ограничения в составе дополнительного оборудования.

Дополнительные знаки справа от основного обозначения указывают на материал деталей, конструктивные изменения, смазку и др. Полная расшифровка этих сведений приведена в приложении ГОСТ 3189-89.

ПРИМЕР 1.5 Подшипник А75-3280206ЕТ2С2.

А – категория подшипника;

7 – радиальный зазор по группе 7 ГОСТ 24810;

5 – класс точности 5 *n**ГОСТ 520-71;

3280206 – основное условное обозначение подшипника;

Е – сепаратор из пластического материала;

Т2 – температура отпуска колец 250 С;

С2 – смазка ЦИАТИМ-221.

Условные обозначения подшипников наносят на любой поверхности подшипника, кроме поверхностей качения.

1.3 Поля допусков колец подшипников качения

Классы точности подшипников качения характеризуются допусками на размеры, точность формы и расположения сопрягаемых поверхностей колец подшипников, а для образования посадок необходимо нормировать основные отклонения и направления расположения допусков на размер отверстия внутреннего кольца и размер диаметра наружной поверхности наружного кольца, т.е. нормировать поля допусков.

Основное отклонение посадочных мест колец подшипника обозначают латинской буквой L (от немецкого *das Lages* – подшипник) для диаметра отверстия и буквой l для диаметра наружной поверхности наружного кольца. Поле допуска образуется основным отклонением и рядом точности, который характеризует допуск на размер. Таким образом, для среднего диаметра отверстия подшипника (внутреннего кольца подшипника) установлены поля допусков L0, L6, L5, L4, L2. Для среднего диаметра вала (наружного кольца подшипника) установлены поля допусков 10, 16, 15, 14, 12 (рис. 3).

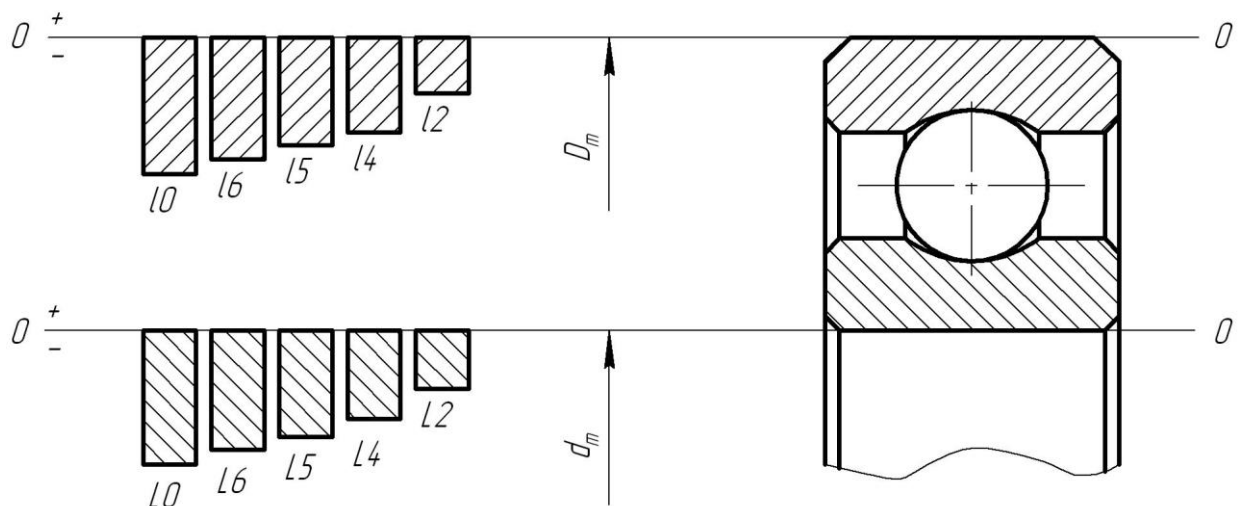


Рисунок 3 Схема расположения полей допусков на наружный диаметр и диаметр отверстия подшипника

Для сокращения номенклатуры подшипники изготавливают с отклонениями размеров внутреннего и наружного диаметров колец, не зависящих от посадки, по которой их будут монтировать. Для всех типоразмеров верхнее отклонение присоединительных диаметров принято равным нулю. Таким образом, диаметры наружного D_m и внутреннего d_m колец приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия, а следовательно, посадки наружного кольца с корпусом осуществляют по системе вала, а посадки внутреннего кольца с валом – по 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 (рис. 3).

При таком перевернутом расположении поля допуска отверстия внутреннего кольца для получения соединений колец с валами с небольшим натягом не нужно прибегать к специальным посадкам, а можно получать их, используя для валов поля допусков $n6$, $m6$, $k6$, $j6$ или те же поля 5-го и 4-го квалитетов. Соединение вала, имеющего одно из указанных полей (кроме $j6$, $j5$ и $j4$), с внутренним кольцом подшипника дает посадку с небольшим гарантированным натягом. Посадки с небольшими натягами не применяют из-за тонкостенной конструкции колец подшипников и трудности получения в них требуемых рабочих зазоров. Посадку подшипника качения на вал и в корпус выбирают в зависимости от типа и размера подшипника, условий его

эксплуатации, величины и характера действующих на него нагрузок и вида нагружения колец.

1.4 Виды нагружения колец подшипников качения

Схема «вращается вал» имеет место у подшипников валов короб передач, у роторов электродвигателей, в центробежных насосах, центрифугах, редукторах и т.п., где внутреннее кольцо вращается вместе с валом. Схема «вращается корпус» лежит в основе работы подшипников в колесах автомобилей, тракторов, самолетов, в роликах конвейеров, когда при работе вращается наружное кольцо. Различают три вида нагружения колец: местное, циркуляционное, и колебательное (ГОСТ 3325-85).

При местном нагружении действующая на подшипники результирующая радиальная нагрузка F_r постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения кольца подшипника и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. На рис. 4, а вращается внутреннее кольцо, а на рис. 4, б вращается наружное кольцо. Неподвижные кольца на этих рисунках испытывают постоянное нагружение, т.е. местное нагружение.

При циркуляционном нагружении действующая на подшипники результирующая радиальная нагрузка F_r воспринимается и передается телами качения в процессе вращения последовательно по всей длине окружности, а, следовательно, и последовательно по всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такой вид нагружения возникает, например, когда кольцо вращается относительно постоянно по направлению радиальной нагрузки, а также, когда нагрузка вращается относительно неподвижного или подвижного кольца. На рис. 4, в, г внутреннее кольцо, а на рис. 4, д, е наружное кольцо испытывают циркуляционную нагрузку.

При колебательном нагружении неподвижное кольцо подшипника подвергается одновременному воздействию радиальных нагрузок (постоянной по направлению) и вращающейся меньшей или равной по значению радиальной нагрузке. Их равнодействующая совершает периодическое колебательное движение симметричное относительно неподвижной радиальной силы, причем равнодействующая периодически передается соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности. На рис. 4, ж показано колебательное

нагружение наружного кольца, а на рис. 4, з – внутреннего кольца, при этом другое кольцо испытывает циркуляционное нагружение.

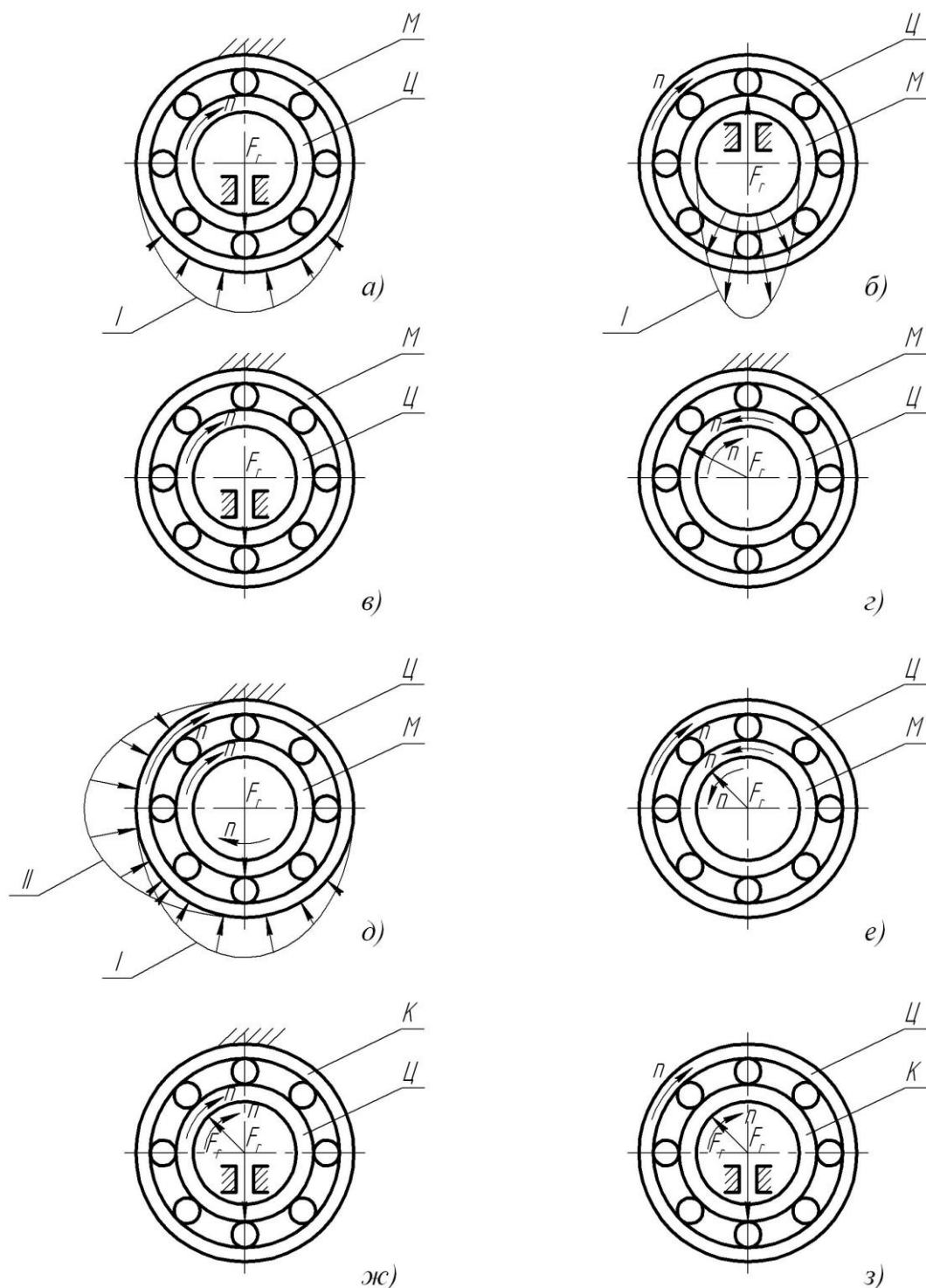


Рисунок 4 Три вида нагружения: *M*- местное; *Ц*- циркуляционное; *K*- колебательное; *I*, *II* - эпюра нагружения.

1.5 Выбор посадок подшипников качения на валы и в корпус

Посадку нужно выбирать так, чтобы вращающееся кольцо подшипника было смонтировано с натягом, исключающим возможность обкатки и проскальзывания этого кольца по посадочной поверхности вала или отверстия в корпусе в процессе работы под нагрузкой; другое кольцо нужно монтировать с зазором.

Исходя из этого необходимо:

- при вращающемся вале иметь неподвижное соединение внутреннего кольца с валом; наружное кольцо соединять с корпусом с небольшим зазором;
- при неподвижном вале внутреннее кольцо должно иметь посадку на валу с небольшим зазором, а наружное кольцо – неподвижную в корпусе.

С зазором монтируют то кольцо, которое испытывает местное нагружение. При такой посадке устраняется заклинивание шариков, а кольцо, смонтированное с зазором, под воздействием толчков и вибраций постепенно поворачивается по посадочной поверхности, благодаря чему износ беговой дорожки качения происходит равномерно по всей окружности кольца. Рекомендации по выбору полей допусков валов и отверстий для местно нагруженных колец приведены в табл. 1.

Монтаж подшипника с натягом производят преимущественно по тому кольцу, которое испытывает циркуляционное нагружение. Наличие зазора между циркуляционно нагруженным кольцом и посадочной поверхностью детали может привести к развальцовыванию и истиранию металла сопряженной детали, что недопустимо. При циркуляционном нагружении колец подшипников посадки на валы и в корпус выбирают по величине интенсивности радиальной нагрузки P_r на посадочной поверхности, которые подсчитываются по средним значениям посадочных натягов и приведены в табл. 2.

Интенсивность радиальной нагрузки рассчитывается по формуле:

$$P_r = \frac{F_r}{b} K_1 K_2 K_3 \quad (3)$$

где F_r – радиальная нагрузка на опору;

b – рабочая ширина посадочного места, см;

K_I – динамический коэффициент посадки (при перегрузке до 150%, умеренных толчках и вибрациях $K_I= 1$; при перегрузке до 300%, сильных ударах и вибрациях $K_I= 1,8$);

Таблица 1 Рекомендуются поля допусков валов и отверстий корпусов под подшипники качения с местно нагруженными кольцами

Типы подшипников	Номинальный диаметр, мм	Поля допусков		
		валов (осей)	отверстий в корпусе	
			неразъемные	разъемные
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%				
Все типы, кроме штампованных игольчатых	До 80	$h5, h6, q5,$	$H6, H7$	$H6, H7, H8^*$
	Свыше 80 до 260	$g6, f6, js6$	$G6, G7$	
	Свыше 260 до 500	$f6, js6$		
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300%				
Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных	До 80	$h5, h6$	$Js6, Js7$	$Js6, Js7$
	Свыше 80 до 260	$g5, g6$	$H6, H7$	
	Свыше 260			
Роликовые конические двухрядные	До 120	$h5, h6$	$H6, H7$	$Js6, Js7$
	Свыше 120	$g5, g6$		
Нагрузка любая				
Игольчатые штампованные	Все размеры	$k5, k6^{**}$ $Js5, js6^{**}$	$K6, K7^{***}$ $Js6, Js7$	$Js6, Js7$ (в стальной стакан)
*Поля допусков $f6$ и $H8$ применять при частоте вращения не более 60% от предельно допустимой.				
**Соединения подшипников с валами $k5, k6, js5, js6$ осуществляют с помощью селективной сборки.				
***Для корпусов из цветного металла.				

Таблица 2 Допустимые нагрузки на посадочные поверхности вала и корпуса

Диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника, мм		Допустимое значение Pr , КН/м			
		при посадке на вал			
свыше	до	$js5, js6$	$k5, k6$	$m5, m6$	$n5, n6$
18	80	До 300	300-1400	1400-1600	1600-3000
80	180	600	600-2000	2000-2500	2500-4000
180	360	700	700-3000	3000-3500	3500-6000
360	630	900	900-3500	3500-4500	4500-8000
Диаметр D наружного кольца, мм		при посадке в корпус			
		$K6, K7$	$M6, M7$	$N6, N7$	$P7$
свыше	до				
50	80	До 800	800-1000	1000-1300	1300-2500
180	360	1000	1000-1500	1500-2000	2000-3300
360	630	1200	1200-2000	2000-2600	2600-4000
630	1600	1600	1600-2500	2500-3500	3500-5500

K_2 – коэффициент (табл. 3), учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (при сплошном вале $K_2 = 1,0$);

K_3 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки F_r между рядом роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки F_a на опору.

$$b = B - 2r,$$

где B – ширина подшипника;

r – радиус скругления кромок отверстия внутреннего кольца.

Таблица 3 Значения коэффициента K_2

$d_{отв}/d$ или $D/D_{корп}$		Значения коэффициента K для			
		Вала			Корпуса
свыше	до	D/d 1,5	D/d (1,5 2,0)	D/d (2 3)	Для всех подшипников
-	0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,0
0,7	0,8	1,5	1,7	2,0	1,4
0,8	-	2,0	2,3	3,0	1,8

Примечание.: $D_{корп}$ – диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса;
 $d_{отв}$ – диаметр отверстия полого вала.

Значения коэффициента K зависят от соотношения величин F_a и F_r ,

$$K_3 = \frac{F_a}{F_r} \operatorname{ctg} \beta \quad (4)$$

где β – угол контакта тел качения с дорожками качения наружного кольца.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников с одним наружным или внутренним кольцом $K_3 = 1$. Зависимость между величиной представлена в табл. 4.

Таблица 4 Значения коэффициента K_3

$\frac{F_a}{F_r} \operatorname{ctg} \beta$	до 0,2	0,2-0,4	0,4-0,6	0,6-1,0	св. 1,0
K_3	1,0	1,2	1,4	1,6	2

По рассчитанной P_r и размеру кольца в табл. 1.3. находят рекомендуемую посадку. Пример расположения полей допусков колец подшипников качения и соответствующих им полей допусков валов и отверстий корпусов приведены на рис. 5.

ПРИМЕР 1.6 Выбрать посадку циркуляционно нагруженного внутреннего кольца радиального однорядного подшипника №205 класса точности 6.

Диаметр отверстия внутреннего кольца $d = 25$ мм, диаметр наружной поверхности наружного кольца $D = 52$ мм, ширина подшипника $B = 15$ мм, радиус скругления $r = 1,5$ мм. Расчетная радиальная реакция опоры $F_r = 3000$ Н, нагрузка ударная, перегрузка составляет 200%, осевая нагрузка отсутствует.

Динамический коэффициент посадки $K_1 = 1,8$, т.к. перегрузка составляет 300%. Коэффициент $K_2 = 1$, согласно табл. 1. Коэффициент $K_3 = 1$, т.к. осевая нагрузка на опору $F_a = 0$. Интенсивность нагрузки определим по формуле 1.3 $P_r = 450$ кН/м.

По табл. 2 заданным условиям соответствует поле допуска $k6$, образующее с кольцом посадку.

Когда динамический коэффициент K найти точно затруднительно, посадку можно определить по минимальному натягу между

циркуляционно нагруженным кольцом и поверхностью сопрягаемой с ним детали. Приблизительно минимальный натяг можно определить по формуле

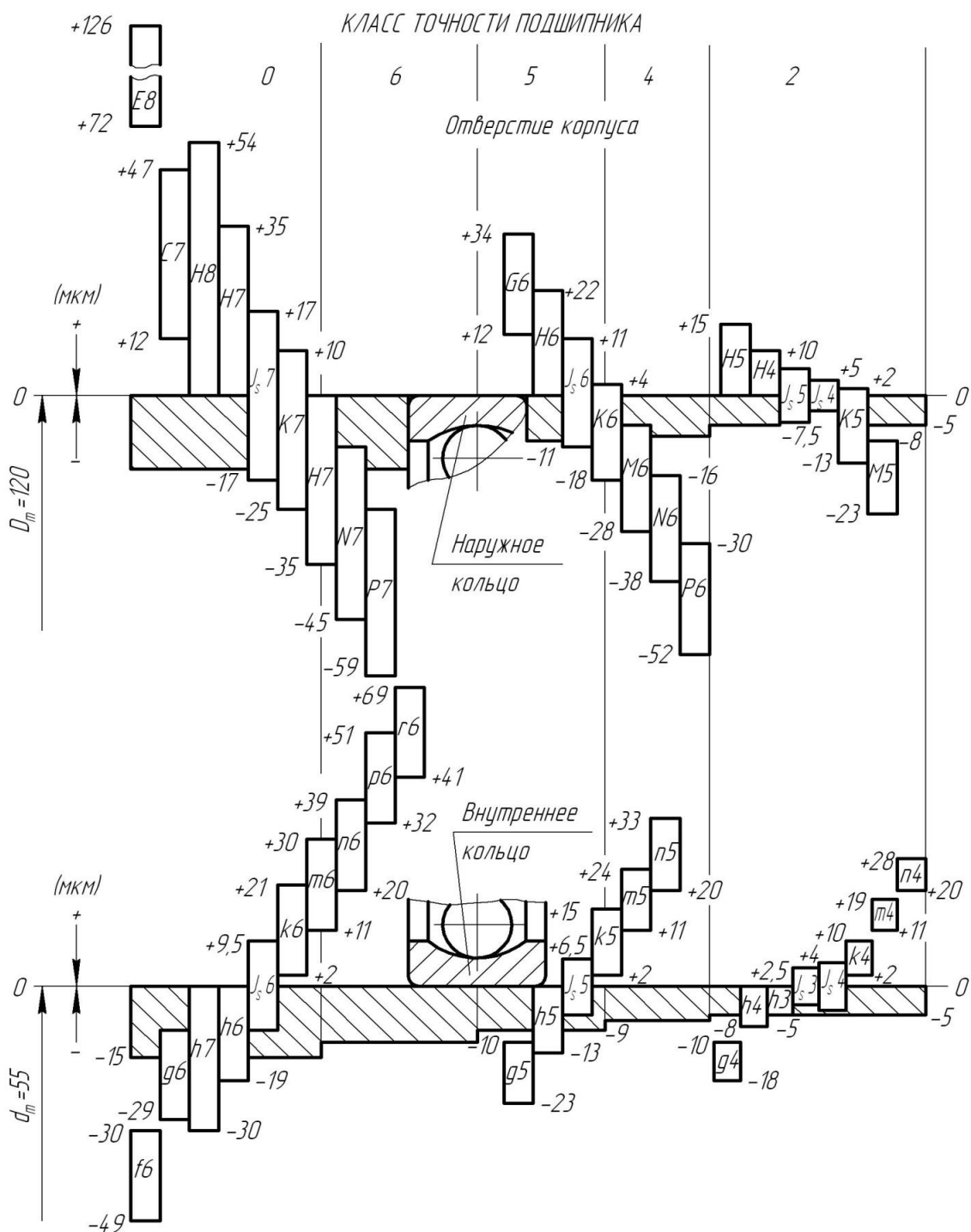


Рисунок 5 Схема расположения полей допусков на диаметры колец подшипников качения (*КВ*- внутреннего; *hB*- наружного), отверстий в корпусах и валов (отклонения в мкм).

$$N_{\min} = \frac{13F_r N'}{10^6(B - 2r)}, \quad (5)$$

где F_r – радиальная нагрузка;

N' – коэффициент: для легкой серии подшипников $N' = 2,8$;

для средней $N' = 2,3$;

для тяжелой $N' = 2,0$.

По найденной величине N_{\min} выбирают ближайшую посадку. Во избежание разрыва колец подшипника наибольший натяг посадки не должен превышать величину допустимого натяга

$$N_{\text{дон}} = \frac{11,4[\sigma_g]N'd}{(2N'-2)10^3}, \quad (6)$$

где $[\sigma_g]$ – допустимое напряжение на растяжение (для подшипниковой стали $[\sigma_g] = 400 \text{ МН/м} \approx 40 \text{ кгс/мм}$).

При назначении больших натягов необходимо проверять, чтобы после сборки подшипникового узла радиальные зазоры не выходили за допустимые пределы.

1.6 Обозначение подшипниковых посадок

Обозначение посадок подшипниковых соединений такое же, как принято в ЕСДП, т.е. в виде дроби, когда в числителе указывают поле допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала (рис. 6). Одним из полей допусков является поле допуска кольца подшипника.

Обозначение посадки подшипника на вал (в системе отверстия) может иметь вид:

Обозначение посадки подшипника в отверстие корпуса (в системе вала) может иметь вид:

Стандартом допускается, а на производстве этим пользуются, не указывать поле допуска подшипника (рис. 6), так как применение системы отверстия для соединения внутреннего кольца подшипника с валом и системы вала для соединения наружного кольца с отверстием корпуса, является обязательным. Таким образом, на сборочном чертеже допускается в месте посадки указывать только поле допуска размера, который будет обрабатываться по данному чертежу на данном

производстве, и не указывать точность (поле допуска) поверхности подшипника. Такая система многих устраивает, так как является более простой, но существенный недостаток этого обозначения в том, что на чертеже не указывается в явном виде точность используемого подшипника. Однако класс точности подшипника приводится в его обозначении в спецификации к сборочному чертежу.

Обозначения выше приведенных посадок подшипника на вал и в отверстие корпуса будут иметь вид: (рис. 6).

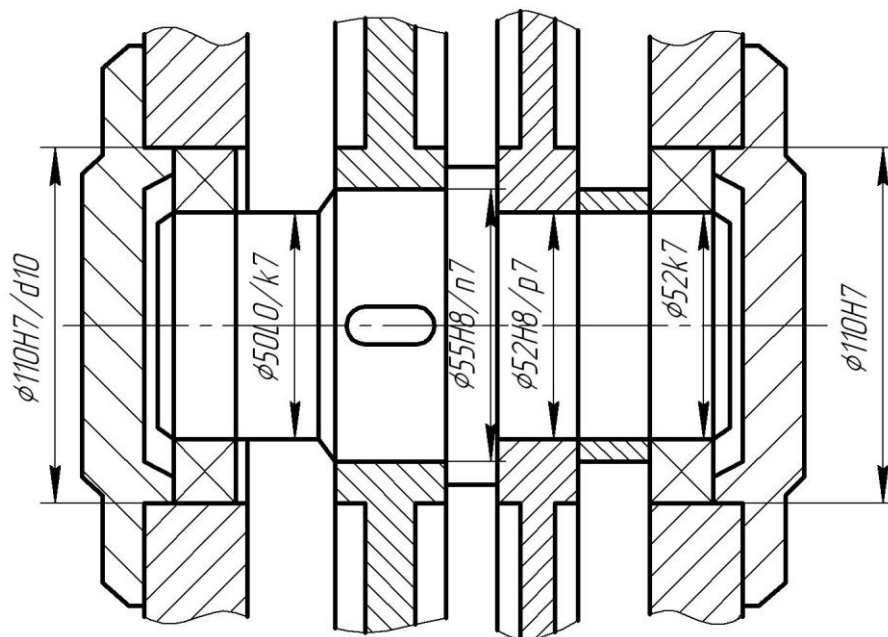


Рисунок 6 Обозначения посадок подшипника на вал и в отверстии корпуса

Обозначения полей допусков деталей, входящих в узел, показанный на рис. 6, приведены на рис. 7 (за исключением деталей, входящих в правую подшипниковую опору).

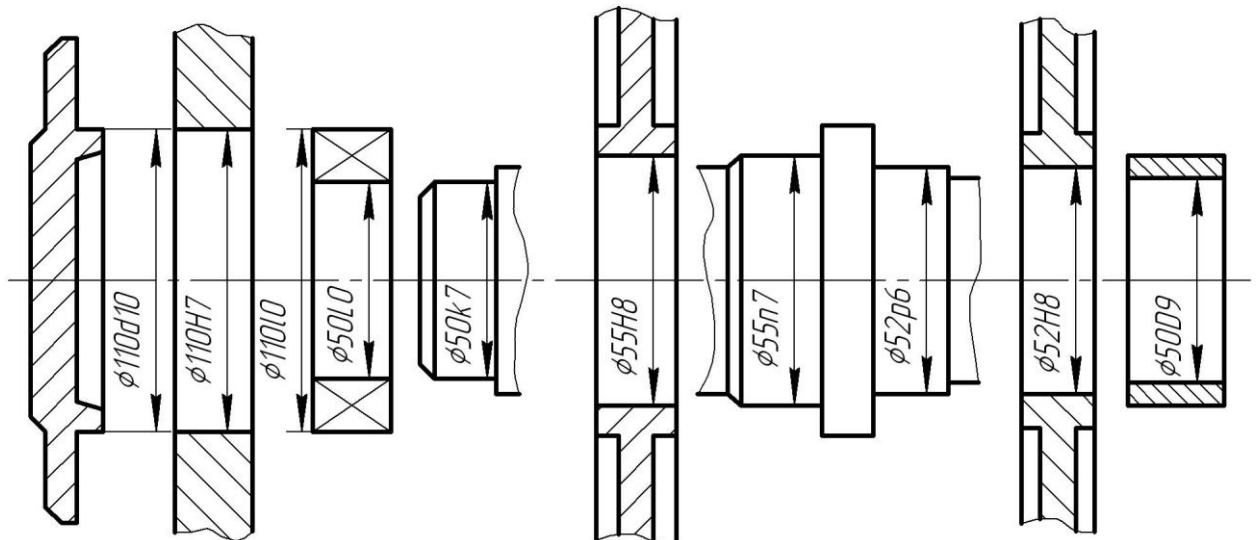


Рисунок 7 Поля допусков деталей, входящих в узел Г промежуточных валов редуктора

2 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы для одного подшипника провести выбор и расчет в следующей последовательности:

- 1) изучить конструкцию узла и его служебное назначение;
- 2) исходя из принципа работы узла определить вид нагружения колец подшипника;
- 3) по формуле 3 определить интенсивность радиальной нагрузки;
- 4) основываясь на данных табл. 2 назначить посадку на циркуляционно нагруженное кольцо;
- 5) основываясь на данных табл. 1 назначить посадку на местно нагруженное кольцо;
- 6) рассчитать параметры подшипниковых посадок и сравнить их с посадками гладких соединений в системе вала и отверстия;
- 4) сделать вывод об отличии систем посадок подшипников и гладких соединений.

3 Контрольные вопросы

1. Чем система посадок подшипников отличается от системы посадок гладких соединений.
2. Для чего поле допуска внутреннего кольца направлено в «-»?
3. Что такое местное нагружение кольца подшипника?

4. Что такое циркуляционное нагружение кольца подшипника?
5. Что такое колебательное нагружение кольца подшипника.
6. Какие посадки рекомендовано принимать для местно нагруженных колец? Почему?
7. Какие посадки рекомендовано принимать для циркуляционно нагруженных колец? Почему?
8. Как подразделяются подшипники по классу точности.
9. Назовите основные детали подшипника качения.
10. Расшифруйте обозначение подшипника.
11. Расшифруйте обозначения посадок подшипников качения на чертежах.
12. Как соотносится точность посадочных поверхностей с классом точности подшипника?

Библиографический список

1. Емельянов С.Г. Нормирование точности в машиностроении: учебное пособие/ С.Г. Емельянов, Е.А. Кудряшов, Е.И. Яцун, Е.В. Павлов, С.А. Чевычелов, С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 440 с.
2. Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – Старый Оскол : ТНТ, 2010. – 539 с.
3. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1/ М.А. Палей, А.Б. Романов, В. А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. - 530 с.
4. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2/М. А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. – 629 с.
5. Якушев А. И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения М.: Машиностроение, 1986.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования**

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе


« 10 / 05 »



**РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ГЛАДКИХ
ПРЕДЕЛЬНЫХ КАЛИБРОВ**

**Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направления 15.03.01 Машиностроение**

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составители: О.С. Зубкова

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *Е.И. Яцун*

Расчет исполнительных размеров гладких предельных калибров: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направления 15.03.01 Машиностроение / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова. Курск, 2023. 12 с., ил. 3, табл. 2, Библиогр.: 12 с.

Издаются методические указания по выполнению лабораторной работы, относящиеся к расчету исполнительных размеров предельных калибров: калибра-пробки, калибра-скобы, контр-калибра, рассмотрен пример расчета исполнительных размеров предельных калибров для контроля вала и отверстия.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления 15.03.01 Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 0,7. Уч. - изд. л. 0,63 . Тираж 30 экз. Заказ ~~369~~ Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.

305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы:

Научиться рассчитывать предельные калибры для заданного сопряжения.

Инструменты и материалы для работы

1. Персональный компьютер
2. Сборочный чертеж узла
3. Справочник по выбору размеров необходимых калибров

1 Теоретическая часть

При изготовлении деталей их действительные размеры в силу различных причин иногда оказываются вне поля допуска. Годность действительных размеров устанавливают либо путем их измерения, либо путем контроля.

Измерить значит определить действительный размер с заданной точностью в принятых линейных единицах с помощью каких-либо универсальных измерительных средств.

Проконтролировать - значит установить факт годности или негодности детали узла или изделия.

Калибр - бесшкальный измерительный инструмент, предназначенный для контроля размеров, формы и взаимного расположения частей изделий.

Схема контроля цилиндрических поверхностей гладкими калибрами следующая: если детали годные, то проходные калибры ПР должны проходить (входить) по контролируемой поверхности, а непроходные НЕ - не должны проходить (входить). Детали, не удовлетворяющие любому из этих условий, являются негодными, их отбраковывают. При этом они могут быть подразделены на исправимый брак (валы с завышенным размером, отверстия с заниженным размером) и неисправимый брак.

Существуют три варианта исполнения гладких калибров:

1. однопредельные пробки или скобы, применяемые преимущественно при контроле относительно больших;
2. двусторонние калибры, которые несколько ускоряют контроль, однако они предусмотрены лишь для размеров 1... 10 мм (калибры-скобы) и 1... 50 мм (калибры- пробки);

3 односторонние двух предельные калибры компактнее, дешевле, вдвое ускоряют контроль, а потому наиболее широко рекомендуются к применению. Эти калибры предусмотрены для широкого диапазона размеров.

Односторонние скобы, начиная с размеров св. 20 мм для контроля валов до 8 качества включительно, обязательно должны снабжаться теплоизоляционными ручками-накладками.

Обозначения нерегулируемых предельных рабочих калибров для контроля отверстий и валов с номинальным диаметром от 1 до 500 мм и контрольных калибров для калибров-скоб установлены ГОСТ 24853-81 и приведены в табл. 1.

Таблица 1 Виды гладких калибров

Обозначение вида калибра	Наименование вида калибра
Калибры для вала	
ПР	Калибр-скоба гладкий проходной
НЕ	Калибр-скоба гладкий непроходной
Контрольные калибры для калибров-скоб	
К-ПР	Калибр-пробка гладкий контрольный проходной для нового гладкого проходного калибра-скобы Калибр-пробка гладкий контрольный проходной для нового гладкого непроходного калибра-скобы Калибр-пробка гладкий контрольный для контроля износа гладкого проходного калибра-скобы
К-НЕ	
К-И	
Калибры для отверстий	
ПР	Калибр-пробка гладкий проходной
НЕ	Калибр-пробка гладкий непроходной

Расчёт гладких калибров сводится к определению исполнительных размеров измерительных поверхностей, ограничению отклонений их формы и назначению оптимальной шероховатости. В качестве

исполнительного размера калибра-пробки берётся наибольший предельный его размер с отрицательным отклонением, равным допуску на изготовление калибра. А в качестве исполнительного размера скобы берётся наименьший предельный её размер с положительным отклонением, равным допуску на изготовление калибра [2].

Схема расчета калибра-пробки представлена на рис. 1. Расчет исполнительных размеров калибра-пробки ведется по следующим формулам:

Проходная сторона новая:

$$ПР = D_{min} + Z + \frac{H}{2} \quad (1)$$

Проходная сторона изношенная:

$$И = D_{min} - Y + \alpha \quad (2)$$

Непроходная сторона:

$$НЕ = D_{max} - \alpha + \frac{H}{2} \quad (3)$$

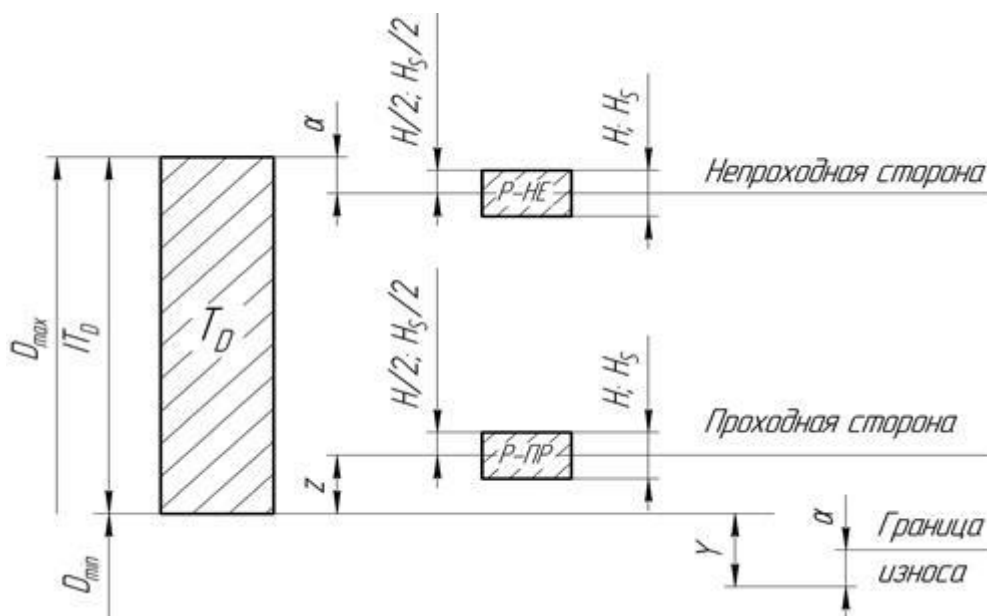


Рисунок 1 Схема расчета калибра-пробки

Схема расчета калибра-скобы представлена на рис. 2. Расчет исполнительных размеров калибра-пробки ведется по следующим формулам:

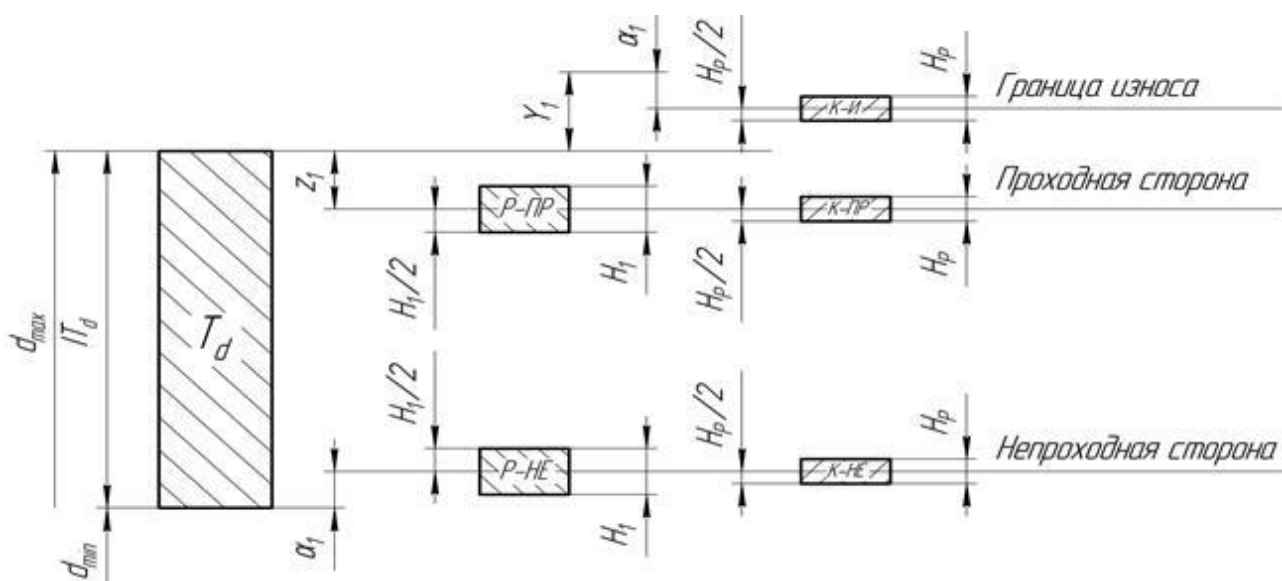


Рисунок 2 Схема расчета калибра-скобы

Проходная сторона новая:

$$\text{ПР} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} \quad (4)$$

Проходная сторона изношенная:

$$\text{И} = d_{\max} + Y_1 - \alpha_1 \quad (5)$$

Непроходная сторона:

$$\text{НЕ} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H}{2} \quad (6)$$

Размеры исполнительных размеров контр-калибров к скобам:

$$\text{К} - \text{ПР} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_p}{2} \quad (7)$$

$$\text{К} - \text{И} = d_{\max} + Y_1 - \alpha_1 + \frac{H_p}{2} \quad (8)$$

$$\text{К} - \text{НЕ}_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_p}{2} \quad (9)$$

При расчёте исполнительных размеров калибров необходимо пользоваться следующими правилами округления:

— размеры рабочих калибров для контролируемых деталей классов 6–14 и всех контрольных калибров следует округлять до величин, кратных 0,5 мкм, в сторону сокращения производственного допуска контролируемой детали.

Параметры шероховатости исполнительных поверхностей гладких предельных калибров в соответствии с ГОСТ 2015-84 представлены в табл. 2.

Таблица 2 Параметры шероховатости исполнительных поверхностей гладких предельных калибров

Вид калибра	Контролируемое изделие		Параметр шероховатости R_a по ГОСТ 2789 , мкм, для диаметров	
	Квалитет	Класс точности	от 0,1 до 100 мм	св. 100 до 360 мм
Калибр-пробка	6	1	0,04	0,08
	7-9	2-3	0,08	0,16
	10-12	3а-5	0,16	
	13 и грубее	6 и грубее	0,32	0,32
Калибр-скоба	6-9	2-3	0,08	0,16
	10-12	3а-5	0,16	
	13 и грубее	6 и грубее	0,32	0,32
Контрольный калибр	6-9	2-3	0,04	0,08
	10 и грубее	3а и грубее	0,08	0,16

С основными конструкциями гладких предельных калибров можно ознакомиться: калибры-пробки ГОСТ 14807... ГОСТ 14827; калибры-скобы ГОСТ 18358 ... ГОСТ 18369.

2 Пример расчета

Рассчитать предельные исполнительные размеров калибра-скобы для контроля вала $\varnothing 68$ т6:

Предельные размеры контролируемого вала:

$$d_{max} = 68,094 \text{ (мм)};$$

$$d_{min} = 68,075 \text{ (мм)}.$$

Найдем данные для определения размеров необходимых калибров для вала по табл. ГОСТ 24853-81

$$Z_1 = 0,004 \text{ мм}, Y_1 = 0,003 \text{ мм}, H_1 = 0,005 \text{ мм}; H_p = 0,002 \text{ мм}, \alpha_1 = 0.$$

Расчет исполнительных размеров рабочего калибра-скобы проводим по формулам (4) – (6).

Проходная сторона новая:

$$ПР = 68,094 - 0,004 - \frac{0,005}{2} = 68,0875 \text{ (мм)}$$

Проходная сторона изношенная:

$$И = 68,094 + 0,003 - 0 = 68,097 \text{ (мм)}$$

Непроходная сторона:

$$НЕ = 68,075 + 0 - \frac{0,005}{2} = 68,0725 \text{ (мм)}$$

Исполнительные размеры калибра-скобы:

$$ПР = 68,0875^{+0,005}; НЕ = 68,0725^{+0,005}.$$

Расчет исполнительных размеров контр-калибра проводим по формулам (7) – (9).

$$К - ПР = 68,094 - 0,004 + \frac{0,002}{2} = 68,089 \text{ (мм)}$$

$$К - И = 68,094 + 0,003 - 0 + \frac{0,002}{2} = 68,098 \text{ (мм)}$$

$$К - НЕ = 68,075 + 0 + \frac{0,002}{2} = 68,076$$

Исполнительные размеры контркалибров:

$$К-ПР = 68,091_{-0,002}; К-И = 68,0098_{-0,002}; К-НЕ = 68,076_{-0,002};$$

Схема расчета калибра-скобы для контроля размера $\varnothing 68$ т6 представлена на рис. 3.

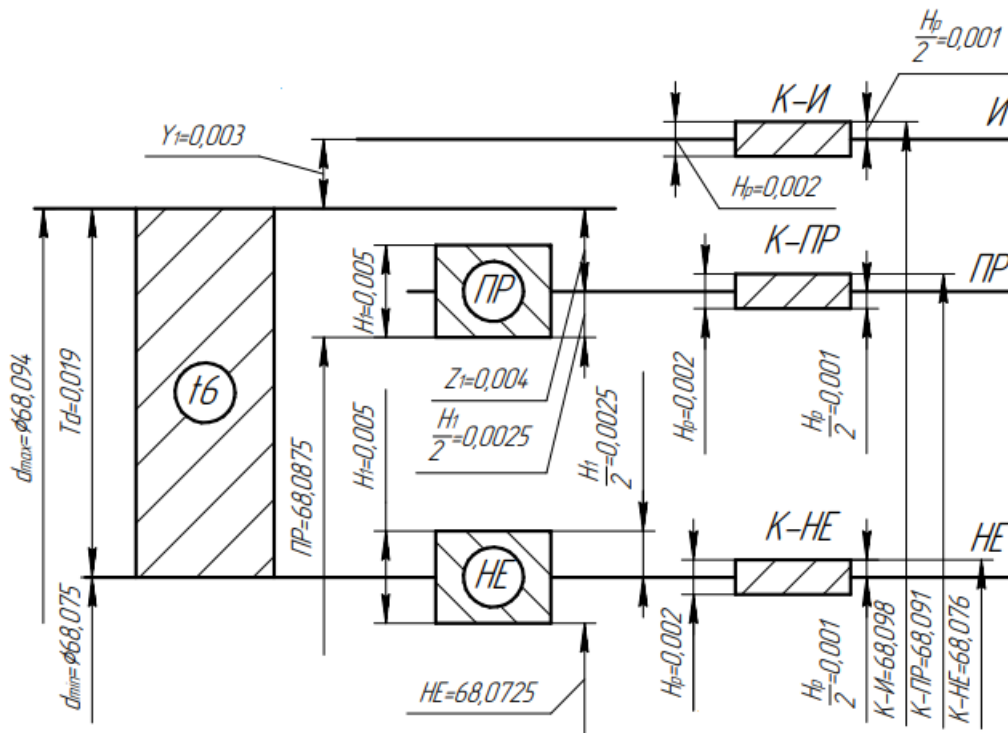


Рисунок 3 Схема расчета калибра-скобы для контроля размера $\text{Ø}68 t6$

3 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы для одной из посадок узла, указанной преподавателем провести расчет гладких предельных калибров в следующей последовательности:

- 1) рассчитать предельные размеры контролируемых поверхностей;
- 2) пользуясь приложением 1 определить допуски и отклонения калибра-скобы и калибра-пробки;
- 3) построить схему расчета калибра-пробки;
- 4) рассчитать исполнительные размеры калибра-пробки;
- 5) построить схему расчета калибра-скобы;
- 6) рассчитать исполнительные размеры калибра-скобы;
- 7) рассчитать исполнительные размеры контр-калибра;
- 8) назначить параметры шероховатости на исполнительные поверхности калибров.

4 Контрольные вопросы

1. Что такое калибр?
2. Какие конструкции калибров вы знаете?
3. Как осуществляется контроль вала калибром-скобой?
4. Как осуществляется контроль вала калибром-пробкой?
5. Для чего предназначен контр-калибр?
6. Покажите на схеме поля допусков исполнительных размеров рабочих калибров и контр-калибров? Как они обозначаются?
7. Как рассчитываются исполнительные размеры калибра-скобы?
8. Как рассчитываются исполнительные размеры калибра-пробки?
9. Как должны округляться исполнительные размеры калибров?

Библиографический список

1. Емельянов С.Г. Нормирование точности в машиностроении: учебное пособие/ С.Г. Емельянов, Е.А. Кудряшов, Е.И. Яцун, Е.В. Павлов, С.А. Чевычелов, С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 440 с.
2. Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – Старый Оскол : ТНТ, 2010. – 539 с.
3. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1/ М.А. Палей, А.Б. Романов, В. А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. - 530 с.
5. Якушев А. И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения М.: Машиностроение, 1986.

ДОПУСКИ И ОТКЛОНЕНИЯ КАЛИБРОВ

Классификация допусков и отклонений	Обозначение размеров и допусков	Интервалы размеров, мм													Допуск на форму калибра
		до 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	
		Размеры и допуски, мкм													
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8	IT1 IT2 IT1
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Z ₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	
	Y ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7	
	H ₁ , H ₂	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
	H ₁ ¹ , H _p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
7	Z	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	IT2 IT1 IT1
	Z ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	H, H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H ₁ ¹ , H _p	—	—	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
	H _p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8	
8	Z	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18	IT2 IT3 IT1
	Z ₁	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H ₁ ¹ , H _p	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
9	Z	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32	IT2 IT3 IT1
	Z ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H ₁ ¹ , H _p	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
10	Z	5	6	7	8	9	11	13	15	18	24	27	32	37	IT2 IT3 IT1
	Z ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	9	11	14	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H ₁ ¹ , H _p	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
11	Z	10	12	14	16	19	22	25	28	32	40	45	50	55	IT4 IT3 IT1
	Z ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	15	15	20	
	H, H ₁	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H ₁ ¹ , H _p	—	—	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
12	Z	10	12	14	16	19	22	25	28	32	45	50	65	70	IT4 IT3 IT1
	Z ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	20	30	35	
	H, H ₁	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H ₁ ¹ , H _p	—	—	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	

Квалитеты допусков и допусков	Обозначение размеров и допусков	Интервалы размеров, мм														Допуск на форму калибра
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500		
		Размеры и допуски, мкм														
13	Z, Z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	80	90	100	110	IT5 IT5 IT2	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	25	35	45	55		
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63		
	H_v	—	—	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40		
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15		
14**	Z, Z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	100	110	125	145	IT5 IT5 IT2	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	55	70	90		
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63		
	H_v	—	—	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40		
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15		
15**	Z, Z_1	40	48	56	64	72	80	90	100	110	170	190	210	240	IT5 IT5 IT2	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	70	90	110	140		
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63		
	H_v	—	—	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40		
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15		
16** 17	Z, Z_1	40	48	56	64	72	80	90	100	110	210	240	280	320	IT5 IT5 IT2	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	110	140	180	220		
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63		
	H_v	—	—	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40		
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15		

* Для размеров св. 6 мм.

** Для размеров св. 1 мм.

Примечания:

1. Числовые значения стандартных допусков — по ГОСТ 25347.
2. Исполнительные размеры рабочих калибров — по ГОСТ 21401.
3. С целью ограничения числа проходных калибров-пробок размерами до 180 мм с основным отклонением диаметра контролируемого отверстия H рекомендуется изготовлять их для отверстий:
 - 9 и 10 квалитета — по 9 квалитету;
 - 11 и 12 квалитета — по 11 квалитету;
 - 13 и 14 квалитета — по 13 квалитету;
 - 15, 16 и 17 квалитета — по 15 квалитету;
 с основным отклонением D для отверстий:
 - 9 и 10 квалитета — по 9 квалитету;
 с основным отклонением V для отверстий:
 - 11 и 12 квалитета — по 11 квалитету.

(Измененная редакция, Изм. № 1).

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
Юго-Западный государственный университет
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования**

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
О. Г. Догаткина
« 10 » 05 2023 г.



**ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПРЯМОБОЧНЫХ ШЛИЦЕВЫХ
СОЕДИНЕНИЙ**

**Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направления 15.03.01 Машиностроение**

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составитель: О.С. Зубкова

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *Е.И. Яцун*

Допуски и посадки прямобочных шлицевых соединений: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направления 15.03.01 Машиностроение / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова. Курск, 2023. 11 с., ил. 2, табл. 3, Библиогр.: 11 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, относящиеся к расчету допусков и посадок прямобочных шлицевых соединений. Рассмотрены особенности назначения параметров точности прямобочных шлицевых соединений при выполнении сборочного чертежа узла.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления 15.03.01 Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,64. Уч. - изд. л. 0,58. Тираж 30 экз. Заказ ~~370~~ Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы:

Научится назначать допуски и посадки прямобочных шлицевых соединений

Инструменты и материалы для работы.

1. Персональный компьютер
2. Справочник по выбору допусков и посадок
3. Сборочный чертеж узла

1 Теоретическая часть

Шлицевые соединения, как и шпоночные, предназначены для передачи крутящих моментов в соединениях шкивов, муфт, зубчатых колес и других деталей с валами.

В отличие от шпоночных соединений, шлицевые соединения, кроме передачи крутящих моментов, осуществляют еще и центрирование сопрягаемых деталей. Шлицевые соединения могут передавать большие крутящие моменты, чем шпоночные, и имеют меньшие перекосы и смещения пазов и зубьев.

В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения делят на соединения с прямобочным, эвольвентным и треугольным профилем зубьев.

Соединения шлицевые прямобочные. Основные параметры.

Шлицевые соединения с прямобочным профилем зубьев применяются для подвижных и неподвижных соединений. К основным параметрам относятся:

- D – наружный диаметр;
- d – внутренний диаметр;
- b – ширина зуба.

По ГОСТ 1139-80* в зависимости от передаваемого крутящего момента установлено три типа соединений – легкой, средней и тяжелой серии. Номинальные размеры основных параметров и число зубьев шлицевых соединений общего назначения с прямобочным профилем зубьев, параллельных оси соединения, приведены в табл. 2.5. В шлицевых соединениях с прямобочным профилем зуба применяют три способа относительного центрирования вала и втулки (рис. 1):

- по наружному диаметру D ;

- по внутреннему диаметру d ;
- по боковым сторонам зубьев b .

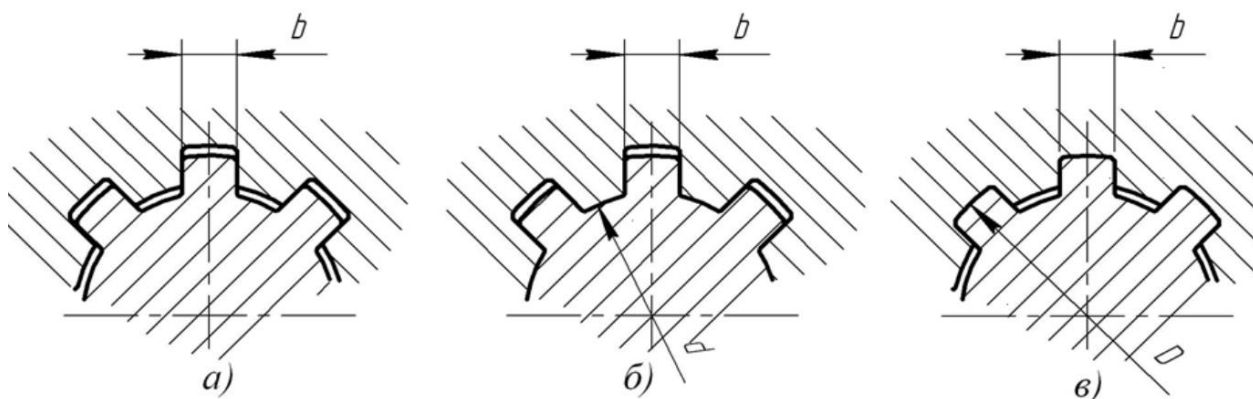


Рисунок 1 Способы центрирования: по боковым сторонам зубьев (а), по внутреннему диаметру (б), по наружному диаметру (в).

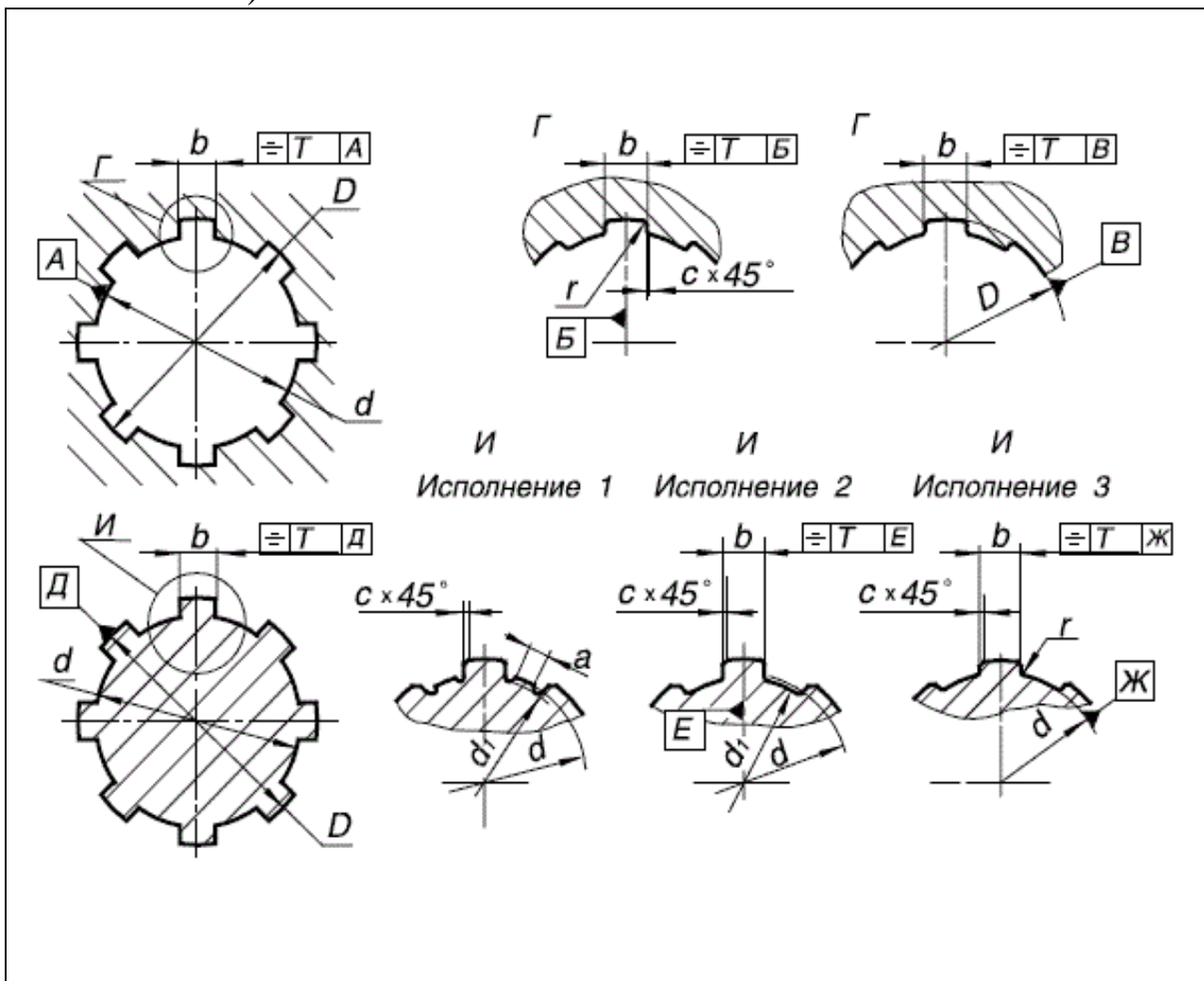
При нормировании точности шлицевого соединения необходимо нормировать одновременно три посадки. Посадки должны быть разными по точности, так как экономически невыгодно изготовить все сопрягаемые поверхности с одинаковой точностью и сложно обеспечить собираемость шлицевых деталей при одинаково высокой точности. Наиболее точная посадка назначается на центрирующий элемент.

Центрирование по d целесообразно в тех случаях, когда втулка имеет высокую твердость и ее нельзя обработать чистой протяжкой (тогда отверстие шлифуют на обычном внутришлифовальном станке). Шлицевой участок вала при таком центрировании необходимо изготавливать с опорной площадкой «а» (см табл. 1) и окончательно обрабатывать на шлицешлифовальном станке. Этот способ обеспечивает точное центрирование; его применяют обычно для подвижных соединений.

Центрирование по D применяют, когда втулку термически не обрабатывают или когда твердость ее материала после термообработки допускает калибровку протяжкой, а вал – фрезерование до получения окончательных размеров зубьев. При этом вал по наружному диаметру шлифуют на обычном круглошлифовальном станке. Такой способ центрирования экономичен и прост. Его применяют для неподвижных соединений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки.

Центрирование по боковым поверхностям зубьев «В» рекомендуется при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, а также при реверсивном движении. Этот способ обеспечивает равномерное распределение нагрузки между зубьями, но не обеспечивает высокой точности центрирования, и поэтому его редко применяют.

Таблица 1 Размеры прямобочных шлицевых соединений, мм (по ГОСТ 1139-80)



$z \times d \times D$ (z -число зубьев)	b	d_1	a	c		r , не более
		не менее		Номинальный размер	Предельное отклонение	
1	2	3	4	5	6	7
Легкая серия						
$6 \times 23 \times 26$	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
$6 \times 26 \times 30$	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2

6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8×56×62	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
8×62×68	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10×72×78	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
10×82×88	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
10×92×98	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
10×102×108	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5
10×112×120						
Средняя серия						
6×11×14	3,0	9,9	—	0,3	+0,2	0,2
6×13×16	3,5	12,0	—	0,3	+0,2	0,2
6×16×20	4,0	14,5	—	0,3	+0,2	0,2
6×18×22	5,0	16,7	—	0,3	+0,2	0,2
6×21×25	5,0	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6×23×28	6,0	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6×26×32	6,0	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6×28×34	7,0	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8×32×38	6,0	29,4	—	0,4	+0,2	0,3
8×36×42	7,0	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8×36×42	8,0	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8×42×48	9,0	42,7	—	0,5	+0,3	0,5
8×46×54	10,0	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8×52×60	10,0	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8×56×65	12,0	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
8×62×72	12,0	67,4	—	0,5	+0,3	0,5
8×62×72	12,0	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5
10×72×82	14,0	87,3	4,50	0,5	+0,3	0,5
10×82×92	16,0	97,7	6,30	0,5	+0,3	0,5
10×92×102	18,0	106,3	4,40	0,5	+0,3	0,5
10×102×112						
10×112×125						
Тяжелая серия						
10×16×20	2,5	14,1		0,3	+0,2	0,2
10×18×23	3,0	15,6		0,3	+0,2	0,2
	3,0	18,5		0,3	+0,2	0,2

10×21×26	4,0	20,3		0,3	+0,2	0,2
10×23×29	4,0	23,0		0,4	+0,2	0,3
10×26×32	4,0	24,4		0,4	+0,2	0,3
10×28×35	5,0	28,0		0,4	+0,2	0,3
10×32×40	5,0	31,3		0,4	+0,2	0,3
10×36×45	6,0	36,9		0,4	+0,2	0,3
10×42×52	7,0	40,9		0,5	+0,3	0,5
10×46×56	5,0	47,0		0,5	+0,3	0,5
16×52×60	5,0	50,6		0,5	+0,3	0,5
16×56×65	6,0	56,1		0,5	+0,3	0,5
16×62×72	7,0	65,9		0,5	+0,3	0,5
16×72×82	6,0	75,6		0,5	+0,3	0,5
16×72×82	7,0	85,5		0,5	+0,3	0,5
20×82×92	8,0	94,0		0,5	+0,3	0,5
20×92×102	9,0	104,0		0,5	+0,3	0,5
20×102×115						
20×112×125						

Примечания: 1. Боковые стороны зубьев вала должны быть параллельны оси симметрии зуба до пересечения с окружностью диаметра d . 2. Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена закруглением, радиус которого должен быть равен f . 3. Размер a в соединениях легкой и средней серии даны для валов исполнения A при изготовлении методом обкатывания. 4. Валы исполнения A тяжелой серии, как правило, методом обкатывания не изготавливаются. 5. При центрировании по внутреннему диаметру валы изготавливаются в исполнении A и C , при центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам – в исполнении B . 6. Размеры, приведенные в таблице, не распространяются на специальные шлицевые соединения.

По ГОСТ 1139-80* установлены допуски и посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба для различных способов центрирования. Наиболее часто используемые посадки представлены в табл. 2.

Таблица 2 Посадки шлицевых соединений

Чертеж сопряжения									
Центрирующий элемент	Центрирование по D			Центрирование по d			Центрирование по b		
Посадки	По d	По D	По b	По d	По D	По b	По d	По D	По b
Подвижное сопряжение	—	$\frac{H7}{f7}$ $\frac{H7}{g6}$ $\frac{H8}{e8}$	$\frac{F8}{f7}$ $\frac{F8}{f8}$ $\frac{D9}{h9}$	$\frac{H7}{f7}$ $\frac{H7}{g6}$ $\frac{H8}{e8}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{D9}{h9}$ $\frac{F8}{f8}$ $\frac{F8}{f7}$	—	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{F8}{f8}$ $\frac{D9}{e8}$ $\frac{D9}{f8}$
Неподвижное сопряжение	—	$\frac{H7}{js6}$ $\frac{H7}{n6}$	$\frac{F8}{f7}$ $\frac{F8}{f8}$ $\frac{F8}{js7}$	$\frac{H7}{js6}$ $\frac{H7}{js7}$ $\frac{H7}{n6}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{F8}{js7}$ $\frac{D9}{h9}$ $\frac{D9}{k7}$	—	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{F8}{js7}$ $\frac{D9}{js7}$ $\frac{D9}{k7}$
Примечания.									
1. Кроме указанных посадок, допускаются и другие (см. ГОСТ 1139-80*).									
2. Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными.									

Допуски симметричности боковых сторон шлицев в диаметральном выражении по отношению к оси симметрии центрирующего элемента представлены в табл. 3.

Таблица 3 Допуски симметричности боковых сторон шлицев

b , мм	2,5; 3	3,5; 4; 5; 6	7; 8; 9; 10	12; 14; 16; 18
Допуск симметричности, мм	0,01	0,012	0,015	0,018

2 Примеры условного обозначения шлицевых прямобочных соединений.

Пример обозначения подвижного шлицевого соединения с центрированием по D (рис. 2):

для соединения:

$D - 8 \times 36 \times 40 H7 / f7 \times 7 F8 / f7$;

для отверстия этого соединения:

$D - 8 \times 36 \times 40 H7 \times 7 F8$;

для вала:

$D - 8 \times 36 \times 40 f7 \times 7 f7$.

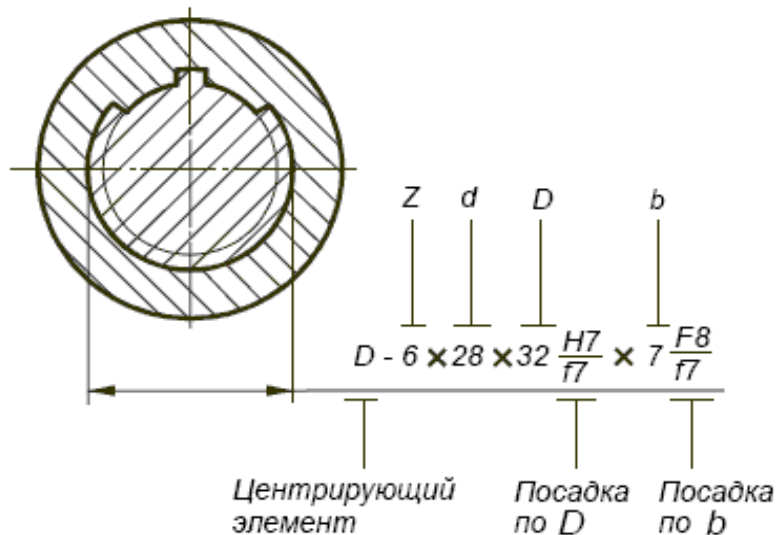


Рисунок 2 Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по D.

Пример обозначения подвижного шлицевого соединения с центрированием по d:

для соединения:

$d - 8 \times 36 H7 / f7 \times 40 H12 / a11 \times 7 D9 / h9$;

для отверстия этого соединения:

$d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 D9$;

для вала:

$d - 8 \times 36 f7 \times 40 a11 \times 7 h9$.

Пример обозначения подвижного шлицевого соединения с центрированием по b:

для соединения:

$b - 8 \times 36 \times 40 H12 / a11 \times 7 D9/f 8;$

для отверстия этого соединения:

$b - 8 \times 36 \times 40 H12 \times 7 D9;$

для вала:

$b - 8 \times 36 \times 40 a11 \times 7 f8.$

3 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы для заданного шлицевого соединения провести выбор и расчет посадок в следующей последовательности:

- 1) проанализировав работу узла определить подвижность / неподвижность шлицевого и выбрать тип центрирования;
- 2) по табл.1 определить размеры шлицевого соединения;
- 3) по табл. 2 назначить посадки на диаметры и ширину шлица;
- 4) на основе рис. 1, 2 выполнить эскиз шлицевого соединения (размеры и посадки указать поэлементно) и записать условное обозначение;
- 5) выполнить схемы и провести расчет посадок;
- 6) по табл. 3 определить симметричности боковых сторон шлицев.

4 Контрольные вопросы

1. Что такое шлицевое соединение.
2. Назовите достоинства и недостатки шлицевого соединения.
3. Что такое центрирование в шлицевых соединениях.
4. Какие виды центрирования применяются для прямобочных шлицевых соединениях.
5. Как делятся прямобочные шлицевые соединения по грузоподъемности?
6. Как определить вид центрирования шлицевого соединения?
7. Как связаны посадки элементов шлицевого соединения с видом центрирования.
8. Как выбирается вид центрирования шлицевого соединения.
9. Как определить по обозначению, является ли шлицевое соединение подвижным или неподвижным?
10. Расшифруйте обозначение шлицевого соединения.

Библиографический список

1. Емельянов С.Г. Нормирование точности в машиностроении: учебное пособие/ С.Г. Емельянов, Е.А. Кудряшов, Е.И. Яцун, Е.В. Павлов, С.А. Чевычелов, С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 440 с.
2. Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – Старый Оскол : ТНТ, 2010. – 539 с.
3. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1/ М.А. Палей, А.Б. Романов, В. А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. - 530 с.
4. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2/М. А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. – 629 с.
5. Якушев А. И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения М.: Машиностроение, 1986.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
Юго-Западный государственный университет
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования**

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе

« 10 » 05



ДОПУСКИ И ПОСАДКИ СОЕДИНЕНИЙ СО ШПОНКОЙ

**Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направления 15.03.01 Машиностроение**

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составитель: О.С. Зубкова

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *Е.И. Яцун*

Допуски и посадки соединений со шпонкой: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направления 15.03.01 Машиностроение / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова. Курск, 2023. 11 с., ил. 4, табл. 2, Библиогр.: 11 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, по выбору и расчету параметров посадок соединений со шпонкой. Рассмотрены особенности назначения параметров точности соединений со шпонкой при выполнении сборочного чертежа узла.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления 15.03.01 Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,64. Уч. - изд. л. 0,58. Тираж 30 экз. Заказ ~~27~~ Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы:

Научится назначать допуски и посадки шпоночных соединений

Инструменты и материалы для работы.

1. Персональный компьютер
2. Справочник по выбору допусков и посадок
3. Сборочный чертеж узла

1. Теоретическая часть

Шпоночные соединения предназначены для получения разъемных неподвижных соединений, передающих крутящие моменты. Они позволяют при необходимости осуществлять относительное осевое перемещение сопрягаемых деталей, например, при включении-выключении муфт или зубчатых колес.

Достоинства шпоночных соединений:

- 1) простота и надёжность конструкции;
- 2) лёгкость сборки и разборки;
- 3) простота изготовления и низкая стоимость.

Недостатки шпоночных соединений:

- 1) ослабление сечений вала и ступицы шпоночным пазом;
- 2) высокая концентрация напряжений в углах шпоночного паза;
- 3) для большинства соединений децентровка (смещение оси ступицы относительно оси вала) на половину диаметрального зазора.

Шпоночные соединения классифицируются следующим образом.

По степени подвижности:

- подвижное;
- неподвижное;

По усилиям, действующим в соединении:

- напряженные – усилие создается при сборке и действует независимо от наличия рабочей нагрузки (клиновья, тангенциальная, круглая);
- ненапряженные – в которых напряжения возникают только при приложении рабочих нагрузок (призматические, сегментные).

По виду применяемых шпонок:

- с призматической шпонкой;
- с сегментной шпонкой;

- с клиновой шпонкой;
- с тангенциальной шпонкой;
- с круглой шпонкой.

Размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками устанавливает ГОСТ 23360-78, с сегментными шпонками – ГОСТ 24071-80.

На рис. 1. приведены параметры шпонок: призматических и сегментных.

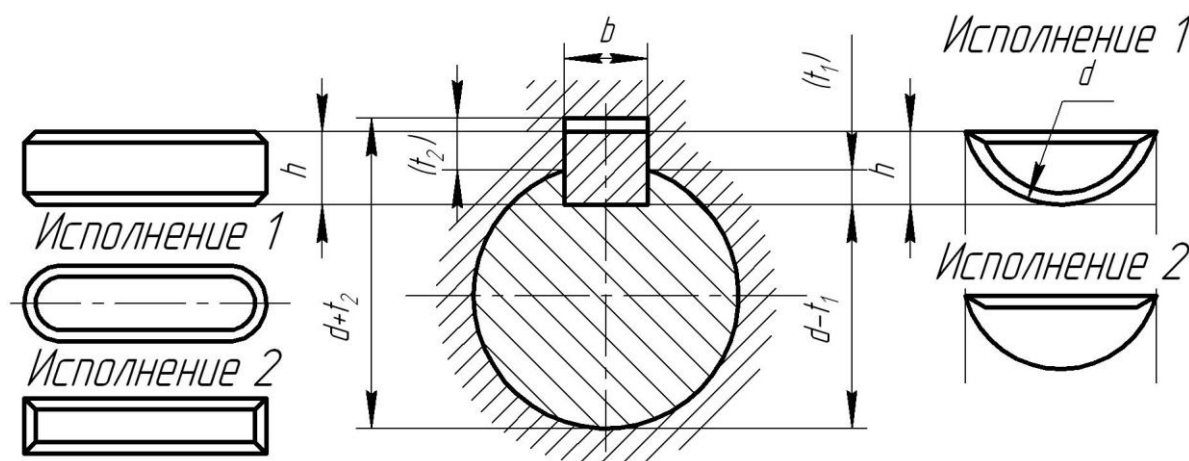


Рисунок 1 Параметры призматических и сегментных шпонок

Работоспособность шпоночных соединений определяется в основном точностью посадки по ширине шпонки « b ». Остальные размеры задают так, чтобы исключить возможность защемления шпонки по высоте или чрезмерное занижение поверхности соприкосновения боковых сторон. Для шпоночных пазов валов на чертежах проставляют размер $d+t$ как единственно удобный для контроля; на валах предпочтительно указывать t , но допускается и размер $d-t$.

На основные размеры рассматриваемых соединений назначаются следующие поля допусков:

- на ширину пазов валов – $H9, N9, P9$;
- на ширину пазов втулок – $D10, Js9, P9$;
- на высоту шпонок при $h = 2...6$ мм – $h9$; свыше 6 мм – $h11$;
- на длину шпонок – $h14$;
- на длину пазов – $H15$.

По ширине шпонок перечисленные поля допусков образуют три вида соединений или посадок (рис. 2):

- свободное соединение, применяется при затрудненных условиях сборки и действия нереверсивных равномерных нагрузок, а

также для получения подвижных соединений при легких режимах работы;

- **нормальное соединение** – неподвижное соединение, не требующее частых разборок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки;

- **плотное соединение**, характеризуемое вероятностью получения примерно одинаковых небольших натягов в соединениях шпонок с обоими пазами; сборка осуществляется напрессовкой; применяется при редких разборках и реверсивных нагрузках.

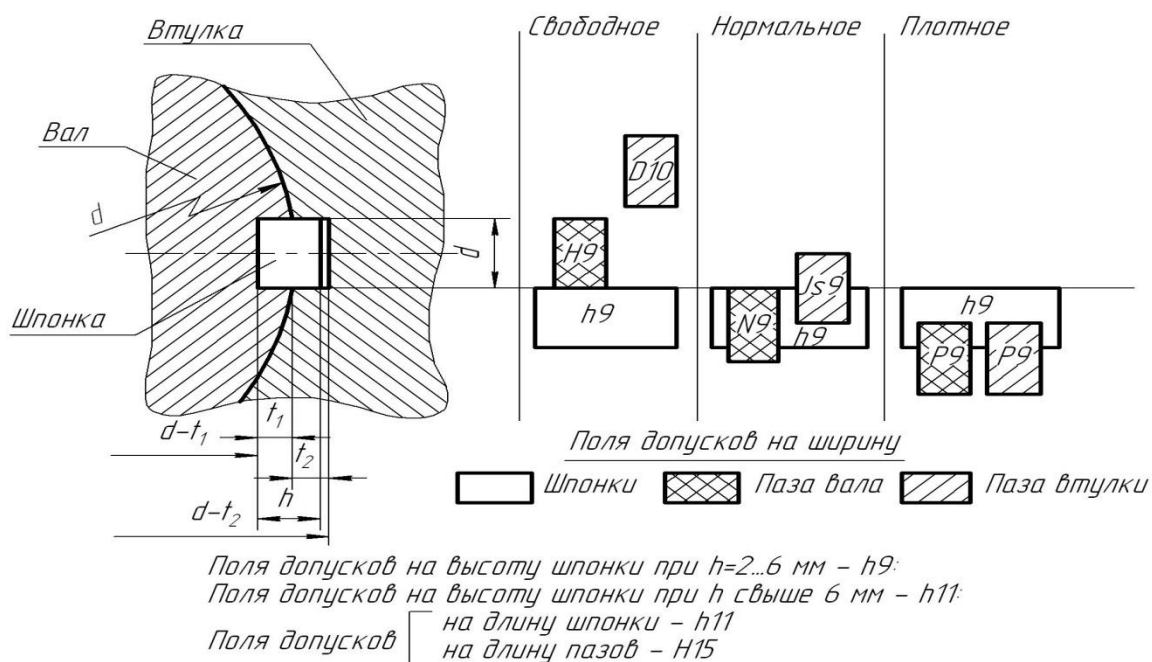


Рисунок 2 Рекомендуемые посадки и поля допусков для соединения с призматическими шпонками

Предельные отклонения размеров по глубине пазов для призматических шпонок приведены в табл. 1.

Таблица 1

Предельные отклонения глубины пазов

Высота шпонки h , мм	Глубина паза на валу t , мм	Предельные отклонения размеров, мм	
		t_1 или $(d - t_1)$	$(d + t_2)$
От 2 до 6	От 1,2 до 3,5	+ 0,1 или (-0,1)	+ 0,1
Свыше 6 до 18	Свыше 3,5 до 11	+ 0,2 или (-0,2)	+ 0,2
Свыше 18 до 50	Свыше 11 до 31	+ 0,3 или (-0,3)	+ 0,3

Система допусков и посадок для соединений сегментными шпонками предусматривает два назначения сегментных шпонок (рис. 3.):

- нормальное – для передачи крутящих моментов;
- плотное – для фиксации деталей.

Для сегментных шпонок установлены следующие поля допусков:

- на ширину шпонки – $h9$;
- на высоту шпонки – $h11$;
- на диаметр исходного контура d – $h12$;
- на ширину паза втулки – $N9, P9$;
- на ширину паза вала – $J9, P9$.

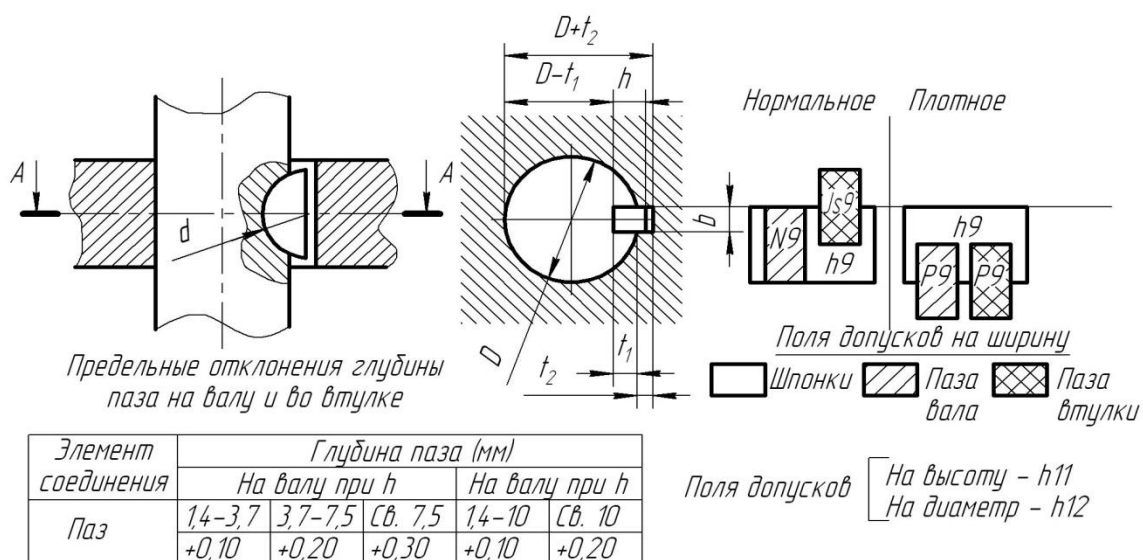


Рисунок 3 Рекомендуемые посадки и поля допусков для соединения с сегментными шпонками

Пример условного обозначения призматических шпонок исполнения 1 и 2 с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм:

Шпонка 18 * 11 * 100 ГОСТ 23360-78;

Шпонка 2 – 18 * 11 * 100 ГОСТ 23360-78.

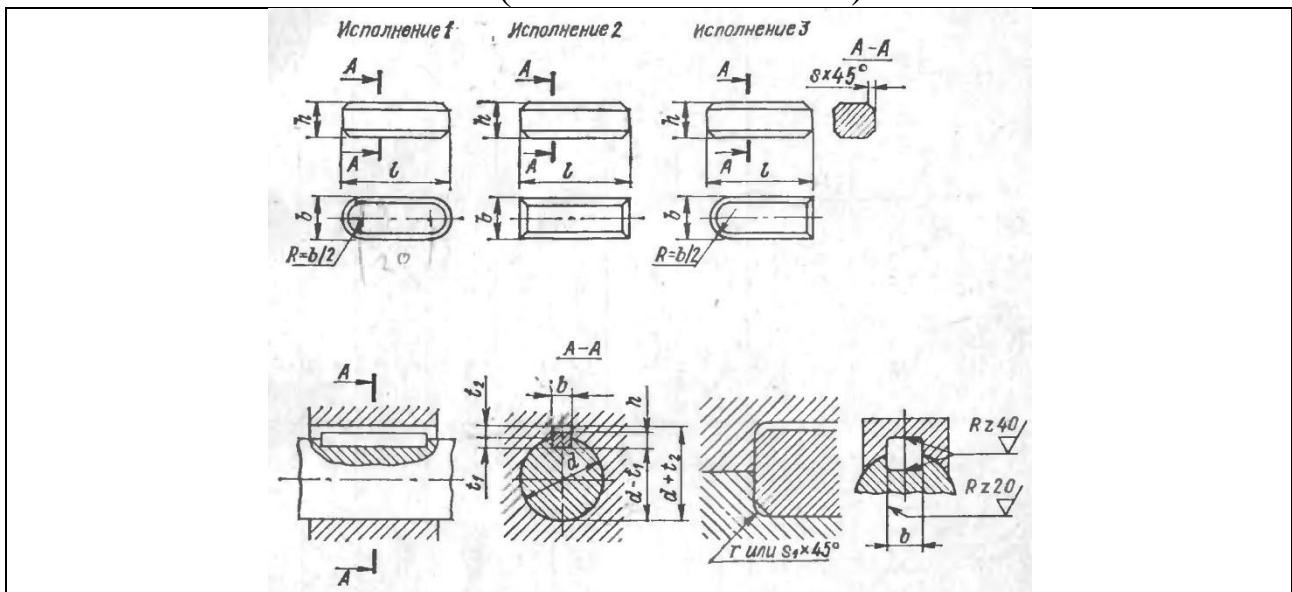
Пример условного обозначения сегментных шпонок исполнения 1 и 2 с размерами $b * h = 4 * 6,5$ и $b * h = 4 * 5,2$ соответственно:

Шпонка 4 * 6,5 ГОСТ 24071-80;

Шпонка 2 – 4 * 5,2 ГОСТ 24071-80 ($h = 5,2$)

Таблица 2

Основные размеры соединений с призматическими шпонками,
мм (по ГОСТ 23360-78)



Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки					Номинальные размеры паза			
	$b \times h$	Фаска s		Интервалы длин l		Глубина		Радиус закругления или фаска $s_1 \times 45^\circ$	
		max	min	от	до	на валу t_1	во втулке t_2	max	min
От 6 до 8	2×2			6	20	1,2	1,0		
Св. 8 » 10	3×3	0,25	0,16	6	36	1,8	1,4	0,16	0,08
» 10 » 12	4×4			8	45	2,5	1,8		
Св. 12 до 17	5×5			10	56	3,0	2,3		
» 17 » 22	6×6	0,40	0,25	14	70	3,5	2,8	0,25	0,16
» 22 » 30	7×8			18	90	4,0	3,3		
Св. 30 до 38	10×8			22	110	5,0	3,3		
» 38 » 44	12×8			28	140	5,0	3,3		
» 44 » 50	14×9	0,60	0,40	36	160	5,5	3,8	0,4	0,25
» 50 » 58	16×10			45	180	6,0	4,3		
» 58 » 65	18×11			50	200	7,0	4,4		
Св. 65 до 75	20×12			56	220	7,5	4,9		
» 75 » 85	22×14			63	250	9,0	5,4		
» 85 » 95	25×14	0,80	0,60	70	280	9,0	5,4	0,6	0,4
» 95 » 110	28×16			80	320	10,0	6,4		
» 110 » 130	32×18			90	360	11,0	7,4		
Св. 130 до 150	36×20			100	400	12,0	8,4		
» 150 » 170	40×22			100	400	13,0	9,4		
» 170 » 200	45×25	1,20	1,0	110	450	15,0	10,4	1,0	0,7
» 200 » 230	50×28			125	500	17,0	11,4		

Св.230до260	56×32			140		20,0	12,4		
» 260 » 290	63×32	2,00	1,60	160	500	20,0	12,4	1,6	1,2
» 290 » 330	70×36			180		22,0	14,4		
Св.330до380	80×40			200		25,0	15,4		
» 380 » 440	90×45	3,00	2,50	220	500	28,0	17,4	2,5	2,0
» 440 » 500	100×50			250		31,0	19,5		

2. Пример расчета посадок соединений со шпонкой

Расчет посадки нормального соединения по ширине шпонки выполнен в соответствии со схемой, представленной на рис. 4.

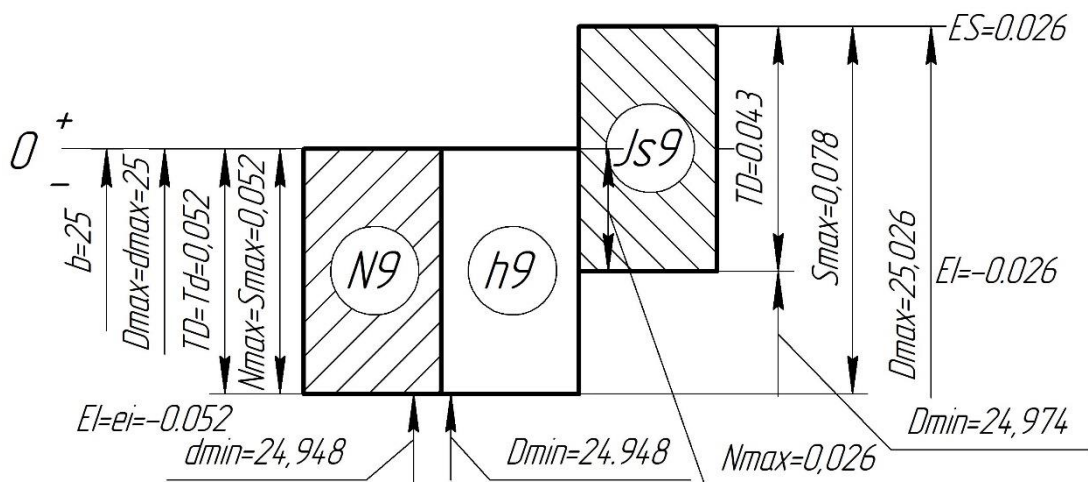


Рисунок 4 Схема посадок шпоночного соединения

Определим основные параметры посадки $25 \frac{N9}{h9}$. Отклонения посадки выбраны по справочным данным [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

$$25N9 \left(\begin{array}{c} 0 \\ -0,052 \end{array} \right)$$

Определяем предельные размеры и допуск ширины паза вала:

$$D_{max} = D + ES, \text{ мм} \quad (1)$$

$$D_{max} = 25 + 0 = 25 \text{ (мм);}$$

$$D_{min} = D + EI, \text{ мм} \quad (2)$$

$$D_{min} = 25 - 0,052 = 24,948 \text{ (мм);}$$

$$TD = D_{max} - D_{min}, \text{ мм} \quad (3)$$

$$TD = 25 - 24,948 = 0,052 \text{ (мм);}$$

$$25h9 \left(\begin{array}{c} 0 \\ -0,052 \end{array} \right)$$

Определяем предельные размеры и допуск ширины шпонки:

$$d_{max} = d + es, \text{ мм} \quad (4)$$

$$d_{max} = 25 + 0 = 25 \text{ (мм)};$$

$$d_{min} = d + ei, \text{ мм} \quad (5)$$

$$d_{min} = 25 - 0,052 = 24,948 \text{ (мм)};$$

$$Td = d_{max} - d_{min}, \text{ мм} \quad (6)$$

$$Td = 25 - 24,948 = 0,052 \text{ (мм)};$$

Определяем предельные зазор и натяг посадки шпонки в паз вала:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min}, \text{ мм} \quad (7)$$

$$N_{max} = 25 - 24,945 = 0,052 \text{ (мм)};$$

$$S_{max} = D_{max} - d_{min}, \text{ мм} \quad (8)$$

$$S_{max} = 25 - 24,945 = 0,052 \text{ (мм)};$$

Допуск посадки:

$$T_{N,S} = N_{max} + S_{max}, \text{ мм} \quad (9)$$

$$T_{N,S} = 0,052 + 0,052 = 0,104 \text{ (мм)}.$$

Определим основные параметры посадки $28 \frac{Js9}{h9}$. Отклонения паза втулки выбраны по справочным данным [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**].

$$25Js9 \begin{pmatrix} +0,026 \\ -0,026 \end{pmatrix}$$

Определяем предельные размеры и допуск ширины паза втулки по формулам (1) – (3):

$$D_{max} = 25 + 0,026 = 25,026 \text{ (мм)};$$

$$D_{min} = 25 - 0,026 = 24,974 \text{ (мм)};$$

$$TD = 28,026 - 24,9974 = 0,052 \text{ (мм)};$$

Определяем предельные зазор и натяг посадки шпонки в паз втулки по формулам (7) – (9):

$$N_{max} = 25 - 24,974 = 0,026 \text{ (мм)};$$

$$S_{max} = 25,026 - 24,948 = 0,078 \text{ (мм)};$$

$$T_{N,S} = 0,026 + 0,078 = 0,104 \text{ (мм)}.$$

3 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы для заданного шпоночного соединения провести выбор и расчет посадок в

следующей последовательности:

- 1) проанализировав работу узла определить подвижность / неподвижность шпоночного и выбрать вид шпоночного соединения;
- 2) по табл.2 определить размеры шпоночного соединения;
- 3) назначить допуски и посадки шпоночного соединения (допуски на глубину пазов определить по табл. 1);
- 4) выполнить эскиз шпоночного соединения;
- 5) выполнить схемы и провести расчет посадок на ширину шпонки.

4 Контрольные вопросы

1. Как классифицируются шпоночные соединения?
2. Для чего предназначены шпоночные соединения?
3. Назовите достоинства шпоночных соединений.
4. Назовите недостатки шпоночных соединений.
5. Укажите основные параметры шпоночных соединений.
6. Какие виды шпоночных соединений вы знаете?
7. В каких случаях применяется нормальный вид шпоночных соединений?
8. В каких случаях применяется свободный вид шпоночных соединений?
9. В каких случаях применяется плотный вид шпоночных соединений?
10. Какие допуски назначаются на шпонки и пазы для них?
11. На какой размер назначаются посадки в шпоночном соединении?

Библиографический список

1. Емельянов С.Г. Нормирование точности в машиностроении: учебное пособие/ С.Г. Емельянов, Е.А. Кудряшов, Е.И. Яцун, Е.В. Павлов, С.А. Чевычелов, С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 440 с.
2. Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – Старый Оскол : ТНТ, 2010. – 539 с.

3. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1/ М.А. Палей, А.Б. Романов, В. А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. - 530 с.

4. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2/М. А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. – 629 с.

5. Якушев А. И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения М.: Машиностроение, 1986.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

Ф.Е. Локтионов

« 10 » 05



ДОПУСКИ И ПОСАДКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направления 15.03.01 Машиностроение

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составитель: О.С. Зубкова

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *Е.И. Яцун*

Допуски и посадки резьбовых соединений: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направления 15.03.01 Машиностроение / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова. Курск, 2023. 13 с., ил. 5, табл. 2, Библиогр.: 13 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, расчету допусков и посадок резьбовых соединений. Рассмотрены особенности назначения параметров точности резьбовых соединений для обеспечения взаимозаменяемости в соединении, приведен пример расчета.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления 15.03.01 Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,76. Уч. - изд. л. 0,68. Тираж 30 экз. Заказ ~~302~~ Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы:

Научится назначать допуски и посадки резьбовых соединений

Инструменты и материалы для работы

1. Персональный компьютер
2. Справочник по выбору допусков и посадок
3. Сборочный чертеж узла

1 Теоретическая часть

В различных отраслях промышленности резьбовые соединения находят широкое применение. Особенностью таких соединений является то, что резьбовая поверхность образуется при винтовом перемещении плоского контура определенной формы по цилиндрической или конической поверхности.

Резьбовая поверхность может быть образована как на наружных, так и на внутренних поверхностях. Все резьбы можно классифицировать следующим образом:

- по назначению;
- профилю витков (виду контура в осевом сечении);
- числу заходов;
- направлению вращения контура осевого сечения;
- единице измерения линейных размеров.

По назначению резьбы разделяются на крепежные и специальные.

К резьбам крепежного назначения относятся предназначенные для применения в любых отраслях промышленности:

- крепежные для скрепления деталей;
- крепёжные для скрепления регулирующих устройств;
- резьбы для преобразования движения в различных винтовых механизмах (кинематические резьбы);
- трубные и арматурные резьбы для плотного (герметичного) соединения изделий (труб, арматуры и т.д.).

Резьбы специального назначения применяются только в определенных изделиях некоторых отраслей промышленности: например, резьба для цоколей и патронов электрических ламп, резьба для противогозов, для оптических приборов и т.д. В наше время резьбовые

соединения, особенно как крепежные изделия, используются более чем в половине всех существующих механизмов и машин.

Многочисленность типов резьбовых соединений крепежных изделий вызвана многообразием условий их эксплуатации.

Общими требованиями являются полная взаимозаменяемость, т.е. обеспечение безусловной свинчиваемости деталей, образующих резьбовое соединение при их независимом изготовлении без подгонки или подбора, и надежное выполнение предписанных эксплуатационных функций.

Резьба должна сопрягаться только по сторонам резьбового профиля (исключение составляют паронепроницаемые резьбы), поэтому основным параметром, определяющим характер посадки резьбовой пары, является средний диаметр. Допуски на наружный и внутренний диаметры устанавливают таким образом, чтобы исключить возможность защемления по вершинам и впадинам резьбы.

Для обеспечения эксплуатационных свойств резьбы при изготовлении и измерении из сложного профиля резьбы выделяется ряд элементов, одинаковых для болта и гайки, которые и используются при нормировании точности резьбы. Этими элементами являются:

- наружный диаметр болта d и гайки D ;
- внутренний диаметр болта d_1 и гайки D_1 ;
- средний диаметр болта d_2 и гайки D_2 ;
- шаг резьбы P ;
- угол профиля резьбы α ;
- половина угла профиля $\alpha/2$.

Для многозаходных резьб различают понятия «ход» и «шаг».

Ход резьбы определяет величину относительного осевого смещения болта (гайки) за один полный оборот и равен произведению шага на число заходов (при отсутствии погрешностей шага и других параметров). У однозаходной резьбы шаг равен ходу.

Диаметральные погрешности уменьшения наружной резьбы и погрешности увеличения – для диаметров внутренней резьбы не повлияют на свинчиваемость. Однако любая погрешность шага резьбы и угла профиля мешает свинчиванию крепежной детали.

В России стандартизованы:

1. посадки с зазором (ГОСТ 16093–81, заменён межгосударственным ГОСТ 16093–2004 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором»),
2. переходные (ГОСТ 24834–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки»)
3. с натягом (ГОСТ 4608–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом»).

Наиболее распространена посадка с зазором, где номинальный средний диаметр равен наибольшему среднему диаметру резьбы гайки. Расположение полей допусков метрической резьбы в посадках с зазором показано на рис. 1. Отклонения (ГОСТ 16093-81) отсчитываются от линии номинального профиля резьбы перпендикулярно оси резьбы.

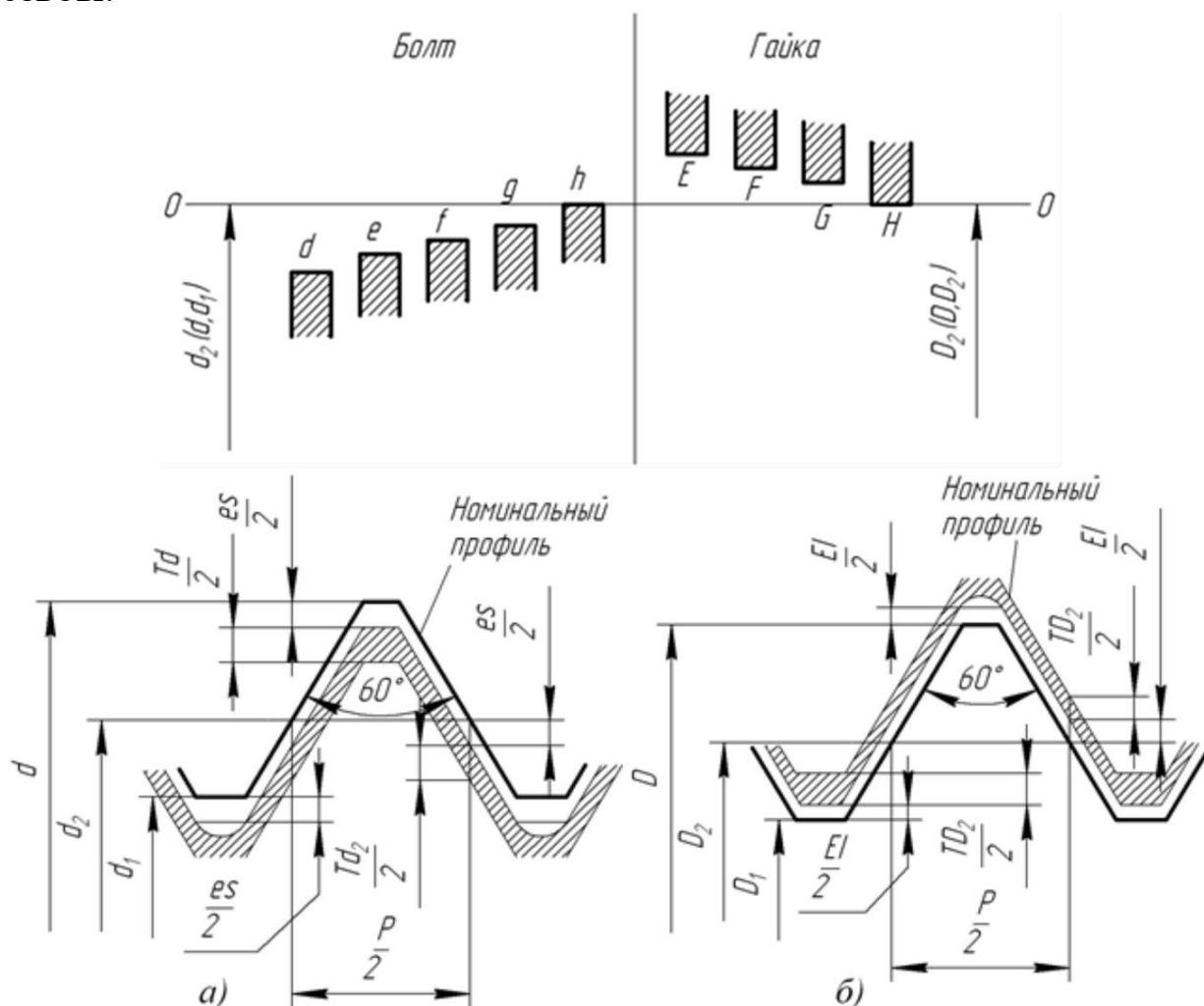


Рисунок 1 Поля допусков метрической резьбы крепежа для посадок с зазором: а, - наружная резьба; б - внутренняя резьба; d, e, f, g, (а); h (б); E, F, G (в); H (г) – основные отклонения

Допуски для диаметров резьбы болтов и гаек определяются в зависимости от принятой степени точности, обозначаемой числами. Принят следующий дискретный ряд значений степени точности для диаметров болта и гайки: $d = 4, 6, 8$; $d_2 = 4, 6, 7, 8$; $D_1 = 5, 6, 7$; $D_2 = 4, 5, 6, 7$. Допуски диаметров d_1 и D не устанавливаются.

Расположение полей допусков диаметров резьбы относительно номинального профиля определяют ряды основных отклонений: верхние отклонения e_s для наружной резьбы шпилек и нижние отклонения E_I для внутренней резьбы гаек.

Значения допусков диаметров зависят от степени точности и шага резьбы (допуск среднего диаметра зависит, кроме этого, ещё и от номинального диаметра резьбы). Стандартом описаны допуски среднего диаметра Td_2 , TD_2 , наружной и внутренней резьб, наружного диаметра Td наружной резьбы и внутреннего диаметра TD_1 внутренней резьбы (рис. 1).

Обозначение резьбовых элементов должно сочетать в себе следующую информацию, характеризующую резьбу и требования к точности нормируемых параметров для этой резьбы:

- указание о виде резьбы (M – метрическая);
- значение номинального диаметра, т.е. наружного диаметра (d , D), одинаковое для болта и для гайки, образующих соединение;
- значение шага, если он мелкий (крупный шаг не указывается);
- если резьба левая, указывается LH ;
- поле допуска на приведенный средний диаметр (d_2 или D_2);
- поле допуска на диаметр выступов, т.е. поле допуска на наружный диаметр болта d или внутренний диаметр гайки D_1 .

Обозначение резьбовых соединений аналогично обозначению гладких посадок. В числителе указываются данные о точности элементов с внутренними поверхностями (гайки), а в знаменателе – наружных (болта). Например, полное обозначение резьбового сопряжения: $M16 \times 0,5 LH - 6H5H/5g4g - 15$; самое короткое обозначение $M16$.

В зависимости от требований, предъявляемых к точности резьбового соединения, поля допусков резьбы болтов и гаек установлены в трех условных классах точности (табл. 1):

Таблица 1 Классы точности резьбы

Крепежная деталь	Точный	Средний	Грубый
Болт или шпилька	4h	6h; 6g; 6e; 6d	8h; 8g;
Гайка	4H; 5H	5H6H; 6H; 6G	7H; 7G

Допуски и посадки крепежной резьбы с натягом

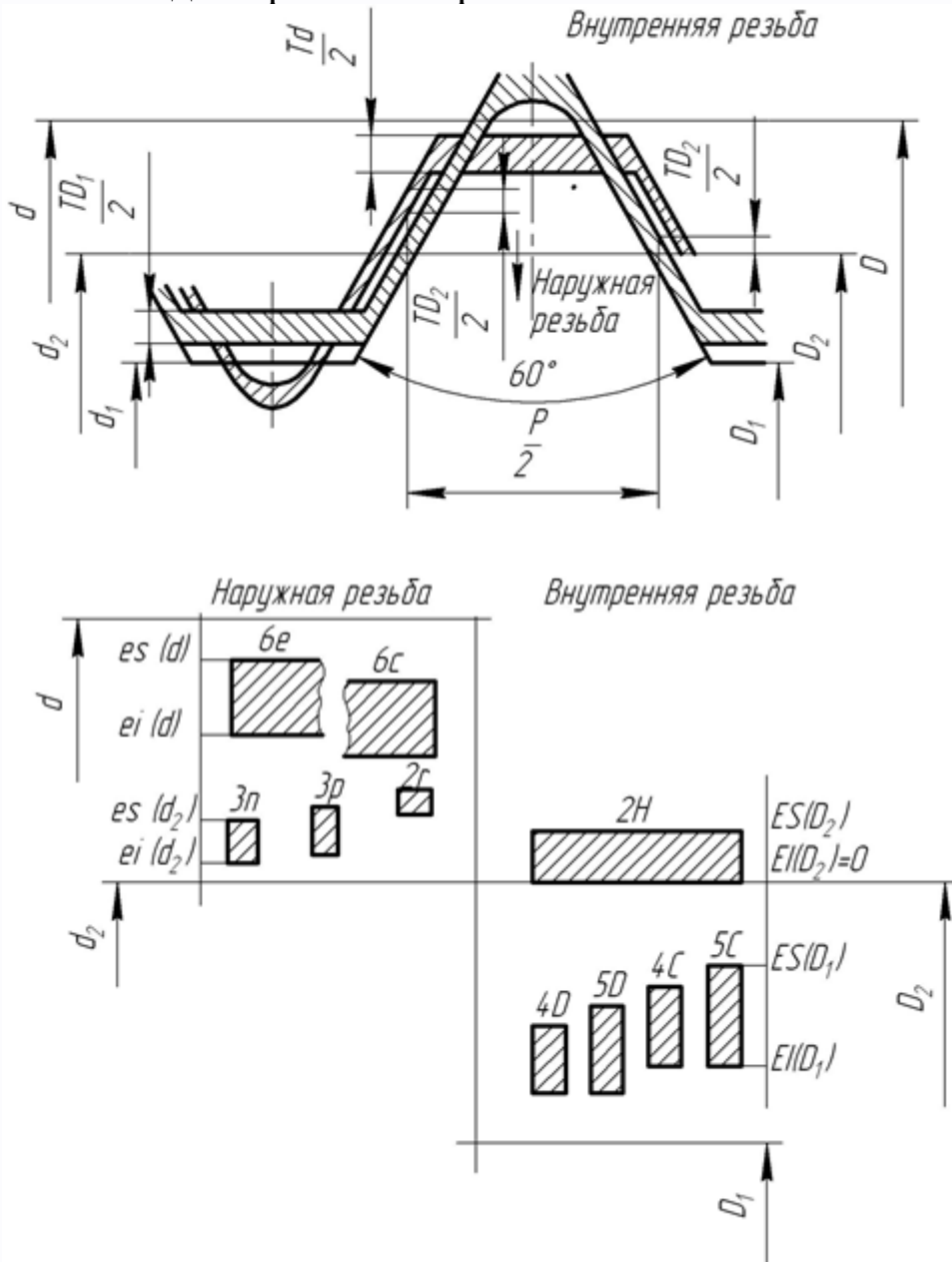


Рисунок 2 Поля допусков диаметров крепежной резьбы с натягом

Согласно ГОСТ 16093—81 допускаются любые сочетания полей допусков резьбы болтов и гаек, но сочетание полей допусков разных

классов точности на средний и наружный (или внутренний для гаек) диаметры резьбы должно быть обосновано.

В соединениях шпилек с корпусами, а также при наличии специальных требований к резьбовым соединениям применяют переходные посадки, а также посадки с натягом. Неподвижность и прочность соединения обеспечиваются при посадках с натягом за счет натяга по среднему диаметру, при переходных посадках — за счет применения дополнительных элементов заклинивания:

- конического сбегга,
- плоского бурта
- цилиндрической цапфы.

Схема расположения полей допусков для посадок с натягом показана на рис. 2. По наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены зазоры, компенсирующие пластическое течение материала к вершинам резьбы. Для образования полей допусков в посадках с натягом установлены основные отклонения диаметров резьбы в зависимости от степени точности.

При малых натягах не исключается вывинчивание шпилек в эксплуатации, а при чрезмерно больших натягах возможно скручивание шпилек и разрушение резьбы в корпусах при монтаже, поэтому на средние диаметры резьб деталей стандартом установлены более высокие степени точности: 3-я и 2-я — для шпилек, 2-я — для гнезд.

Для обеспечения более однородных натягов в партии соединений резьбовые детали сортируют на группы.

На рис. 3, к примеру, представлены схемы расположения полей допусков среднего диаметра резьбы при сборке без сортировки на группы (случай А), а также с сортировкой на две (В) и три (С) группы. Номера сортировочных групп обозначены цифрами I, II, III.

Посадки с натягом предусмотрены только в системе отверстия, что обеспечивает технологические преимущества. Рекомендуемые поля допусков и посадки приведены в табл. 1.1 (ГОСТ 4608—81).

Таким образом, наиболее употребимой для крепежной резьбы фланцевых соединений является посадка с зазором: она предотвращает защемление резьбы по вершинам и впадинам витков. Для ответственных условий применяются резьбы с переходными посадками и посадками с натягом, которые обеспечивают неподвижность и прочность соединения.

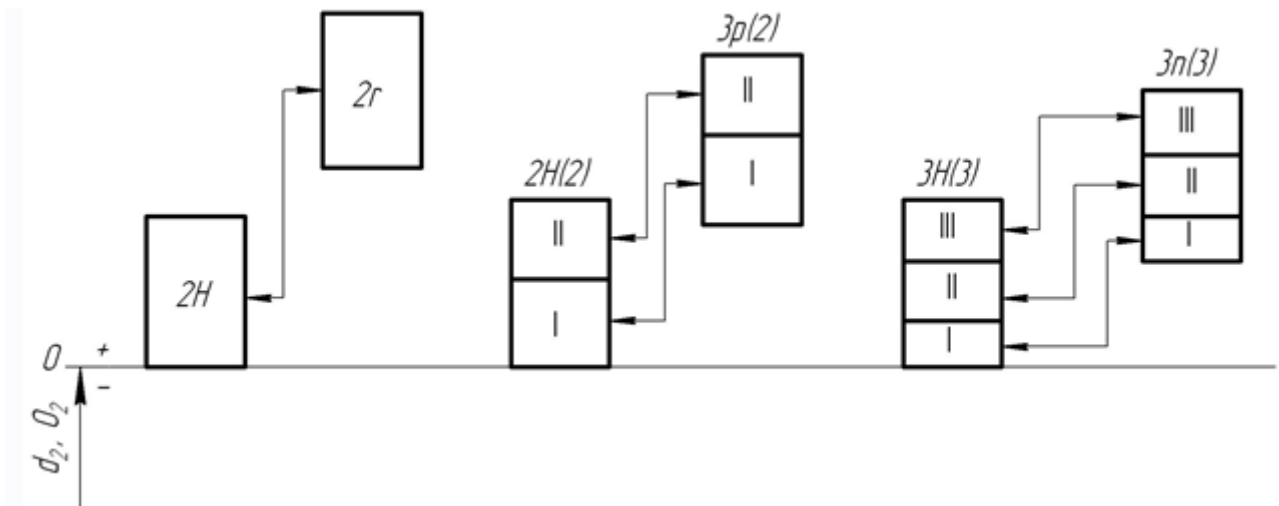


Рисунок 3 Расположение полей допусков среднего диаметра резьбы с натягом

Переходные посадки применяют при одновременном дополнительном заклинивании шпилек с использованием конического сбега резьбы, плоского бурта и др. Переходные посадки более технологичны, так как в случае их применения при сборке не требуется производить сортировку резьбовых деталей на группы, что обязательно для основных посадок с натягом. Расположение с переходными посадками приведены на рис. 4.

2 Пример расчета резьбовой посадки

Расчет резьбовой посадки проводится в соответствии со схемой, представленной на рис. 5.

Определяем параметры метрической резьбы M20x1,5 7H/8g

20 – наружный диаметр D , d , мм.

Определяем средний и внутренний диаметр резьбы по данным, указанным в [4].

$$D_2 = d_2 = 19,026 \text{ мм.}$$

$$D_1 = d_1 = 18,376 \text{ мм.}$$

1,5 – шаг P , мм.

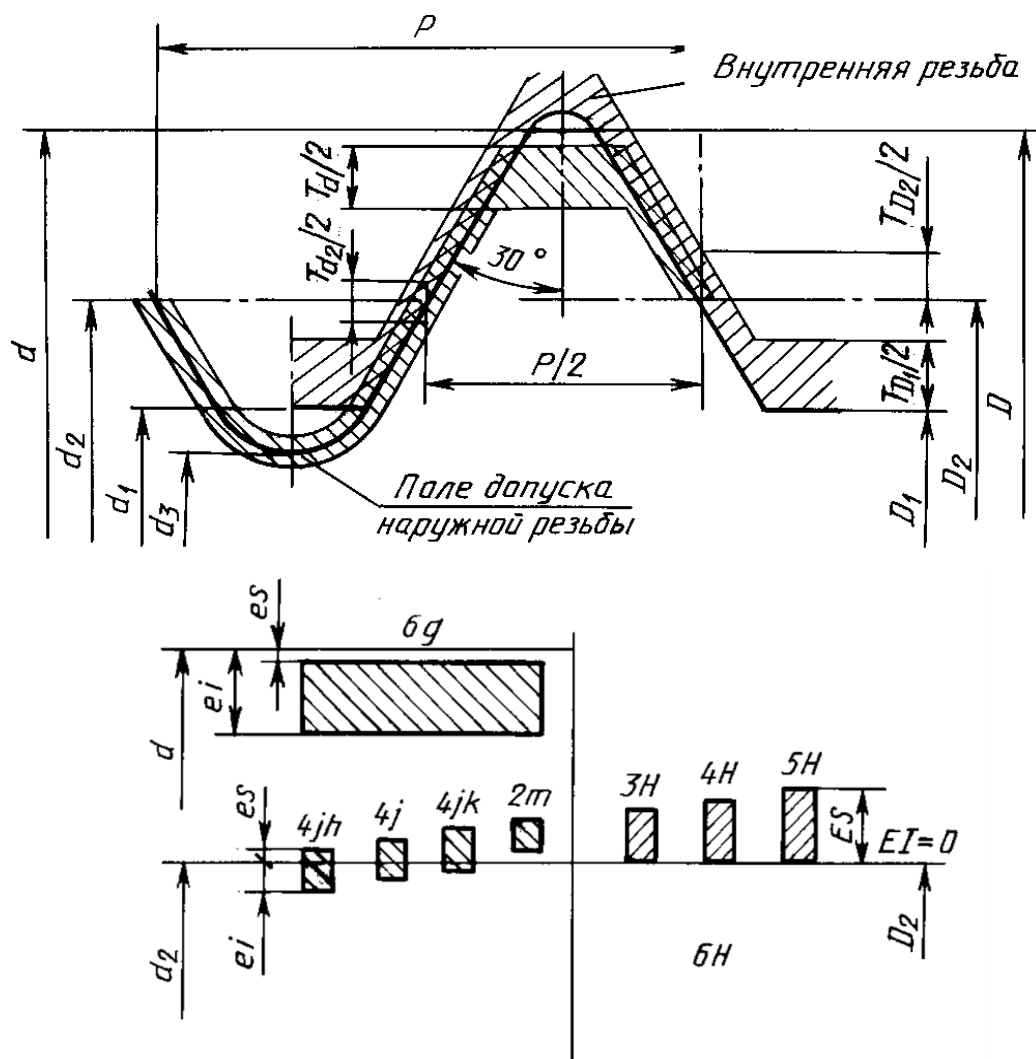


Рисунок 4 Поля допусков диаметров крепёжной резьбы с переходной посадкой

Определяем отклонения гайки для всех диаметров по справочным данным [4].

$$ES_2 = +0,236 \text{ мм}; ES_2/2 = +0,118 \text{ мм};$$

$$EI_2 = 0 \text{ мм};$$

$$ES_1 = +0,375 \text{ мм}; ES_1/2 = +0,187 \text{ мм};$$

$$EI_1 = 0 \text{ мм};$$

$$EI = 0 \text{ мм};$$

Строим поле допуска гайки.

Определяем предельные размеры и допуска для всех диаметров гайки.

$$D_{\max 2} = D_2 + ES_2 = 19,026 + 0,236 = 19,262 \text{ мм};$$

$$D_{\min 2} = D_2 + EI_2 = 19,026 + 0 = 19,026 \text{ мм};$$

$$TD_2 = ES_2 - EI_2 = 0,236 - 0 = 0,236 \text{ мм}; TD_2/2 = 0,118 \text{ мм}.$$

$$D_{\max 1} = D_1 + ES_1 = 18,376 + 0,375 = 18,751 \text{ мм};$$

$$D_{\min 1} = D_1 + EI_1 = 18,376 + 0 = 18,376 \text{ мм};$$

$$TD_1 = ES_1 - EI_1 = 0,375 - 0 = 0,375 \text{ мм}; TD_1/2 = 0,187 \text{ мм}.$$

$$D_{\min} = D + EI = 20 + 0 = 20 \text{ мм};$$

Наносим размеры на схему.

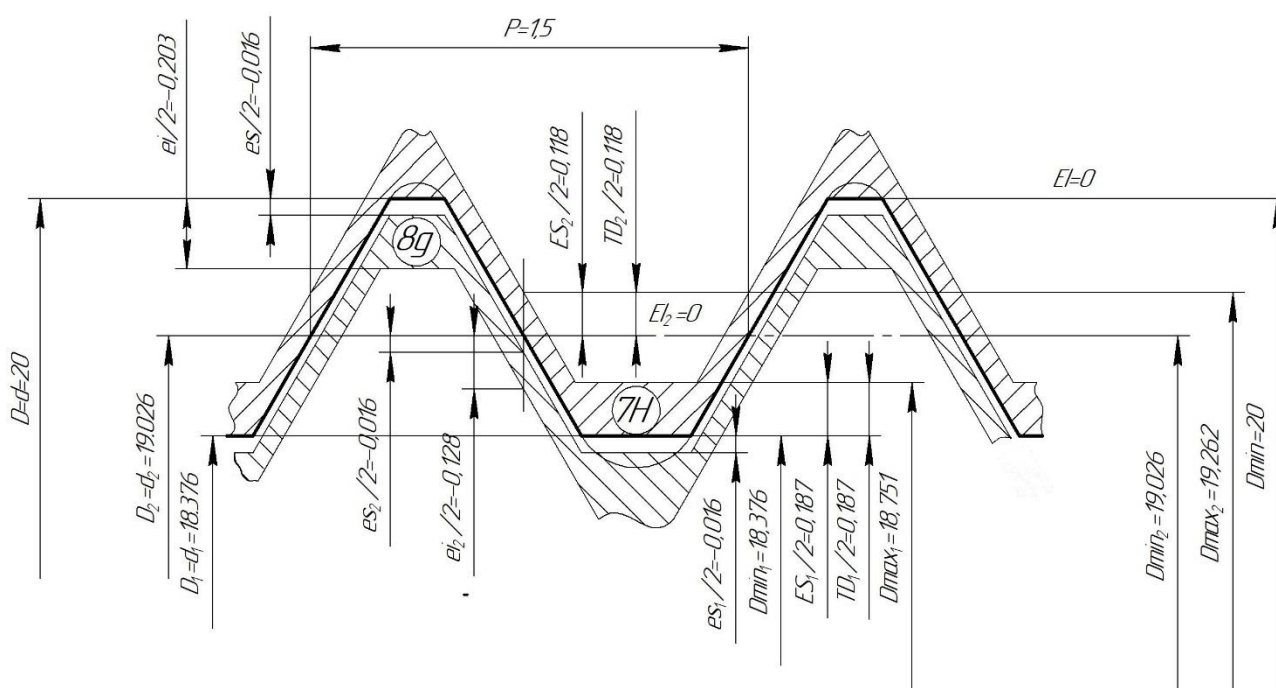


Рисунок 5 Схема полей допусков резьбы M20x1,5 7H/8g

Определяем отклонения болта для всех диаметров по справочным данным [4].

$$es_2 = -0,032 \text{ мм}; es_2/2 = -0,016 \text{ мм};$$

$$ei_2 = -0,256 \text{ мм}; ei_2/2 = -0,128 \text{ мм};$$

$$es_1 = -0,032 \text{ мм}; es_1/2 = -0,016 \text{ мм};$$

$$es = -0,032 \text{ мм}; es/2 = -0,016 \text{ мм};$$

$$ei = -0,407 \text{ мм}; ei/2 = -0,203 \text{ мм};$$

Строим поле допуска болта.

Определяем предельные размеры и допуска для всех диаметров болта.

$$d_{\max 2} = d_2 + es_2 = 19,026 - 0,032 = 18,994 \text{ мм};$$

$$d_{\min 2} = d_2 + ei_2 = 19,026 - 0,256 = 18,77 \text{ мм};$$

$$Td_2 = es_2 - ei_2 = 0,256 - 0,032 = 0,224 \text{ мм}; Td_2/2 = 0,112 \text{ мм}.$$

$$d_{\max} = d + es = 20 - 0,032 = 19,968 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 20 - 0,407 = 19,593 \text{ мм};$$

$$Td = es - ei = 0,375 - 0 = 0,375 \text{ мм}; Td/2 = 0,187 \text{ мм}.$$

$$d_{\max 1} = d_1 + es_1 = 18,376 - 0,032 = 18,344 \text{ мм};$$

Наносим размеры на схему.

Определяем предельные зазоры для всех диаметров резьбового соединения.

$$S_{\max 2} = D_{\max 2} - d_{\min 2} = ES_2 - ei_2 = 0,236 - (-0,256) = 0,492 \text{ мм};$$

$$S_{\max 2}/2 = 246;$$

$$S_{\min 2} = D_{\min 2} - d_{\max 2} = EI_2 + es_2 = 0 - 0,032 = 0,032 \text{ мм};$$

$$S_{\min 2}/2 = 0,016;$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI + es = 0 - 0,032 = 0,032 \text{ мм};$$

$$S_{\min}/2 = 0,016;$$

$$S_{\min 1} = D_{\min 1} - d_{\max 1} = EI_1 + es_1 = 0 - 0,032 = 0,032 \text{ мм};$$

$$S_{\min 1}/2 = 0,016.$$

Наносим размеры на схему.

3 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы выбор и расчет допусков и посадки резьбового соединения осуществлять в следующей последовательности:

- 1) изучить конструкцию узла и его служебное назначение;
- 2) выбрать резьбовое соединение;
- 3) по справочным данным определить значение диаметров резьбы и их предельные отклонения;
- 4) рассчитать предельные значения диаметров резьбы;
- 5) рассчитать значение зазоров в резьбовом соединении;
- 6) построить схему допусков резьбового соединения.

4 Контрольные вопросы

1. Какие резьбы вы знаете?
2. Как классифицируются резьбы?
3. Каким образом нормируется точность метрической резьбы?
4. Какие основные отклонения существуют для резьб с зазором?
5. Расшифруйте обозначение метрической резьбы.
6. Чем отличается ход от шага?
7. Какие диаметры нормируются у гайки и болта?
8. Что такое длина свинчивания? Какие группы длин свинчивания существуют?
9. Какая посадка принимается у метрических резьб по умолчанию? Какая степень точности резьб является основной?
10. Как располагаются поля допусков метрических резьб с зазором, с натягом, переходных?

Библиографический список

1. Емельянов С.Г. Нормирование точности в машиностроении: учебное пособие/ С.Г. Емельянов, Е.А. Кудряшов, Е.И. Яцун, Е.В. Павлов, С.А. Чевычелов, С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 440 с.
2. Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – Старый Оскол : ТНТ, 2010. – 539 с.
3. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1/ М.А. Палей, А.Б. Романов, В. А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. - 530 с.
4. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2/М. А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. – 629 с.
5. Якушев А. И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения М.: Машиностроение, 1986.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

« 10 » 05



ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направления 15.03.01 Машиностроение

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составитель: О.С. Зубкова

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *Е.И. Яцун*

Допуски и посадки зубчатых передач: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направления 15.03.01 Машиностроение / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова. Курск, 2023. 16 с., ил. 2, табл. 5, Библиогр.: 16 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы, расчету допусков и посадок зубчатых соединений. Рассмотрены особенности назначения параметров точности зубчатых передач для обеспечения взаимозаменяемости при проектировании узлов изделий машиностроения, приведен пример задания параметров точности.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления 15.03.01 Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,93. Уч. - изд. л. 0,84. Тираж 30 экз. Заказ ~~30~~ Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы:

Научится назначать допуски и посадки зубчатых соединений

Инструменты и материалы для работы

1. Персональный компьютер
2. Справочник по выбору допусков и посадок
3. Сборочный чертеж узла

1 Теоретическая часть

Погрешности изготовления и сборки зубчатых и червячных передач вызывают динамические нагрузки, шум, вибрации, нагрев, концентрацию напряжений на отдельных участках зубьев, а также несогласованность углов поворота ведущего и ведомого колес, что приводит к ошибкам относительного положения зубьев и к ошибкам от мертвого хода. Зубчатое колесо представляет собой деталь сложной геометрической формы в виде диска с зубьями на цилиндрической или конической поверхности, входящими в зацепление с зубьями другого зубчатого колеса.

Зубчатыми передачами называются механизмы, состоящие из зубчатых колес, которые сцепляются между собой и передают вращательное движение, преобразуя обычно угловые скорости и крутящие моменты.

Для регламентации точности отдельных видов зубчатых передач (цилиндрических, конических и других с нормальными модулями и отдельно мелко модульных) созданы системы допусков именно на передачи, а не на отдельные зубчатые колеса, так как точность зубчатых передач как самостоятельных звеньев машины или механизма зависит не только от точности входящих в зацепление зубчатых колес, но и от точности расположения осей в корпусах.

Системы допусков для различных зубчатых передач имеют много общего. Ниже рассмотрены погрешности и допуски эвольвентных цилиндрических зубчатых передач. Усвоение системы невозможно без четкого знания элементов эвольвентного зацепления, схема которого приведена на рисунке 1 (колеса не корригированные).

Обозначения и наименования большинства элементов ясны из рисунка:

$d_w(d)$ – диаметр начальной (делительной) окружности;

d – диаметр основной окружности;
 d_f – диаметр окружности впадин;
 d_a – диаметр;
 a_w – межосевое расстояние;
 α – угол зацепления, равный нормальному;
 i – угловой шаг;
 Se – постоянная хорда зубьев;
 he – расстояние, на котором определяется постоянная хорда зубьев;
 P_{bt} – основной окружной шаг.

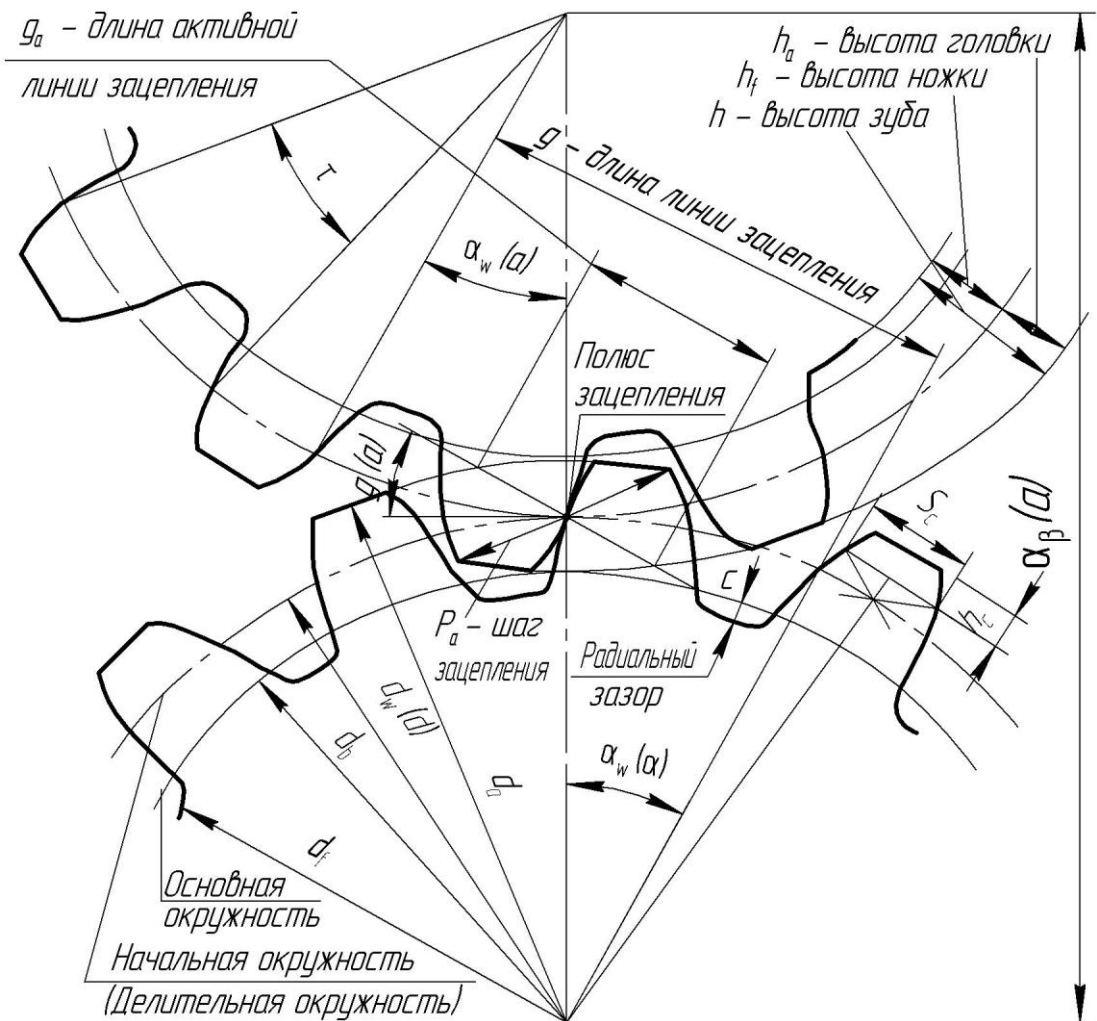


Рисунок 1 Элементы зубчатого зацепления

Система допусков цилиндрических зубчатых передач, включая термины, определения и обозначения, изложена в ГОСТ 1643-81, который распространяется на эвольвентные передачи внешнего и внут-

ренного зацепления с прямыми, косозубыми и шевронными зубчатыми колесами с делительным диаметром до 630 мм, шириной зубчатого венца или полушеврона до 1250 мм, модулем зубьев 1...55 мм, с исходным контуром по ГОСТ 13755-81 независимо от метода получения боковых поверхностей зубьев.

Для зубчатых колес и передач установлено *двенадцать степеней точности*, обозначаемых в порядке убывания точности арабскими цифрами от 1 до 12. Степени 1 и 2 пока не имеют установленных норм и являются резервными для будущего развития. Расчетной степенью точности является шестая, т.е. все допуски рассчитываются для нее, а числовые значения допусков других степеней определяют умножением на коэффициенты перехода. Степени точности 3-5 используют для измерительных зубчатых колес, зуборезного инструмента и в передачах прецизионных машин и механизмов; 6, и 7 – в ответственных передачах станков, автомобилей, самолетов и т.п.; 8, и 9 назначают на колеса зубчатых передач средней точности в общем машиностроении; 10-12 задают для малоответственных передач.

При назначении допусков на зубчатые колеса и точность монтажа для достижения качественной работы передачи преследуют следующие цели:

- обеспечение *кинематической точности*, т.е. согласованности углов поворота ведущего и ведомого колес передачи;
- обеспечение *плавности работы*, т.е. ограничение местных изменений отклонений углов поворота колеса (ограничение циклических погрешностей);
- обеспечение *контакта зубьев*, т.е. такого прилегания зубьев, при котором обеспечивается их контакт по всей длине и высоте зуба;
- обеспечение *бокового зазора* для устранения заклинивания зубьев при работе и ограничения мертвых ходов передачи.

Это значит, что собранная передача должна иметь между нерабочими профилями сопряженных зубьев боковой зазор. Он необходим для размещения слоя смазочного материала, компенсации температурных и упругих деформаций деталей, а также погрешностей изготовления деталей и монтажа зубчатой передачи.

Боковой зазор зубчатой передачи – расстояние между боковыми поверхностями зубьев зубчатых колес в передаче, обеспечивающее небольшой свободный поворот одного из колес при неподвижном парном зубчатом колесе. Он определяется в сечении, перпендикуляр-

ном направлению зубьев, в плоскости, касательной к основным цилиндрическим поверхностям.

В рассматриваемом примере работоспособность конкретной зубчатой передачи определяется гарантированным боковым зазором j_{nmin} (рис. 2,а). Значение гарантированного бокового зазора характеризует в зубчатой передаче вид сопряжения, который назначают независимо от степени точности зубчатых колес. Можно считать, что виды сопряжения – это первый ряд (основной) точности для нормирования наименьшего (j_{nmin}) гарантированного бокового зазора.

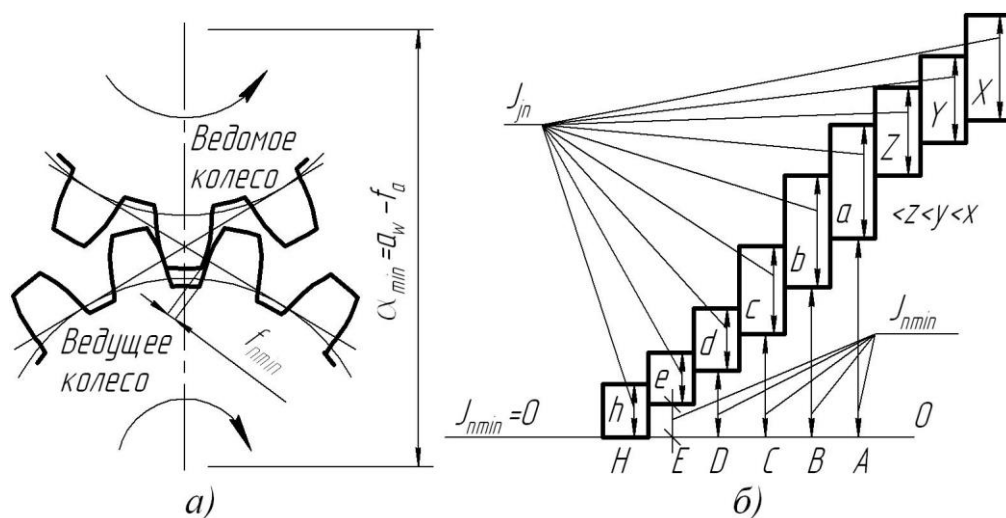


Рисунок 2 Боковой зазор (а) и виды сопряжений (б) зубчатой передачи

ГОСТ 1643-81 устанавливает шесть видов сопряжения, обозначаемых заглавными буквами латинского алфавита (рис. 2,б) и восемь видов допусков Tj_n на гарантированный боковой зазор, обозначаемых в порядке их возрастания – h, d, c, b, a, z, y, x . С увеличением в сопряжении гарантированного зазора предусмотрен возрастающий по величине одноименно обозначаемый допуск (кроме сопряжения E).

Виды допусков a, b, c, d и так далее являются условными, так как значения допусков на боковой зазор или наибольшее допускаемое значение зазора в стандарте не нормируется, а виды допусков на боковой зазор объединяют в группу параметров точности колес, нормируемых допусками, которые влияют на величину зазора. Например, допуски на смещение исходного контура T_H , допуски на среднюю длину общей нормали T_{wm} , допуски на длину общей нормали T_w , до-

пуски на толщину зуба T_c зависят от вида допуска на боковой зазор. Тем самым, под каждой буквой (a , b , c и т.д.) необходимо видеть группу норм точности на параметры колес, которые влияют на величину возможного наибольшего зазора Tj_n . Эти нормы являются вторым рядом точности нормирования бокового зазора.

Допускается изменять рекомендованное соответствие между сопряжением и видом допуска на боковой зазор, используя при этом и дополнительные виды допуска z , y , x . Наибольшее применение в зубчатых передачах общего назначения имеет вид сопряжения В. Установлено шесть классов отклонений для межосевого расстояния (МОР), обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами 1...6. Это можно считать третьим рядом точности по боковому зазору (табл. 1).

Рассчитать величину минимального бокового зазора зубчатой передачи можно по формуле;

$$j_{n \min} = V + a_w (\alpha_1(t_1 - 20^\circ) \alpha_2(t_2 - 20^\circ)) 2 \sin \alpha \quad (1)$$

где a_w – межосевое расстояние передачи, мм;

α – угол профиля;

α_1 , α_2 – коэффициенты линейного расширения материала колес и корпуса, $1/^\circ\text{C}$;

t_1 , t_2 – значения температуры зубчатых колес и корпуса, для которой рассчитывается боковой зазор, $^\circ\text{C}$;

$V = (10...30)m$, мкм – величина масляного слоя, большие значения принимаются для быстроходных передач;

m , мм – модуль зубчатой передачи.

Таблица 1 Виды сопряжений и допусков на гарантированный боковой зазор

Вид сопряжения	<i>H</i>	<i>E</i>	<i>D</i>	<i>C</i>	<i>B</i>	<i>A</i>
Вид допуска	<i>h</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>
Класс отклонения МОР ($\pm fa$)	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
Для степенной точности	3-7	3-7	3-8	3-9	3-11	3-12
Минимальный боковой зазор	0	<i>IT7</i>	<i>IT8</i>	<i>IT9</i>	<i>IT10</i>	<i>IT11</i>

Принятые для зубчатой передачи единые степени по нормам кинематической точности, плавности и нормам контакта для определенного вида сопряжений указывают условно так: 8-*D* ГОСТ 1643-81.

При комбинировании степеней точности первая цифра указывает степень по нормам кинематической точности, вторая – по плавности работы и третья - по нормам контакта, буква - вид сопряжения, например: 8 - 7 - 7 - В ГОСТ 1643-81.

Возможен случай, когда конструктору совершенно безразлична степень точности по какой-либо из норм точности по зацеплению, тогда вместо конкретного номера степени точности указывается буква *N*, например: 7-*N*-6-В ГОСТ 1643-81. Это значит, что конструктор не устанавливает требования по плавности работы. Можно предполагать, что это, видимо, относится к тихоходной высоконагруженной передаче, для которой важно обеспечить полноту контакта зубьев (6-я степень). Однако это не означает, что плавность работы будет грубой, поскольку по характеру обработки зубчатых колес невозможно будет обеспечить степень по нормам кинематической точности и 6-ю по полноте контакта при грубых показателях по плавности работы.

Так как между различными показателями точности существует определенная взаимосвязь, практически невозможно изготовить зубчатые колеса со значительным разрывом в степенях точности. Поэтому при комбинировании в передаче норм точности разрешается устанавливать нормы плавности не более чем на две точнее или на одну грубее норм кинематической точности; нормы контакта могут быть такой же или любой более точной степени, чем нормы плавности, а также иногда на одну степень грубее. Шестерни и колеса не обязательно изготавливать по одним и тем же степеням точности. Вид допуска на боковой зазор указывают только в случаях, когда он отличается от общерекомендуемого, например: 7-6-7-*Vc* ГОСТ 1643-81. В случае назначения на МОР более грубого класса отклонений запись имеет, например, вид: 7 - *Ca/V* - 113 ГОСТ 1643-81. Здесь (при МОР 315...400 мм) вместо нормально предусмотренного для вида сопряжения *C* класса IV ($f_a = \pm 70$ мкм) и $j_{n \min} = 140$ мкм назначен класс V ($f_a = \pm 110$ мкм), вследствие чего

$$j'_{n \min} = j_{n \min} - 0,68|f'_a| - |f_a|, \quad (2)$$

где f'_a, f_a – отклонения межосевого расстояния соответственно для более грубого и нормального класса.

$$j_{nmin} = 140 - 0,68(110 - 70) = 113 \text{ мкм.}$$

Все нормы и допуски в ГОСТ 1643-81 даны относительно рабочей оси, вокруг которой вращается зубчатое колесо в собранной передаче. Если контроль каких-либо параметров производят не от оси, то надо ввести ужесточенные производственные допуски в целях компенсации погрешностей от замены базы. Ужесточать допуски для колес приходится и в случаях, когда передача имеет много деталей. Например, готовое зубчатое колесо монтируют на вал, на который насаживают подшипники; подшипники помещают в стаканы, а стаканы – в корпус; в итоге нормам стандарта должна удовлетворять собранная передача.

Подводя итог выше сказанному, отметим следующее.

В нормах кинематической точности (табл.2) нормируются требования к таким геометрическим и кинематическим параметрам колеса и передачи, погрешность которых влияет на погрешность передаточного отношения за полный оборот колеса, т.е. характеризует погрешность в угле поворота за один его оборот по сравнению с тем, если бы вместо него находилось абсолютно точное колесо.

Таблица 2 Показатели кинематической точности зубчатых колес и передачи

№ п/п	Нормируемые показатели точности или комплекс показателей	Условные обозначения	Степень точности
1	Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса	F'_{ir}	3...8
2	Накопленная погрешность шага и накопленная погрешность «К» шагов зубчатого колеса	F_{pr} и F_{pkr}	3...6
3	Накопленная погрешность шага зубчатого колеса	F_{pr}	7...8
4	Погрешность обката и радиальное биение зубчатого венца	F_{cr} и F_{rr}	3...8
5	Колебание длины общей нормали и радиальное биение зубчатого венца	F_{vwr} и F_{rr}	3...8

№ п/п	Нормируемые показатели точности или комплекс показателей	Условные обозначения	Степень точности
6	Колебание длины общей нормали и измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса	F_{vwr} и F''_{ir}	5...8
7	Погрешность обката и колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса	F_{cr} и F''_{ir}	5...7
8	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса	F''_{ir}	10...12
9	Радиальное биение зубчатого колеса	F_{rr}	8...12 колесо св. 1500 мм
10	Наибольшая кинематическая погрешность передачи	F'_{ior}	3...8

В нормах плавности работы (табл. 3) нормируются требования к точности таких геометрических и кинематических параметров колеса и передачи, погрешность которых так же влияет на кинематическую точность, но эта погрешность проявляется многократно за один оборот колеса, т.е. один или несколько раз на каждом зубе. Эти требования имеют наибольшее значение для передач, работающих на больших скоростях, поскольку такие погрешности являются источником ударов, приводящих к появлению шума и вибраций.

Таблица 3 Показатели плавности работы колес и передач

Колесо или передача	Нормируемые показатели точности или комплексы Колесо или показателей	Условные обозначения	Степени точности
Прямозубые и узкие косозубые колеса (коэффициент осевого перекрытия меньше	Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса	f'_{ir}	3...8
	Циклическая погрешность зубцовой частоты колеса	f_{zr}	3...8
	Отклонение шага зацепления и погрешность профиля зуба	f_{Pbr}, f_{fr}	3...8
	Отклонение шага зацепления и отклонение шага	f_{Pbr}, f_{Pir}	3...6

Колесо или передача	Нормируемые показатели точности или комплексы Колесо или показателей	Условные обозначения	Степени точности
граничного)	Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	f'_{ir}	5...8
Любые колеса	Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	f'_{ir}	9...12
	Отклонение шага зацепления	f_{pbr}	9...12
	Отклонение шага	f_{pbr}	9...12
Широкие косозубые колеса (коэффициент осевого перекрытия больше граничного)	Циклическая погрешность зубчатого колеса	f_{zkr}	3...8
	Отклонение шага	f_{ptr}	8, 9
Зубчатая передача (коэффициент осевого перекрытия меньше граничного)	Местную кинематическая погрешность передачи	f'_{ior}	3...8
	Циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче	f_{zzor}	3...8
Зубчатая передача (коэффициент осевого перекрытия больше граничного)	Циклическая погрешность передачи	f_{zkor}	3...8

В нормах контакта (табл.4) нормируются требования к таким геометрическим и кинематическим параметрам колес и передач, погрешность которых влияет на величину площади поверхности каса-

ния при вращении зубьев сопрягаемых колес. Требования к контакту поверхностей зубьев имеют особо важное значение для передач, работающих с большими нагрузками.

Таблица 4 Показатели полноты контакта зубьев

Колесо или передача	Нормируемые показатели точности или комплексы показателей	Условные обозначения	Степень точности
Прямозубые и узкие косообразные зубчатые колеса (коэффициент осевого перекрытия меньше граничного)	Погрешность направления зуба	$F_{\beta r}$	3...12
	Суммарная погрешность контактной линии	F_{kr}	3...12
Широкие косообразные колеса (коэффициент осевого перекрытия больше граничного)	Отклонения осевых шагов по нормали и суммарная погрешность контактной линии	F_{pxnr} и F_{kr}	3...9
	Отклонения осевых шагов по нормали и отклонения шага зацепления	F_{pxnr} и f_{pbr}	3...9
Зубчатая передача	Отклонение от параллельности осей и перекос осей	f_{xr} и f_{yr}	3...12
	Суммарное пятно контакта	-	3...11
	Мгновенное пятно контакта	-	3...11

В нормах бокового зазора (табл 5) нормируются требования к таким параметрам колес и передачи, которые влияют на зазор по нерабочим профилям зубьев. Эти нормы важны для передач, работающих в тяжелых температурных условиях, при большей загрязненности и для реверсивных передач.

Таблица 5 Нормы бокового зазора

Колесо или передача	Нормируемые показатели точности или комплексы показателей	Условные обозначения
Передача	Гарантированный боковой зазор Предельные отклонения межосевого расстояния	$j_{n \min}$ $\pm f_a$
	Наименьшее дополнительное смещение исходного контура. Допуск на смещение исходного контура	$- E_{Hs} (+ E_{Hi})$ T_H
	Наименьшее отклонение средней длины общей нормали: Допуск на отклонение средней длины общей нормали	$- E_{Wms}$ $(+ E_{Wmi})$ T_{Wm}
	Наименьшее отклонение длины общей нормали Допуск на отклонение длины общей нормали	$- E_{Ws} (+ E_{Wi})$ T_W
	Наименьшее отклонение толщины зуба Допуск на отклонение толщины зуба	E_{cs} T_c
	Нижнее предельное отклонение измерительного межосевого расстояния	$+ E_{a''s}$ $(- E_{a''i})$
	Наименьшее отклонение размера по роликам Допуск на размер по роликам	E_{Ms} T_M

2 Пример назначения норм точности зубчатого колеса

Нормы точности назначаем для прямозубого зубчатого колеса с модулем $m = 5$ мм, числом зубьев $z = 50$, межосевым расстоянием $a_w = 187,5$ мм, шириной колеса $b = 35$ мм. Точность зубчатого колеса 8–8–9–Ba

Определяем делительный диаметр для данного зубчатого колеса:

$$d_1 = mz = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм.}$$

По таблицам ГОСТ 1643-81 определяем номенклатуру показателей по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и бокового зазора.

По таблице ГОСТ 1643-81 найдем нормы кинематической точности 8.

Найдем допуск на кинематическую погрешность колеса:

$$F'_t = F_p + f_f \quad (3)$$

$F_p = 125$ мкм – допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса

$f_f = 22$ мкм – допуск на погрешность профиля;

$$F'_t = 125 + 22 = 147 \text{ мкм}$$

$F_r = 71$ мкм – допуск на радиальное биение зубчатого венца;

$F_{uw} = 50$ мкм – допуск на колебание длины общей нормали;

$F_c = 50$ мкм – допуск на погрешность обката;

$F_i^n = 100$ мкм – допуск на колебание межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса.

По таблице ГОСТ 1643-81 найдем нормы плавности работы 8.

Для прямозубых зубчатых колес значение коэффициента осевого перекрытия принимаются меньше граничного значения ε_β

$f'_i = 50$ мкм – допуск на местную кинематическую погрешность зубчатого колеса;

$f_{pt} = \pm 28$ мкм – предельные отклонения шага;

$f_f = 22$ мкм – допуск на погрешность профиля;

$f_{pb} = \pm 26$ мкм – предельные отклонения шага зацепления.

$f''_i = 40$ мкм – допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе.

По таблице ГОСТ 1643-81 найдем нормы контакта зубьев 9.

$F_{pxn} = \pm 40$ мкм – продольные отклонения осевых шагов по нормали;

$F_k = 60$ мкм – допуск на суммарную погрешность контактной линии;

$F_\beta = 28$ мкм – допуск направление зубьев;

Допуски на боковой зазор по ГОСТ 1643-81:

$E_{Hs} = -220$ мкм – наименьшее дополнительное смещение исходного контура;

$T_H = 250$ мкм – допуск на смещение исходного контура.

3 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы 6 выбор и расчет посадки шпоночного соединения осуществлять в следующей последовательности:

- 1) изучить конструкцию узла и его служебное назначение;
- 2) исходя из служебного назначения по согласованию с преподавателем назначить степени точности по группам параметров зубчатой передачи;
- 3) определить по сборочному чертежу узла геометрические размеры зубчатой передачи;
- 4) в соответствии с ГОСТ 1643-81 определить номенклатуру параметров точности и выписать их значения.

4 Контрольные вопросы

1. Назовите основные геометрические параметры зубчатых колес.
2. По каким группам показателей нормируется точность зубчатых колес?
3. Сколько степеней точности предусмотрено стандартом?
4. Какая группа показателей является приоритетной для точных приборов, часовых механизмов, делительных механизмов?
5. Какая группа показателей является приоритетной для скоростных передач?
6. Какая группа показателей является приоритетной для силовых передач?
7. Расшифруйте обозначение точности зубчатой передачи.
8. Назовите показатели кинематической точности зубчатого колеса.
9. Назовите показатели плавности работы зубчатого колеса.
10. Назовите показатели контакта зубьев зубчатого колеса.
11. Что такое вид сопряжения и вид допуска?

12. Назовите показатели, обеспечивающие гарантированный боковой зазор в передаче.

Библиографический список

1. Емельянов С.Г. Нормирование точности в машиностроении: учебное пособие/ С.Г. Емельянов, Е.А. Кудряшов, Е.И. Яцун, Е.В. Павлов, С.А. Чевычелов, С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 440 с.
2. Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – Старый Оскол : ТНТ, 2010. – 539 с.
3. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1/ М.А. Палей, А.Б. Романов, В. А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. - 530 с.
4. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2/М. А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. – 629 с.
5. Якушев А. И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения М.: Машиностроение, 1986.