

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»

Кафедра машиноведения

Нормирование точности и технические измерения

Методическое пособие к выполнению расчетно-графических и курсовых работ для студентов машиностроительных специальностей

Брест 2005

УДК 621 – 182.8

Методическое пособие к выполнению расчётно-графических, контрольных и курсовых работ по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения» содержит задания, необходимые указания и примеры выполнения расчетов.

Предназначено для студентов специальностей 1-36 01 01, 1-36 01 03, 1-37 01 06 всех форм обучения.

Одобрено на заседании кафедры и рекомендовано к изданию.

Составитель: Хоронжевский Ю. А., старший преподаватель
Григорьев В. Ф., доцент, к. т. н.

Рецензент: А.М Переверткин, генеральный директор
РУПП «Брестский машиностроительный завод»

СОДЕРЖАНИЕ:

	с.
Введение	4
1. Гладкие сопряжения и калибры	4
2. Расчёт и выбор посадок подшипника качения.	13
3. Шероховатость, отклонения формы и расположения поверхностей	19
4. Допуски и посадки шпоночных и шлицевых соединений.	27
5. Резьбовые соединения	35
6. Допуски и контроль зубчатых передач.	42
7. Расчёт размерных цепей	49
Литература	61

ВВЕДЕНИЕ

Цель курсовой работы по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения» (НТ и ТИ), состоящей из разделов «Гладкие сопряжения и калибры», «Расчёт и выбор посадок подшипника качения», «Шероховатость, отклонения формы и расположения поверхностей», «Шпоночные и шлицевые соединения», «Резьбовые соединения», «Допуски и контроль зубчатых передач» и «Размерные цепи» - совершенствование инженерно-технической подготовки, необходимой для выполнения курсовых и дипломных проектов, а также профессиональной деятельности специалистов.

Для выполнения определённого раздела работы необходимо изучить теоретическую часть задания, рекомендуемую литературу. Вариант задания выбирается по двум последним цифрам зачётной книжки, либо указывается преподавателем.

Работа должна включать расчётно-пояснительную записку и графическую часть (эскизы, схемы, чертежи), выполненные с учётом требований ЕСКД, ЕСТД [1]. Расчётно-пояснительная записка выполняется на листах формата А4, чертежи выполняются на чертёжной бумаге формата А3 или А4.

Выполнение разделов работы необходимо начинать с названия задания и исходных данных. Перед вычислениями следует записать формулу в общем виде, выполнить пояснения к формуле, а затем выполнить вычисления. После нахождения искомых величин следует проставить их единицы измерения. Работа должна быть выполнена аккуратно. Понятия, определения, условные обозначения и конкретные значения размеров должны соответствовать действующим стандартам.

Выполненная работа (расчётно-пояснительная записка и графическая часть в виде приложения) переплетается в обложку из плотной бумаги с текстом титульного листа.

1. ГЛАВНЫЕ СОПРЯЖЕНИЯ И КАЛИБРЫ

1.1 Расчет допусков и посадок гладких цилиндрических сопряжений

1.1.1 ЗАДАНИЕ

Определить систему и тип посадки, предельные размеры валов и отверстий для заданных посадок, параметры посадок (максимальный и минимальный зазоры, натяги в соединениях), рассчитать допуски валов, отверстий, посадок и проверить правильность расчётов, выполнить схемы предложенных посадок и проставить размеры на эскизах.

Для одной из заданных посадок выполнить расчёт калибров: составить схему расположения полей допусков предельных калибров, рассчитать исполнительные размеры калибров, разработать эскизы рассчитанных калибров с простановкой исполнительных размеров, маркировки и шероховатости рабочих поверхностей.

Таблица 1 – Исходные данные к разделу

№ вар	Посадка	№ вар	Посадка	№ вар	Посадка	№ вар	Посадка	№ вар	Посадка
1	$\varnothing 24H6/g5$ $\varnothing 45S6/h6$ $\varnothing 67H7/m6$ $\varnothing 42H7/h8$	13	$\varnothing 56H6/k5$ $\varnothing 70S6/h7$ $\varnothing 105F7/h7$ $\varnothing 55H5/h6$	25	$\varnothing 71T7/h8$ $\varnothing 56F8/h8$ $\varnothing 40H7/m6$ $\varnothing 30H8/h7$	37	$\varnothing 74H7/r6$ $\varnothing 40F7/h7$ $\varnothing 48H6/k6$ $\varnothing 33H9/h8$	49	$\varnothing 38B11/h10$ $\varnothing 75H8/u8$ $\varnothing 85H6/js6$ $\varnothing 58H8/h9$

Продолжение таблицы 1

№ вар	Посадка	№ вар	Посадка	№ вар	Посадка	№ вар	Посадка	№ вар	Посадка
2	∅ 40H8/x7 ∅ 65H6/h5 ∅ 25D8/h8 ∅ 53N8/is7	14	∅ 25H6/f6 ∅ 60R8/h7 ∅ 53H6/k6 ∅ 38H7/h8	26	∅ 15H6/g5 ∅ 28H7/p6 ∅ 63K7/k6 ∅ 19H11/h10	38	∅ 70H6/s6 ∅ 90H7/f8 ∅ 45H5/k5 ∅ 28H12/h11	50	∅ 50G7/h6 ∅ 30T7/h7 ∅ 36H6/m7 ∅ 53H9/h8
3	∅ 38H8/k7 ∅ 24E8/h8 ∅ 40S7/n6 ∅ 60H6/h6	15	∅ 30A9/f8 ∅ 67N9/h8 ∅ 73E10/s8 ∅ 36H9/h8	27	∅ 65T7/h7 ∅ 60K6/k6 ∅ 26H8/d8 ∅ 36H7/h7	39	∅ 56H8/x8 ∅ 30H7/m7 ∅ 14D9/h9 ∅ 40H12/h11	51	∅ 21H10/a11 ∅ 36H8/z8 ∅ 57H5/k4 ∅ 60H7/h7
4	∅ 35H8/u8 ∅ 56H7/m7 ∅ 20H6/g5 ∅ 45H7/h6	16	∅ 27H6/f5 ∅ 35H7/u6 ∅ 48H8/k7 ∅ 100H8/h7	28	∅ 67U8/h7 ∅ 17N7/js7 ∅ 23H7/g6 ∅ 55H9/h8	40	∅ 30P6/h6 ∅ 53F6/h7 ∅ 48H9/m8 ∅ 25H10/h10	52	∅ 40F7/e7 ∅ 25P6/h6 ∅ 80H8/js7 ∅ 50H10/h10
5	∅ 19H9/c8 ∅ 34H7/s7 ∅ 53H7/k5 ∅ 21H8/h7	17	∅ 34F9/f8 ∅ 45JS9/x8 ∅ 95E8/s7 ∅ 110H8/h8	29	∅ 56K6/m5 ∅ 46F7/h6 ∅ 34H6/k5 ∅ 70H8/h7	41	∅ 26H8/f8 ∅ 40H8/u7 ∅ 55H7/k6 ∅ 75H6/h6	53	∅ 18H9/f9 ∅ 53G6/h6 ∅ 42H8/x8 ∅ 75H9/h9
6	∅ 18H8/e7 ∅ 34R7/h6 ∅ 40F8/k7 ∅ 50H9/h8	18	∅ 20H6/e7 ∅ 32H7/u6 ∅ 90G90/n6 ∅ 63H10/h9	30	∅ 80H8/f9 ∅ 65H7/s7 ∅ 42H6/m6 ∅ 25H10/h9	42	∅ 70F8/h7 ∅ 38H9/s8 ∅ 56H7/k6 ∅ 44H10/h9	54	∅ 11H9/d8 ∅ 27H7/s6 ∅ 32H8/m7 ∅ 45H12/h11
7	∅ 30H6/t5 ∅ 20G5/h5 ∅ 32R7/f6 ∅ 48H7/h6	19	∅ 95R7/h7 ∅ 19H6/g5 ∅ 43H8/k7 ∅ 30H6/h6	31	∅ 22G7/g6 ∅ 40U8/h8 ∅ 47H8/m7 ∅ 75H6/h6	43	∅ 35H8/x7 ∅ 50H7/m6 ∅ 70E8/f7 ∅ 42H9/h9	55	∅ 31H7/e7 ∅ 28H8/r7 ∅ 65H9/m8 ∅ 30H8/h7
8	∅ 18H7/e7 ∅ 30P7/h7 ∅ 28H8/r7 ∅ 37H10/h9	20	∅ 17H5/g4 ∅ 23H7/p6 ∅ 32H8/m7 ∅ 60H5/h5	32	∅ 80H6/g6 ∅ 63H5/r5 ∅ 60H7/m7 ∅ 38H7/h6	44	∅ 40P7/h7 ∅ 22H8/d8 ∅ 37H7/js7 ∅ 65H7/h7	56	∅ 34R7/h6 ∅ 40F8/k7 ∅ 50H7/k6 ∅ 63H9/h8
9	∅ 15H7/f7 ∅ 26H6/p6 ∅ 42H7/m6 ∅ 17H8/h8	21	∅ 36H7/r7 ∅ 46H6/m6 ∅ 63F9/h10 ∅ 57H9/h8	33	∅ 85H7/d6 ∅ 60H6/r5 ∅ 56H7/m6 ∅ 20H7/h7	45	∅ 21H9/f8 ∅ 34H7/x8 ∅ 48H7/m6 ∅ 65H8/h8	57	∅ 19H9/c8 ∅ 37H7/s7 ∅ 46H8/js7 ∅ 50H9/h9
10	∅ 25H5/u5 ∅ 80E6/h6 ∅ 100M7/js7 ∅ 45H6/h7	22	∅ 19H6/g6 ∅ 48H8/k7 ∅ 35H5/r5 ∅ 71H7/h6	34	∅ 100H7/f6 ∅ 90H6/t6 ∅ 55M7/js7 ∅ 35H10/h9	46	∅ 55P7/h6 ∅ 32H8/u7 ∅ 100E7/f6 ∅ 43H10/h9	58	∅ 90H6/m5 ∅ 56H7/u8 ∅ 34H8/c8 ∅ 80H6/h6
11	∅ 30H6/f7 ∅ 44H7/u6 ∅ 77E8/s7 ∅ 90H11/h10	23	∅ 34H7/t6 ∅ 55F9/h8 ∅ 70H8/m7 ∅ 39H10/h9	35	∅ 17F8/g7 ∅ 80H8/s7 ∅ 53H7/m6 ∅ 34H7/h6	47	∅ 28H7/z7 ∅ 63H8/d8 ∅ 19JS7/g6 ∅ 35H7/h7	59	∅ 95R7/h6 ∅ 24E8/h8 ∅ 75H7/m7 ∅ 100H7/h7
12	∅ 28H9/u8 ∅ 85P8/e7 ∅ 120E8/h8 ∅ 42H9/h9	24	∅ 32H9/d9 ∅ 60R7/h7 ∅ 67H7/k7 ∅ 73H9/h9	36	∅ 32S7/h8 ∅ 75H7/u7 ∅ 100H9/e8 ∅ 16H6/h5	48	∅ 76H7/n6 ∅ 20D10/h9 ∅ 63H8/k7 ∅ 38H6/h6	60	∅ 28D8/f8 ∅ 9P7/h6 ∅ 45H7/k6 ∅ 56H12/h11

1.1.2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Посадки образуются путём сочетания допусков отверстия и вала. Обозначается посадка в виде дроби, при этом числителем является обозначение допуска отверстия, а знаменателем – допуска вала, например: $\varnothing 75 \frac{H7}{h6}$; $\varnothing 60 \frac{F8}{h7}$.

Рассмотрим условную запись гладкого цилиндрического соединения $\varnothing 75 \frac{H7}{h6}$:

$\varnothing 75$ – номинальный размер отверстия и вала, мм;

H – основное отклонение отверстия;

7 – квалитет отверстия;

h – основное отклонение вала;

6 – квалитет вала.

Условные схемы полей допусков отверстия, вала и посадки соединения приведены на рисунке 1.

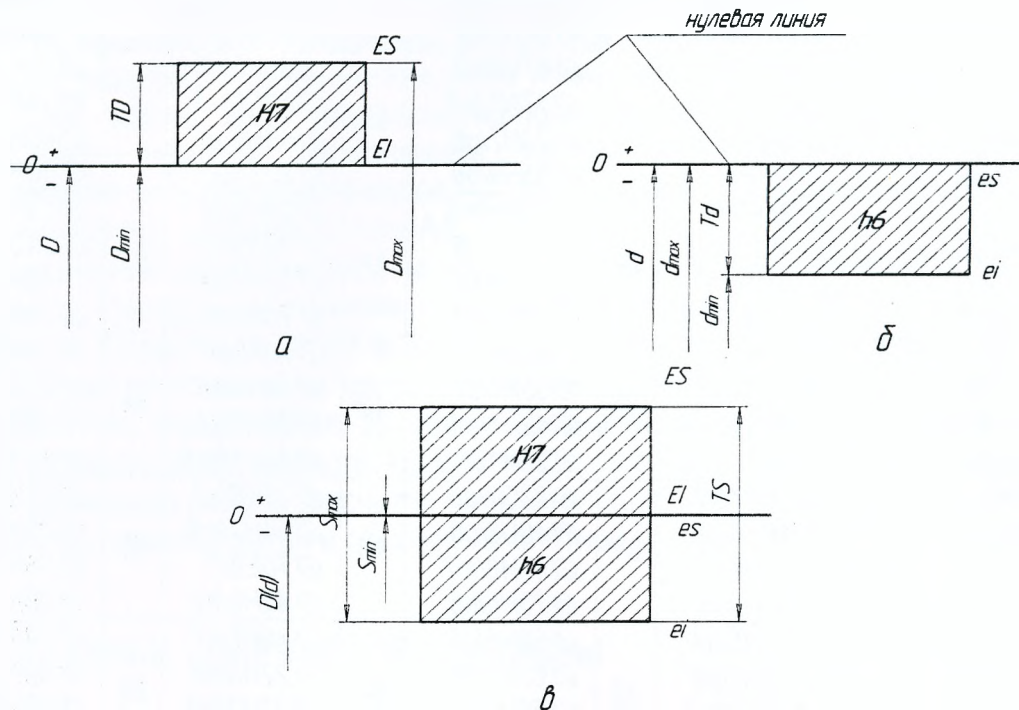


Рисунок 1 – Схемы полей допусков а – отверстия; б – вала; в – посадки

ES, es – верхние отклонения отверстия и вала соответственно, мкм;

EI, ei – нижние отклонения отверстия и вала соответственно, мкм;

D, d – номинальный диаметр отверстия и вала, мм;

D_{max}, d_{max} – максимальные предельные размеры отверстия и вала, мм;

D_{min}, d_{min} – минимальные предельные размеры отверстия и вала, мм;

TD, td – допуск размера отверстия и вала соответственно, мкм;

TS – допуск посадки с зазором, мкм;

S_{max} – максимальный зазор в соединении, мм;

S_{min} – минимальный зазор в соединении, мм.

Посадки могут быть осуществлены как в системе отверстия H ($EI=0$), так и в системе вала h ($es=0$).

При выборе посадок необходимо учитывать конкретные условия эксплуатации, возможность монтажа. Например, если при эксплуатации температура втулки выше, чем температура вала (сопрягаемые детали сделаны из одного материала), то зазоры должны быть уменьшены, а натяги увеличены, а если температура вала больше, чем втулки – то зазоры соответственно должны быть увеличены, а натяги уменьшены. На практике чаще сочетаются поля допусков одного квалитета, однако в связи с большой трудоёмкостью обеспечения точности изготовления отверстия допуск на него может быть назначен на квалитет грубее допуска вала.

Применяются следующие типы посадок: с зазором, с натягом, переходная.

Соединения с натягом широко применяются в машиностроении, когда требуется передача значительных осевых усилий, крутящих моментов или нагрузок от их совмест-

ного действия. Сопротивление взаимному смещению деталей в этих соединениях создаётся и поддерживается за счёт сил трения в сопряжении. В таких соединениях диаметр вала до сборки всегда больше диаметра отверстия.

Посадки с зазором предназначены для получения подвижных и неподвижных соединений. В неподвижных соединениях посадки с зазором применяются для выполнения беспрепятственной сборки сменных деталей, относительная неподвижность которых обеспечивается шпонками, болтами, штифтами и т. п. Подвижные посадки характеризуются наличием гарантированного зазора, позволяющего свободно перемещаться сопрягаемым деталям относительно друг друга, компенсировать температурные деформации и отклонения формы поверхностей.

Переходные посадки используются взамен посадок с натягом, когда необходимо проводить разборку и сборку сопряжения при его эксплуатации. Если требуется обеспечить неподвижное соединение вала и отверстия с помощью переходной посадки, то обычно требуется дополнительное крепление сопрягаемых деталей, поскольку предельные натяги невелики.

Расчётные формулы посадок:

$$\begin{aligned} D_{max} &= D + ES, & D_{min} &= D + EI \\ d_{max} &= d + es, & d_{min} &= d + ei \\ TD &= D_{max} - D_{min}, & Td &= d_{max} - d_{min} \end{aligned}$$

а) с зазором

$$\begin{aligned} S_{max} &= D_{max} - d_{min} = ES - ei \\ S_{min} &= D_{min} - d_{max} = EI - es \\ TS &= S_{max} - S_{min} = TD + Td; \end{aligned}$$

б) с натягом

$$\begin{aligned} N_{max} &= d_{max} - D_{min} = es - EI \\ N_{min} &= d_{min} - D_{max} = ei - ES \\ TN &= N_{max} - N_{min} = Td + TD; \end{aligned}$$

в) переходной

$$\begin{aligned} S_{max} &= D_{max} - d_{min} = ES - ei \\ N_{max} &= d_{max} - D_{min} = es - EI \\ S_{min} &= -N_{max} \\ N_{min} &= -S_{max} \\ TS(N) &= S_{max} + N_{max} = Td + TD. \end{aligned}$$

1.1.3 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Задана посадка $\varnothing 35P7/h6$.

Используется система вала, т. к. основное отклонение вала h ($es=0$). Посадка с натягом, так как основное отклонение отверстия - P.

Для отверстия $\varnothing 35P7$: верхнее отклонение $ES = -17$ мкм, допуск $TD = IT7 = 25$ мкм [5].

Нижнее отклонение $EI = ES - TD = -17 - 25 = -42$ мкм.

Для вала $\varnothing 35h6$: верхнее отклонение $es = 0$ мкм; допуск $Td = IT6 = 16$ мкм [5].

Нижнее отклонение $ei = es - Td = 0 - 16 = -16$ мкм.

Предельные размеры отверстия и вала:

$$\begin{aligned} D_{max} &= D + ES = 35 - 0,017 = 34,983 \text{ мм} \\ D_{min} &= D + EI = 35 - 0,042 = 34,958 \text{ мм} \\ d_{max} &= d + es = 35 + 0 = 35 \text{ мм} \\ d_{min} &= d + ei = 35 - 0,016 = 34,984 \text{ мм} \end{aligned}$$

Параметры посадки с натягом:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 35 - 34,958 = 0,042 \text{ мм}$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = 34,984 - 34,983 = 0,001 \text{ мм}$$

$$TN = N_{max} - N_{min} = 0,042 - 0,001 = 0,041 \text{ мм}$$

Проверка: $TN = Td + TD$;
 $0,041 = 0,025 + 0,016$

Результаты расчётов необходимо свести в таблицы и по данным расчётов построить схемы полей допусков рассчитанных посадок.

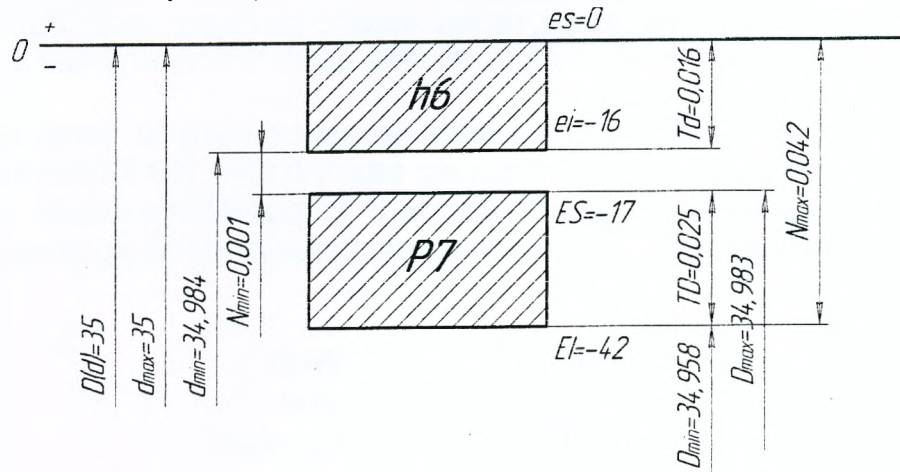


Рисунок 2 – Схема посадки с натягом 35 $\frac{P7}{h6}$

Выполнить простановку посадок на эскизах (Рисунок 3).

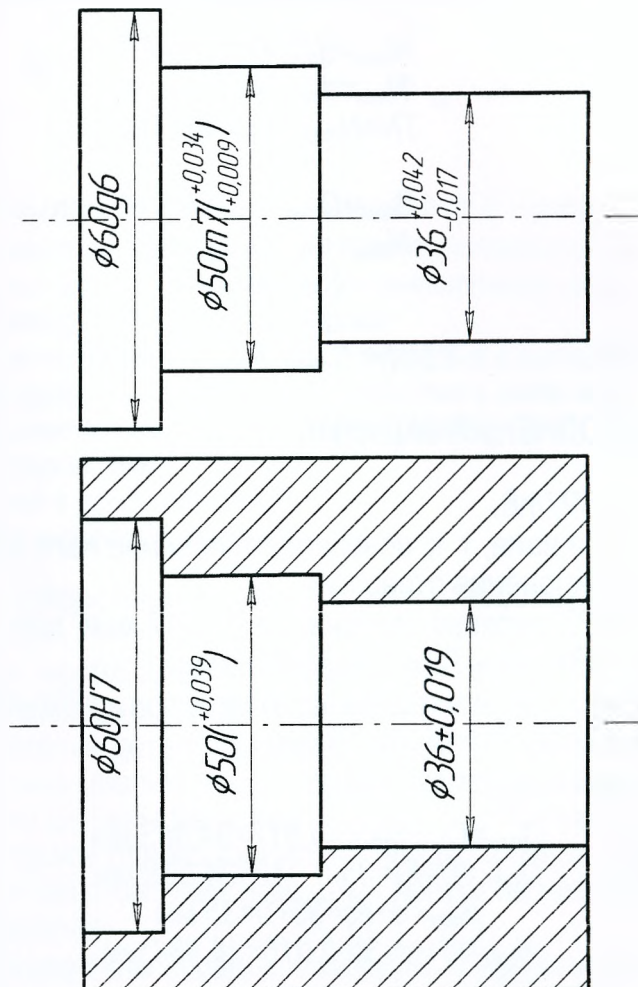


Рисунок 3 – Эскизы сопрягаемых деталей

Таблица 2 – Типы и параметры посадок

В миллиметрах

Обозначение посадки	Предельные размеры				Параметры посадок				Тип посадки	Допуск посадки
	отверстия		вала		зазор		натяг			
	D_{max}	D_{min}	d_{max}	d_{min}	S_{max}	S_{min}	N_{max}	N_{min}		
$\varnothing 35P7/h6$	34,983	34,958	35,0	34,984	–	–	0,042	0,001	с натягом	0,041

Предпочтительным обозначением полей допусков на чертежах являются $\varnothing 50m7^{(+0,034/+0,009)}$ и $\varnothing 50H8^{(+0,039)}$.

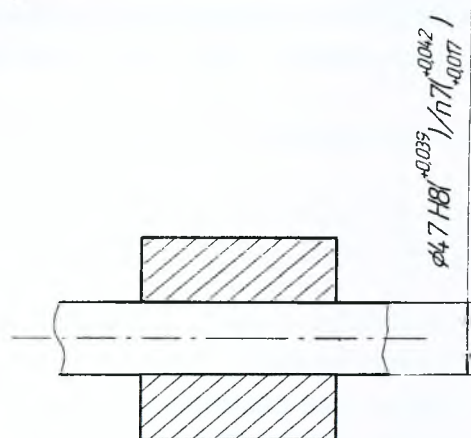


Рисунок 4 – Обозначение посадок на чертежах

1.2 Калибры для контроля гладких цилиндрических соединений

1.2.1 ЗАДАНИЕ

Рассчитать комплект гладких предельных калибров для контроля вала и отверстия, составляющих одну из посадок задания 1.1:

- построить схемы полей допусков выбранных деталей, а также рабочих и контрольных калибров для контроля этих деталей;
- на схемах указать предельные отклонения и допуски деталей и калибров, предельные размеры калибров;
- выполнить чертежи рабочих калибров, указать маркировку, исполнительные размеры и шероховатость рабочих поверхностей калибров.

1.2.2 Методические указания

При массовом и крупносерийном производстве контроль точности изготовления валов выполняется скобами, отверстий – пробками. Комплекты калибров для контроля готовых изделий состоят из проходного Пр и непроходного Не, зачастую совмещённых.

Деталь считается годной, если под собственным весом или силы, равной весу, проходной калибр проходит, а непроходной – не проходит по проверяемым поверхностям. Проходной стороной Пр калибров контролируют проходной предел - максимальный предельный размер d_{max} у валов и минимальный предельный размер D_{min} у отверстий, т. е. размеры, соответствующие максимуму материала деталей. Непроходной стороной Не калибров контролируют непроходной предел - минимальный предельный размер d_{min} валов и максимальный предельный размер D_{max} отверстий, т. е. размеры, соответствующие минимуму материала деталей.

Для контроля величины износа калибров-скоб применяют контрольные калибры-

пробки. По СТ СЭВ 157-75 на изготовление гладких калибров установлены обозначения отклонений и допусков (по 2...4 квалитетам):

H – допуск новых калибров для отверстий;

H_s – допуск калибров со сферическими измерительными поверхностями, мкм;

H_1 – допуск новых калибров для вала, мкм;

H_p – допуск контрольных калибров для скоб, мкм;

Z – отклонение середины поля допуска проходного калибра-пробки относительно наименьшего предельного размера контролируемого отверстия, мкм;

Z_1 – отклонение середины поля допуска проходного калибра-кольца или калибра скобы относительно наибольшего предельного размера контролируемого вала, мкм;

Y – допустимый выход размера изношенного проходного калибра-пробки за границу поля допуска изделия, мкм;

Y_1 – допустимый выход размера изношенного проходного калибра-кольца или калибра скобы, мкм;

α и α_1 – величина для компенсации погрешности контроля калибрами соответственно отверстий или валов с размерами выше 180 мм. При размерах отверстий или валов менее 180 мм $\alpha=\alpha_1=0$.

Для изделий от 9-го до 17-го квалитетов граница износа проходных калибров совпадает с пределом максимума материала изделия $Y=Y_1=0$.

Исполнительными называют предельные размеры калибра по которым изготавливают новый калибр. Для калибров-пробок исполнительными размерами Pr и He сторон калибра являются наибольшие предельные размеры с допусками «в минус», т. е. в «тело» калибра.

Формулы для расчёта исполнительных размеров калибров-пробок Pr_{max} и He_{max} , калибров-скоб Pr_{min} и He_{min} и контрольных калибров $K-I_{max}$, $K-Pr_{max}$, $K-He_{max}$:

$$Pr_{max} = D_{min} + Z + \frac{H}{2} \quad Pr_{min} = d_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2}$$

$$He_{max} = D_{max} - \alpha + \frac{H}{2} \quad He_{min} = d_{min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2}$$

$$K-I_{max} = d_{max} + Y_1 - \alpha_1 + \frac{H_p}{2}$$

$$K-Pr_{max} = d_{max} - Z_1 + \frac{H_p}{2}$$

$$K-He_{max} = d_{min} + \alpha_1 + \frac{H_p}{2}$$

На калибрах маркируются номинальный размер детали, условное обозначение поля допуска контролируемого размера детали, тип Pr или He , числовые значения предельных отклонений контролируемого размера (рисунок 5).

Таблица 3 – Допуски калибров

В микрометрах

Квалитет допуска изделия	Обозначение допуска калибра	Интервалы размеров, мм							
		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
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6	H, H_s	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4
	H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5
7	H, H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6
	H_s	–	–	1,5	2	2,5	2,5	3	4
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
8, 9 и 10	<i>H</i>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6
	<i>H₁</i>	3	4	4	5	6	7	8	10
	<i>H_s, H_p</i>	1,2	1,5	1,5	2	2 5	2,5	3	4

Таблица 4 – Величины, определяющие расположение полей допусков калибров
В микрометрах

Квалитет допуска изделия	Обозначение отклонения калибра	Интервалы размеров, мм							
		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
6	<i>Z</i>	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3
	<i>Y</i>	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3
	<i>Z₁</i>	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5
	<i>Y₁</i>	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4
7	<i>Z, Z₁</i>	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5
	<i>Y, Y₁</i>	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4
8	<i>Z, Z₁</i>	2	3	3	4	5	6	7	8
	<i>Y, Y₁</i>	3	3	3	4	4	5	5	6
9 и 10	<i>Z, Z₁</i>	5	6	7	8	9	11	13	15

1.2.3 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Разработаем предельные калибры для контроля сопряжения $\varnothing 35P7/h6$. Устанавливаем допуски на изготовление предельных калибров по таблице 3 и 4:
для отверстия $\varnothing 35 P7 H=4$ мкм, $Z=3,5$ мкм, $\alpha=0$.

для вала $\varnothing 35 h6 H_1=4$ мкм, $Z_1=3,5$ мкм, $H_p=1,5$ мкм, $\alpha_1=0$, $Y_1=3$.

Исполнительный размер проходной стороны калибра-пробки:

$$Pr_{max} = D_{min} + Z + \frac{H}{2} = 34,958 + 0,0035 + 0,004/2 = 34,9635 \text{ мм};$$

размер на чертеже $\varnothing 34,9635_{-0,004}$ мм.

Исполнительный размер непроходной стороны калибра-пробки:

$$Ne_{max} = D_{max} - \alpha + \frac{H}{2} = 34,983 - 0 + 0,004/2 = 34,985 \text{ мм};$$

размер на чертеже $\varnothing 34,985_{-0,004}$ мм.

Исполнительный размер проходной стороны калибра-скобы:

$$Pr_{min} = d_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 35,0 - 0,0035 - 0,004/2 = 34,9945 \text{ мм};$$

размер на чертеже $\varnothing 34,9945^{+0,004}$ мм.

Исполнительный размер непроходной стороны калибра-скобы:

$$Ne_{min} = d_{min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2} = 34,984 + 0 - 0,004/2 = 34,982 \text{ мм};$$

размер на чертеже $\varnothing 34,982^{+0,004}$ мм.

Исполнительный размер контрольного калибра:

$$K-I_{\max} = d_{\max} + Y_1 - \alpha_1 + \frac{H_p}{2} = 35,0 + 0,003 - 0 + 0,0015/2 = 35,00375 \text{ мм};$$

размер на чертеже $\varnothing 35,0037_{-0,0015} \text{ мм}$.

Исполнительный размер проходного контрольного калибра:

$$K-Pr_{\max} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_p}{2} = 35,0 - 0,0035 + 0,0015/2 = 34,99725 \text{ мм};$$

размер на чертеже $\varnothing 34,9972_{-0,0015} \text{ мм}$.

Исполнительный размер непроходного контрольного калибра:

$$K-He_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_p}{2} = 34,984 + 0,0015/2 + 0 = 34,98475 \text{ мм};$$

размер на чертеже $\varnothing 34,9847_{-0,0015} \text{ мм}$.

Строим схемы полей допусков для предельных калибров (рисунок 5)

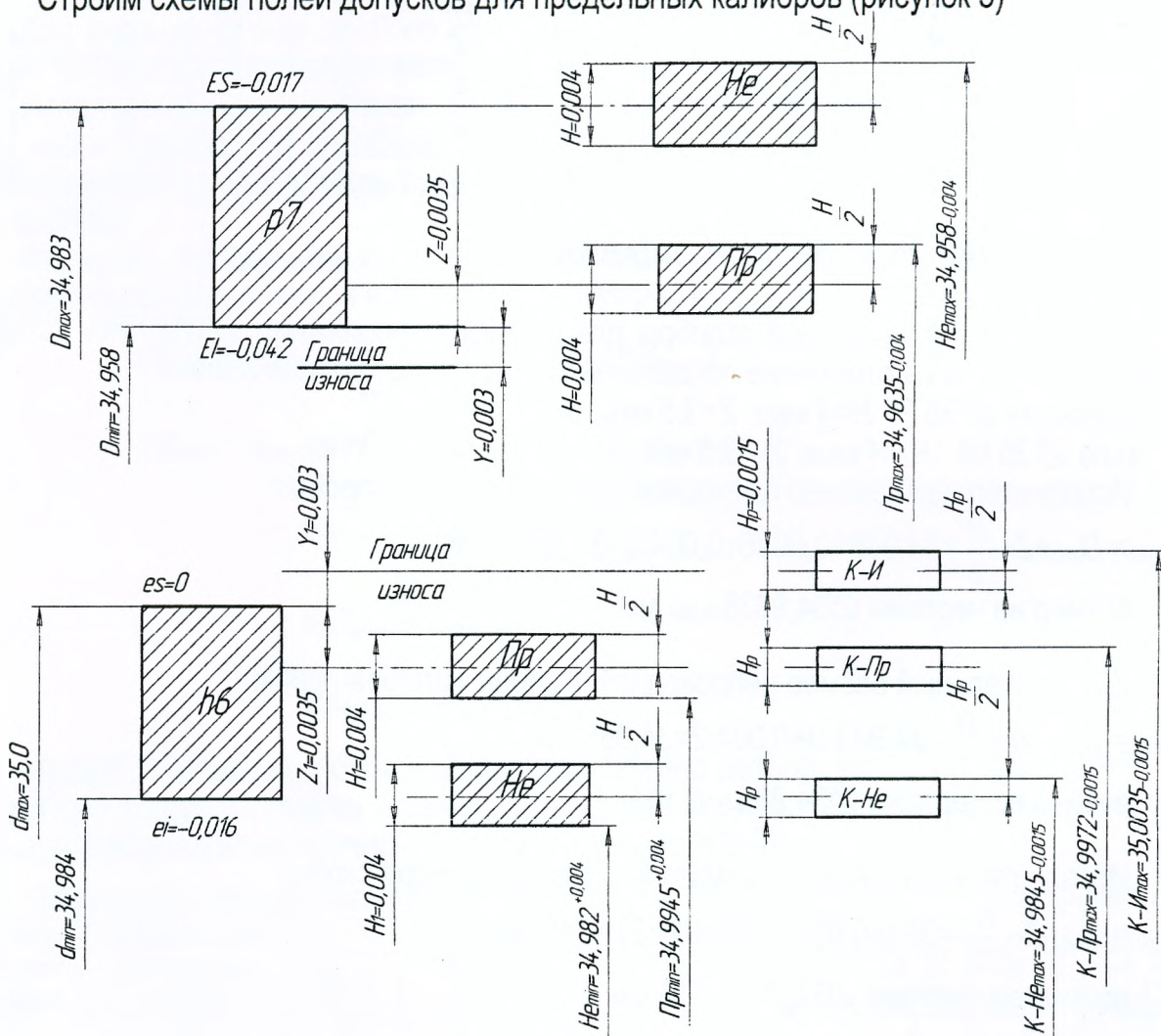


Рисунок 5 – Схемы полей допусков предельных калибров

Шероховатость рабочих поверхностей калибров:

$$R_a \leq 0,012 T_{\text{разм}} (H, H_1), H = H_1 = 4 \text{ мкм}$$

для калибра-пробки $R_a \leq 0,012 \cdot 4 = 0,048 \text{ мкм}$

принимаем $R_a = 0,05 \text{ мкм}$ из стандартного ряда;

для калибра-скобы $R_a \leq 0,012 \cdot 4 = 0,048$ мкм,
принимается $R_a = 0,05$ мкм.

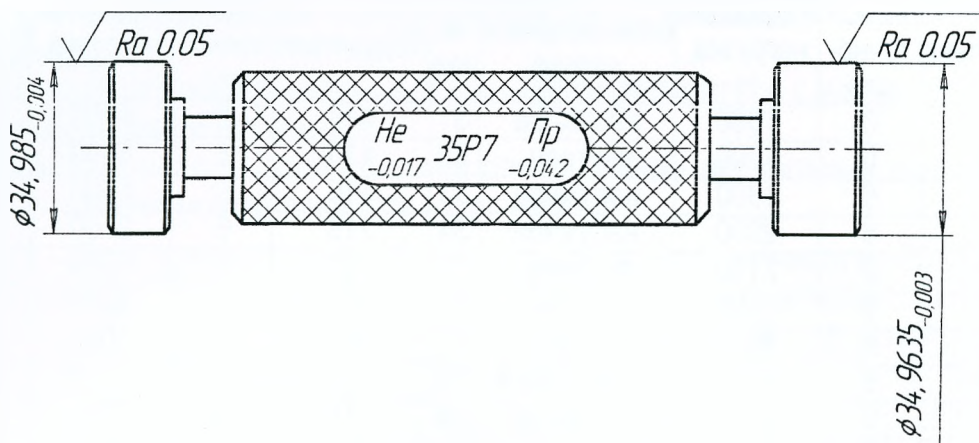


Рисунок 6 – Калибр-пробка для контроля отверстия 35P7

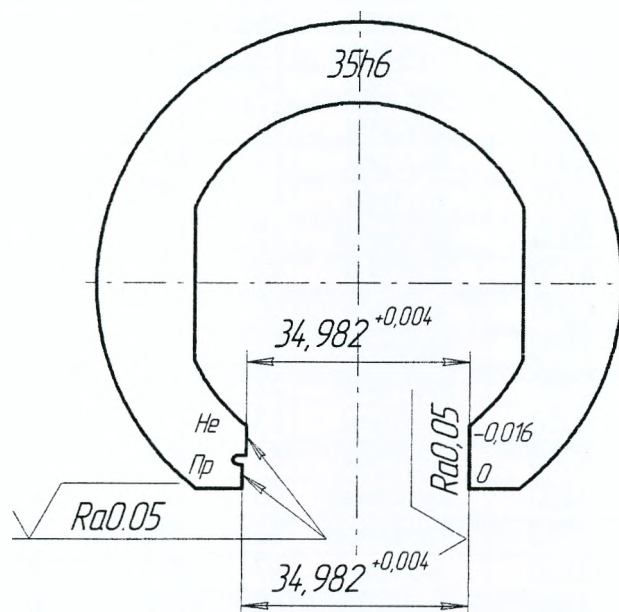


Рисунок 7 – Калибр-скоба для контроля вала 35h7

2. РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

2.1 ЗАДАНИЕ

1. Расшифровать маркировку подшипника качения.
2. Определить минимальный и максимальный допустимые натяги для внутреннего кольца подшипника (при вращении наружного кольца подшипника производится расчёт только минимального допустимого натяга).
3. Подобрать из числа рекомендуемых посадку для вращающегося кольца подшипника.
4. Определить минимальный и максимальный натяги в соединении.
5. Выбрать посадку для невращающегося кольца подшипника.
6. Построить схемы полей допусков, выбранных посадок, для колец подшипника качения.

Вариант для выполнения индивидуального задания по данному разделу студент выбирает из таблицы 5.

Таблица 5 – Исходные данные варианта

№ вар	Подшипник	Класс точности	Радиальн. нагрузка, Н	Вращающееся кольцо	№ вар	Подшипник	Класс точности	Радиальн. нагрузка, Н	Вращающееся кольцо
1	204	0	1500	наружное	31	414	0	5800	внутрен.
2	205	0	1700	внутрен.	32	410	6	6000	внутрен.
3	206	6	1800	наружное	33	416	0	6300	наружное
4	207	6	2000	наружное	34	218	6	2700	внутрен.
5	208	6	2100	внутрен.	35	311	0	4650	наружное
6	209	0	2500	внутрен.	36	413	0	6250	наружное
7	210	6	3000	внутрен.	37	213	6	3050	внутрен.
8	211	6	2700	наружное	38	217	6	4350	наружное
9	212	0	3200	наружное	39	219	0	3530	внутрен.
10	307	0	3500	внутрен.	40	304	6	4000	наружное
11	308	6	4300	внутрен.	41	305	6	3000	внутрен.
12	314	6	2300	внутрен.	42	309	6	2900	внутрен.
13	310	0	3600	наружное	43	314	0	1550	внутрен.
14	313	0	4000	внутрен.	44	319	0	2350	наружное
15	318	6	3800	внутрен.	45	404	0	2050	внутрен.
16	405	0	5300	внутрен.	46	411	6	3180	внутрен.
17	406	0	5900	внутрен.	47	412	6	2730	внутрен.
18	312	6	5000	наружное	48	415	6	3370	наружное
19	214	0	4700	внутрен.	49	416	0	4560	наружное
20	215	6	6300	внутрен.	50	417	0	5400	внутрен.
21	407	0	7100	наружное	51	418	0	6000	внутрен.
22	408	0	3000	наружное	52	306	0	1850	внутрен.
23	409	0	4000	внутрен.	53	210	6	2660	наружное
24	320	0	5300	внутрен.	54	408	0	3350	внутрен.
25	317	6	2400	наружное	55	310	6	2580	наружное
26	316	6	1500	наружное	56	212	0	1350	внутрен.
27	306	6	3500	внутрен.	57	208	0	2210	внутрен.
28	220	0	4800	наружное	58	215	0	3000	внутрен.
29	216	6	3500	наружное	59	416	6	5930	наружное
30	315	0	4100	внутрен.	60	316	6	5100	внутрен.

2.2 Методические указания

В сборочных единицах машин и механизмов широко применяются подшипники качения (ПК). При этом от точности изготовления подшипников и правильности выбора их посадки на вал и в корпус во многом зависят работоспособность и долговечность машин. Поэтому допуски и посадки ПК оговорены специальными стандартами. ГОСТ 520-89 установлены классы точности подшипников: 0; 6; 5; 4; 2; Т. Перечень классов точности дан в порядке повышения точности. Наиболее часто в общем машиностроении используются подшипники классов 0 и 6. ПК классов точности 5, 4 и 2 применяются при больших частотах вращения и в тех случаях, когда требуется высокая точность вращения, например, для шпинделей станков, высокооборотных двигателей и т. п.

Посадки колец ПК на валы и в корпуса выбираются по ГОСТ 3325-85. Выбор посадки колец подшипника определяется характером его нагружения (местное, циркуляцион-

ное, колебательное), зависящем от того, вращается или не вращается кольцо относительно действующей на него нагрузки.

Местно-нагруженные кольца должны иметь соединение с зазором или незначительный натяг между кольцом и сопрягаемой деталью.

Циркуляционно-нагруженные кольца должны иметь неподвижное соединение с сопрягаемой деталью.

Колебательно нагруженные кольца должны устанавливаться с незначительным зазором между соединяемой деталью.

В таблице 6 приведены поля допусков для установки радиальных подшипников в зависимости от условий монтажа и видов нагружения.

Таблица 6 – Поля допусков для установки радиальных подшипников по ГОСТ 3325-85

Вид нагружения колец	Вал (под внутреннее кольцо подшипника)	Отверстие корпуса (под наружное кольцо подшипника)
Местное	<i>js5; js6; h5; h6; g6; f7</i>	<i>Js6; Js7; H6; H7; H8; H9; G9</i>
Циркуляционное	<i>n5; m5; k5; js5; n6; m6; k6; js6</i>	<i>N6; M6; K6; N7; M7; K7; P7</i>
Колебательное	<i>js5; js6</i>	<i>Js6; Js7</i>

Посадки подшипников качения имеют свою специфику: • во-первых, они более точные; ПК изготавливаются на специализированных заводах и не обрабатываются при образовании посадок; • во-вторых, расположение полей допусков на посадочные места ПК отличается от принятого в ЕСДП для гладких соединений (поле допуска на внутренний диаметр d подшипника перевернуто относительно нулевой линии, т. е. допуски на размер d даются в минус, а не в плюс, как это принято для отверстия в системе отверстия); • в-третьих, из-за небольших толщин колец, подшипники очень чувствительны к колебаниям значений натягов в соединении. Допуски на диаметры D и d подшипника не соответствуют значениям по ГОСТ 25347-82 на гладкие цилиндрические сопряжения.

Для обеспечения равномерности износа элементов качения подшипника и беговых дорожек его колец при образовании посадки подшипника необходимо руководствоваться следующим:

1) кольцо подшипника, вращающегося по отношению к вектору нагрузки, должно устанавливаться с натягом;

2) кольцо подшипника, не вращающегося по отношению к вектору нагрузки, должно устанавливаться с зазором;

Посадки подшипников качения осуществляются с малыми натягами и зазорами. Это необходимо как для обеспечения работоспособности соединения, так и для возможности осевого перемещения при монтаже и температурных деформациях валов.

Расчёт минимального натяга, мм:

$$N_{\min} = \frac{13 \cdot F_r \cdot k}{10^3 \cdot (B - 2 \cdot r)}, \text{ мкм}$$

где F_r – наибольшая радиальная сила, действующая на подшипник, Н;

k – коэффициент: для лёгкой серии подшипников $k=2,8$; для средней серии $k=2,3$; для тяжёлой серии $k=2,0$;

B – ширина подшипника;

r – радиус скругления кромок отверстия внутреннего и наружного колец (таблица 4), мм.

Для того, чтобы избежать разрыва внутреннего кольца подшипника, максимальный натяг этого кольца на должен превышать допустимый, который приближённо определяется:

$$N_{\max} = \frac{5,7 \cdot [\sigma_p] \cdot k \cdot d}{10^3 \cdot (k - 1)}, \text{ мкм}$$

где $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение на растяжение для материала внутренней облоймы подшипника: для подшипников стали ШХ15 – $[\sigma_p] = 400 \text{ Н/мм}^2$;
 d – внутренний диаметр подшипника, мм.

Таблица 7 – Параметры подшипников радиальных ГОСТ 8338-75 В миллиметрах

Подшип- ник	d	D	B	r	Подшип- ник	d	D	B	r
Лёгкая серия					Средняя серия				
204	20	47	14	1,5	304	20	52	15	2,0
205	25	52	15	1,5	305	25	62	17	2,0
206	30	62	16	1,5	306	30	72	19	2,0
207	35	72	17	2,0	307	35	80	21	2,5
208	40	80	18	2,0	308	40	90	23	2,5
209	45	85	19	2,0	309	45	100	25	2,5
210	50	90	20	2,0	310	50	110	27	3,0
211	55	100	21	2,5	311	55	120	29	3,0
212	60	110	22	2,5	312	60	130	31	3,5
213	65	120	23	2,5	313	65	140	33	3,5
214	70	125	24	2,5	314	70	150	35	3,5
215	75	130	25	2,5	315	75	160	38	3,5
216	80	140	26	3,0	316	80	170	39	3,5
217	85	150	28	3,0	317	85	180	41	4,0
218	90	160	30	3,0	318	90	190	43	4,0
219	95	170	32	3,5	319	95	200	45	4,0
220	100	180	34	3,5	320	100	215	47	4,0
Тяжёлая серия									
404	20	72	19	2,0	411	55	140	33	3,5
405	25	80	21	2,5	412	60	150	35	3,5
406	30	90	23	2,5	413	65	160	37	3,5
407	35	100	25	2,5	414	70	180	42	4,0
408	40	110	27	3,0	415	75	190	45	4,0
409	45	120	29	3,0	416	80	200	48	4,0
410	50	130	31	3,5	417	85	210	52	5,0
					418	90	225	54	5,0

Таблица 8 – Предельные отклонения диаметра наружных колец радиальных подшипников ГОСТ 8338-75 В микрометрах

Интервал диа- метров D , мм	Класс точности подшипника			
	0		6	
	es	ei	es	ei
Св. 18 до 30	0	-9	0	-8
30...50	0	-11	0	-9
50...80	0	-13	0	-11
80...120	0	-15	0	-13
120...150	0	-18	0	-15
150...180	0	-25	0	-18
180...250	0	-30	0	-20

При выборе посадки с натягом для колец подшипника следует руководствоваться следующими правилами: 1) минимальный табличный натяг посадки должен превышать расчётный, т. е. $N_{\min_T} > N_{\min}$;

2) максимальный табличный натяг должен быть меньше, т. е. $N_{max_{\gamma}} < N_{max}$

Если согласно заданию с натягом должно устанавливаться наружное кольцо подшипника, необходимо рассчитать минимальный натяг N_{min} , а максимальный допустимый натяг N_{max} не определяется. В данном случае посадка определяется по условию $N_{min_{\gamma}} > N_{min}$.

Таблица 9 Пределные отклонения диаметра внутренних колец и ширины радиальных подшипников ГОСТ 8338-75 В микрометрах

Интервал размеров d и B , мм	Класс точности подшипника							
	0				6			
	d		B		d		B	
	EI	ES	ei	es	EI	ES	ei	es
От 10 до 18	-8	0	-120	0	-7	0	-120	0
Св. 18...30	-10	0	-120	0	-8	0	-120	0
30...50	-12	0	-120	0	-10	0	-120	0
50...80	-15	0	-150	0	-12	0	-150	0
80...120	-20	0	-200	0	-15	0	-200	0
120...180	-25	0	-250	0	-18	0	-250	0
180...250	-30	0	-300	0	-22	0	-300	0

2.3 Пример выполнения задания

Исходные данные: подшипник 304; класс точности 0; радиальная сила $F=2500$ Н; в соединении вращающимся является вал.

1. Подшипник 304 – шариковый радиальный средней серии со следующими параметрами: $d=20$ мм; $D=52$ мм; $B=15$ мм; $r=2,0$ мм (таблица 4).

В рассматриваемом узле вращающимся кольцом является внутреннее кольцо подшипника, поэтому его посадку на вал производим с натягом, а наружное кольцо устанавливаем в корпус с зазором.

2. Определение минимального потребного натяга для внутреннего кольца подшипника:

$$N_{min} = \frac{13 \cdot F_r \cdot k}{10^3 \cdot (B - 2 \cdot r)} = \frac{13 \cdot 2500 \cdot 2,3}{10^3 \cdot (15 - 2 \cdot 2)} = 6,795 \text{ мкм},$$

где коэффициент $k=2,3$ для средней серии подшипника.

3. Определение максимального допустимого натяга внутреннего кольца подшипника:

$$N_{max} = \frac{5,7 \cdot [\sigma_p] \cdot k \cdot d}{10^3 \cdot (k - 1)} = \frac{5,7 \cdot 400 \cdot 2,3 \cdot 20}{10^3 \cdot (2,3 - 1)} = 80,7 \text{ мкм}.$$

4. По значению N_{min} подбираем из числа рекомендуемых посадку для внутреннего кольца подшипника: $\varnothing 20 L0/m6$.

По таблице 9, [5] определяем предельные отклонения размеров:

для отверстия $ES=0$; $EI=-10$ мкм;

для вала $es=+21$ мкм; $ei=+8$ мкм.

5. Определение минимального и максимального натяга в соединении:

$$N_{min_{\gamma}} = ei - ES = 8 - 0 = 8 \text{ мкм};$$

$$N_{max_{\gamma}} = es - EI = 21 - (-10) = 31 \text{ мкм},$$

так как $N_{min_{\gamma}} > N_{min}$ ($8 \text{ мкм} > 6,8 \text{ мкм}$), а $N_{max_{\gamma}} < N_{max}$ ($31 \text{ мкм} < 80,7 \text{ мкм}$), можно заключить, что посадка внутреннего кольца подшипника выполнена правильно.

6. Выбираем посадку для наружного кольца подшипника из рекомендованных: $\varnothing 52H7/10$, для которой предельные отклонения размеров равны: для отверстия $ES=+30$ мкм; $EI=0$; для вала $es=0$; $ei=-13$ мкм.

Для выбранной посадки максимальный зазор:

$$S_{max} = ES - ei = 30 - (-13) = 43 \text{ мкм.}$$

Для выбранной посадки минимальный зазор:

$$S_{min} = EI - es = 0 - 0 = 0 \text{ мкм.}$$

7. Строим схему полей допусков выбранных посадок для колец (ПК рисунок 8):

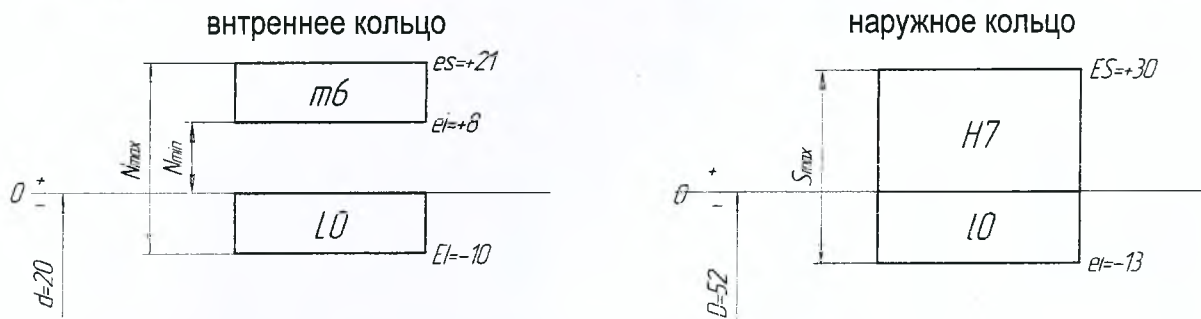


Рисунок 8 – Схемы полей допусков посадок

8. Изобразим эскиз вала, корпуса и сборочного узла (рисунок 9).

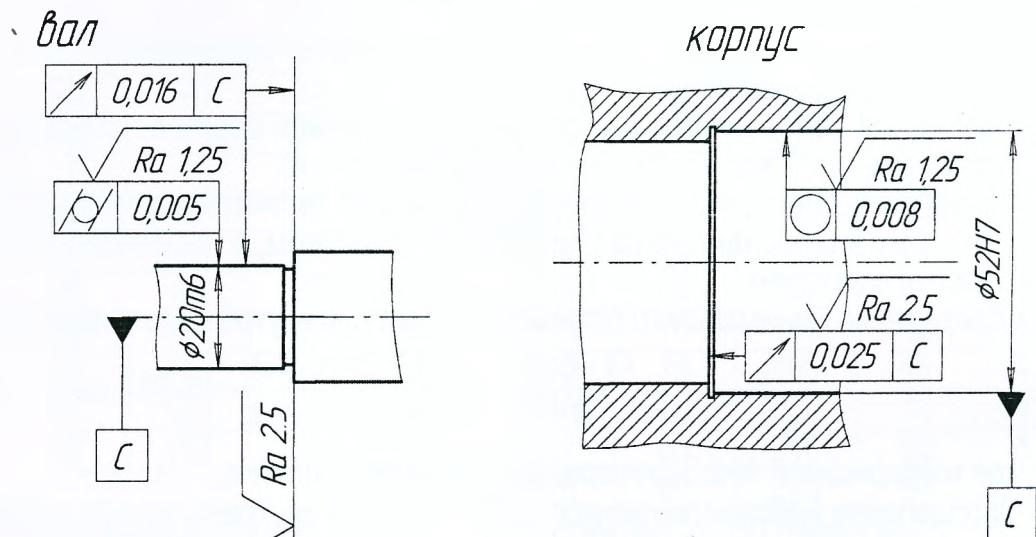


Рисунок 9 – Эскизы сопрягаемых деталей и сборочного узла ПК

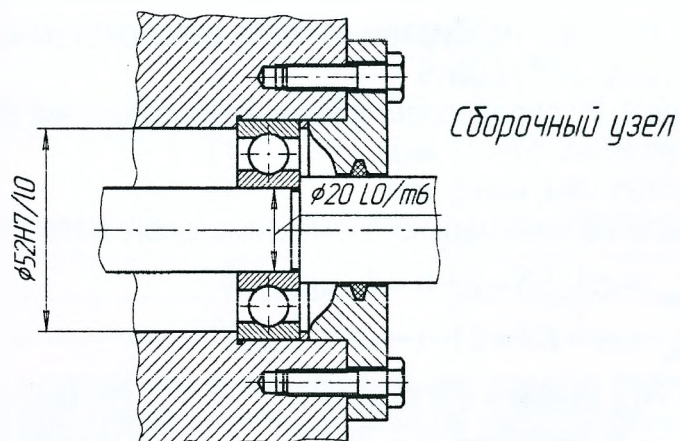


Рисунок 9 – Эскизы сопрягаемых деталей и сборочного узла ПК (продолжение)

3. ШЕРОХОВАТОСТЬ, ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

3.1 Задание

Назначить шероховатость поверхностей и допуски на отклонения формы и взаимного расположения поверхностей для вала и стакана подшипника.

Исходные данные для выполнения задания студент выбирает, согласно варианта, из таблицы 10.

Данное задание заключается в том, чтобы рассчитать и проставить на чертежах вала и стакана подшипника параметры шероховатости и допуски на отклонение формы и взаимного расположения заданных поверхностей. Поверхности, шероховатость которых нужно рассчитать и проставить, обозначены условным знаком шероховатости - $\sqrt{\quad}$ а поверхности, на которые необходимо рассчитать допуски отклонения формы и взаимного расположения, обозначены арабскими цифрами в скобках, проставленными вместо номинального размера и поля допуска (рисунки 10 и 11).

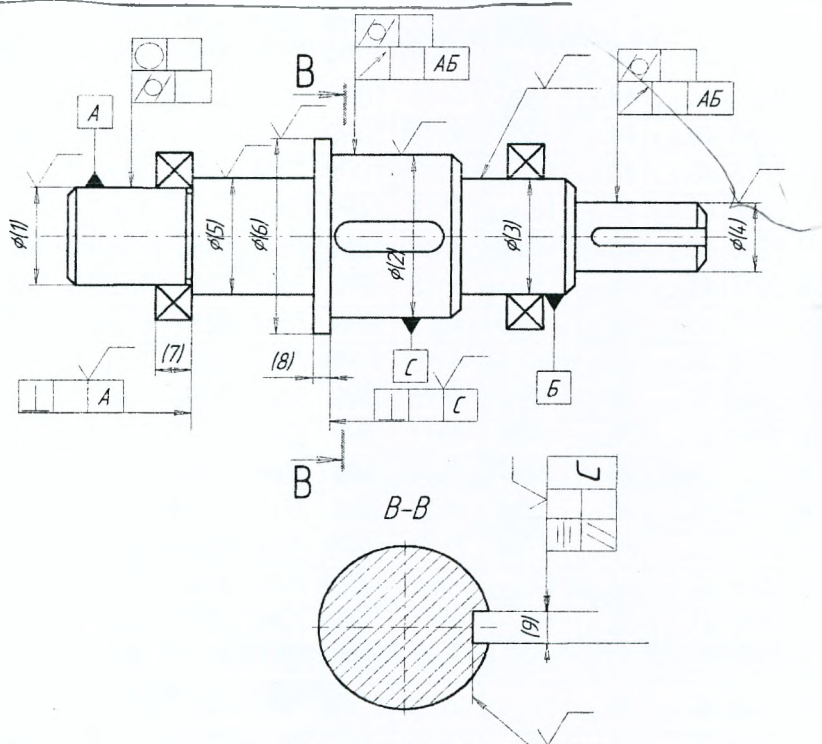


Рисунок 10 - Вал

Таблица 10 – Исходные данные согласно вариантов

№ п/п	Размер согласно номера (см. рисунки 10 и 11)														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	35k6	48n6	35k6	30r6	42 _{-0,2}	48 _{-0,3}	17 _{-0,03}	10h15	14H9	72h8	62H7	65±0,3	10,5 ^{+0,2}	12 _{-0,2}	22h8
2	30k6	42n7	30k6	21r6	40 _{-0,2}	45 _{-0,2}	16h7	12h11	12P9	72h8	65H8	85±0,2	10 ^{+0,3}	12 _{-0,15}	20h7
3	35k6	45n7	35k6	22r6	42 _{-0,2}	48 _{-0,25}	17h8	4,4h10	14P9	70h9	60H7	90±0,25	8,5 ^{+0,2}	11 _{-0,1}	18h8
4	40k6	48n6	40k6	24r6	45 _{-0,25}	50 _{-0,25}	18h7	4,5h11	14H9	75h8	58H8	85±0,3	10,5 ^{+0,3}	12 _{-0,2}	22h7
5	45k6	50n7	45k6	25r7	53 _{-0,3}	55 _{-0,3}	18h6	9h15	14N9	72h9	65H7	80±0,25	9 ^{+0,2}	10,5 _{-0,15}	19h8
6	50k6	53n7	50k6	26r8	50 _{-0,3}	52 _{-0,2}	20 _{-0,1}	8,5h9	16N9	72h10	62H8	90±0,4	10,5 ^{+0,5}	15 _{-0,3}	20,5h8
7	45k5	50n7	45k5	28r7	48 _{-0,25}	55 _{-0,3}	19 _{-0,1}	8h15	14P9	80h8	65H7	85±0,3	10 ^{+0,3}	14 _{-0,2}	21h8
8	40k5	48n7	40k5	30r6	45 _{-0,2}	53 _{-0,3}	18h7	6h12	14N9	75h7	62H8	80±0,3	9,5 ^{+0,3}	15 _{-0,2}	19,5h7
9	35k5	48n6	35k5	35r6	42 _{-0,2}	50 _{-0,3}	17 _{-0,12}	11h9	14H9	72h7	62G7	75±0,2	9 ^{+0,3}	14 _{-0,25}	20h6
10	30k5	42n6	30k5	24r7	42 _{-0,3}	48 _{-0,2}	16h8	8h12	12H9	70h7	67H7	80±0,4	9 ^{+0,25}	13 _{-0,2}	20h7
11	30k6	45n6	30k6	25r7	40 _{-0,2}	45 _{-0,2}	16h6	4,5h15	14P9	75h7	64H7	85±0,3	10 ^{+0,3}	10 _{-0,2}	20h8

Продолжение таблицы 10

№ п/п	Размер согласно номера (см. рисунки 10 и 11)														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
12	35k5	48n7	35k5	26r7	42 _{-0,25}	50 _{-0,3}	17 _{-0,05}	14h12	14H9	72h8	64Js7	85±0,2	11 ^{+0,2}	10 _{-0,3}	19h7
13	30js6	48n8	30js6	26r6	44 _{-0,2}	52 _{-0,3}	16 _{-0,04}	6h11	14N9	70h9	62H7	90±0,2	10,5 ^{+0,2}	11 _{-0,3}	18h7
14	35h5	50n6	35h6	25s6	45 _{-0,3}	50 _{-0,4}	17h7	8h13	14N9	75h9	62Js7	90±0,3	10,5 ^{+0,3}	11 _{-0,4}	19h8
15	35h6	50s6	35h6	25s7	45 _{-0,3}	53 _{-0,2}	17h8	6h14	14P9	75h10	65H7	85±0,3	8,5 ^{+0,2}	11 _{-0,5}	20,5h7
16	30js6	50p6	30js6	25u7	46 _{-0,2}	50 _{-0,5}	16 _{-0,06}	6h14	14H9	70h10	65Js7	85±0,4	8,5 ^{+0,3}	10,5 _{-0,1}	19h9
17	35k6	48p7	35k6	26t6	42 _{-0,4}	56 _{-0,4}	17h6	8h11	14P9	70h7	60Js7	80±0,5	8,5 ^{+0,5}	10,5 _{-0,2}	20h7
18	40k6	45p6	40k6	28t6	48 _{-0,2}	56 _{-0,4}	18h7	10h15	14N9	70h9	60H7	85±0,5	8,5 ^{+0,4}	10,5 _{-0,3}	19h7
19	40js6	45s7	40js6	30t6	50 _{-0,1}	56 _{-0,2}	18 _{-0,05}	8h12	14H9	70h8	62N8	80±0,4	9 ^{+0,2}	10,5 _{-0,5}	21h7
20	40h6	48u7	40h6	28u7	50 _{-0,2}	56 _{-0,3}	18h8	10h13	14H9	75h8	62H7	80±0,3	9 ^{+0,3}	11 _{-0,5}	22h6
21	35js6	48s6	35js6	28p7	42 _{-0,2}	48 _{-0,3}	17 _{-0,03}	5,5h8	14N9	75h11	67H8	80±0,5	10 ^{+0,3}	13 _{-0,4}	20h6
22	40m6	48s7	40m6	32p6	45 _{-0,2}	50 _{-0,2}	18h8	9h10	14P9	72h10	65H7	85±0,3	10,5 ^{+0,2}	14 _{-0,1}	19h8
23	30m6	38r6	30m6	28n7	40 _{-0,4}	45 _{-0,3}	16h7	5h11	10H9	75h9	67H8	80±0,3	12 ^{+0,2}	12 _{-0,2}	20h8
24	25k5	32r7	25k5	20n6	35 _{-0,3}	38 _{-0,2}	15h8	4h15	10N9	72h8	62H7	75±0,3	11 ^{+0,4}	14 _{-0,3}	19h7
25	35js6	40s7	35js6	32r6	45 _{-0,4}	48 _{-0,5}	17h8	5h11	12P9	72h6	62H8	75±0,4	12 ^{+0,3}	10 _{-0,2}	18h8
26	40h6	45u8	40h6	28k7	50 _{-0,2}	53 _{-0,3}	18h6	8h11	14H9	75h9	65H7	85±0,3	10,5 ^{+0,4}	12 _{-0,1}	19h6
27	35m6	42p7	35m6	28k8	44 _{-0,3}	48 _{-0,2}	17 _{-0,02}	10h10	12P9	72h8	62H7	80±0,3	10 ^{+0,5}	12 _{-0,2}	18h8
28	30k5	35p6	30k5	25u8	45 _{-0,4}	48 _{-0,2}	16h7	4h13	10N9	70h7	60H6	75±0,2	8,5 ^{+0,4}	12 _{-0,5}	19h7
29	25js6	32p7	25js6	18p8	40 _{-0,2}	44 _{-0,3}	15h8	6h14	10H9	67h9	57H8	80±0,3	10 ^{+0,5}	14 _{-0,1}	18h9
30	30k6	38n6	30k6	26z8	40 _{-0,3}	45 _{-0,4}	16 _{-0,02}	12h15	10P9	72h8	62H7	85±0,3	11 ^{+0,1}	15 _{-0,2}	18h7
31	30k5	48p6	30k5	28s6	40 _{-0,3}	48 _{-0,2}	16 _{-0,02}	5h15	14P9	75h10	65H8	90±0,4	11 ^{+0,4}	13 _{-0,3}	21h7
32	35m6	42t7	35m6	22n6	48 _{-0,1}	50 _{-0,2}	17h6	6h14	12N9	75h9	64H7	90±0,2	10,5 ^{+0,5}	12 _{-0,1}	18h6
33	25js6	30t6	25js6	20r7	40 _{-0,2}	44 _{-0,3}	15 _{-0,02}	5h13	8P9	75h7	62G7	85±0,3	12 ^{+0,3}	11 _{-0,2}	19h7
34	20k6	28t6	20k6	18r7	35 _{-0,2}	42 _{-0,2}	14h9	4h15	8H9	75h8	62H7	80±0,2	9,5 ^{+0,4}	14 _{-0,3}	17h8
35	30h6	35s6	30h6	22u6	38 _{-0,3}	36 _{-0,3}	16 _{-0,03}	4h10	10P9	70h7	60G7	75±0,25	8 ^{+0,3}	12 _{-0,2}	18h7
36	25h6	30k7	25h6	20u8	32 _{-0,2}	36 _{-0,2}	15h7	4h15	8N9	65h6	55H6	70±0,3	7,5 ^{+0,2}	14 _{-0,3}	16h6
37	20h5	25p7	20h5	18z7	30 _{-0,1}	36 _{-0,2}	14h6	6h11	8H9	62h8	53H7	65±0,3	7 ^{+0,3}	14 _{-0,1}	17h8
38	25n6	28u7	25n6	20u7	32_{-0,2}	35_{-0,1}	15h7	6h14	8P9	65h9	52G7	72±0,3	9^{+0,2}	13_{-0,2}	18h7
39	25m6	28p7	25m6	20u8	35 _{-0,15}	40 _{-0,1}	15h8	4h15	8N9	85h7	70H6	100±0,5	8 ^{+0,3}	14 _{-0,15}	17h7
40	35k6	42u7	35k6	28r7	42 _{-0,1}	45 _{-0,2}	17h6	5h11	12P9	67h9	60H8	80±0,2	10 ^{+0,5}	15 _{-0,3}	18h8
41	35k6	48n8	35k6	30r6	42 _{-0,2}	48 _{-0,3}	17 _{-0,12}	10h15	14H9	72h8	62H7	85±0,3	10 ^{+0,5}	12 _{-0,2}	22h8
42	30k6	50p7	30k6	26r6	45 _{-0,1}	48 _{-0,2}	16 _{-0,12}	9h11	14H9	72h9	64H7	90±0,2	11 ^{+0,3}	13 _{-0,4}	20h7
43	40js6	53r6	40js6	28t6	45 _{-0,2}	50 _{-0,1}	18 _{-0,12}	6h9	16H9	72h10	65H7	85±0,2	10 ^{+0,2}	11 _{-0,2}	19h7
44	35m6	40s7	35m6	30s6	48 _{-0,2}	50 _{-0,3}	17 _{-0,12}	15h12	12P9	72h7	62G7	90±0,15	9 ^{+0,2}	12 _{-0,2}	21h9
45	30m6	38r6	30m6	25t6	35 _{-0,1}	38 _{-0,2}	16 _{-0,12}	10h13	10N9	65h7	58H8	75±0,2	8 ^{+0,3}	13 _{-0,2}	17h9
46	25js6	30u6	25js6	20s7	35 _{-0,3}	38 _{-0,2}	15 _{-0,12}	10h12	8N9	62h8	55H8	65±0,3	8 ^{+0,4}	13 _{-0,2}	17h7
47	25h6	30u7	25h6	20z8	35 _{-0,2}	38 _{-0,1}	15 _{-0,12}	10h14	8P9	62h6	55H7	68±0,4	9 ^{+0,2}	12 _{-0,2}	16h8

3.2 Методические указания

На рабочих чертежах деталей машин все поверхности должны иметь указания о шероховатости. Шероховатость поверхности – это совокупность неровностей поверхности с относительно малым шагом на базовой длине l .

Для оценки шероховатости применяют следующие высотные параметры по ГОСТ 2789 – 73:

R_a – среднее арифметическое отклонение неровностей профиля;

R_z – высота неровностей по 10-ти точкам;

R_{max} – наибольшая высота неровностей.

Савва

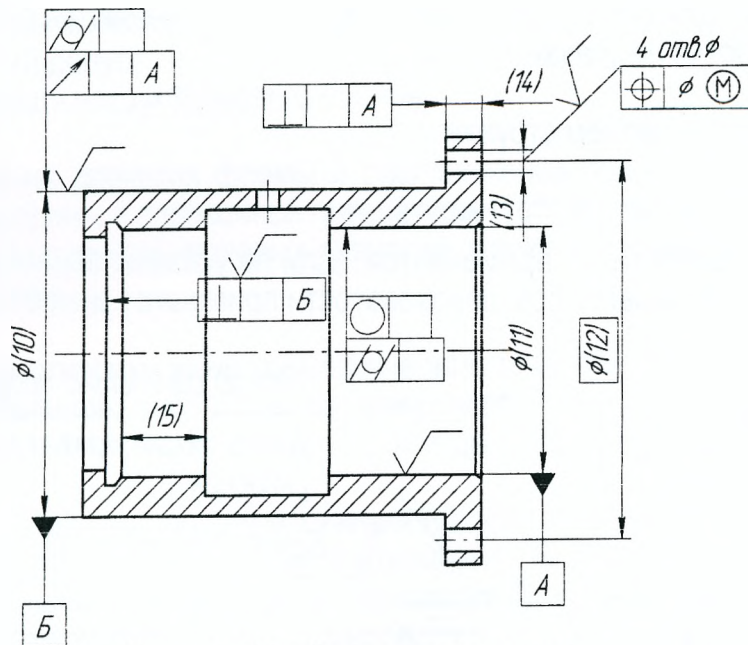


Рисунок 11 – Стакан подшипника

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i,$$

где y_i – отклонение профиля от среднего в заданной точке.

$$R_z = \frac{\sum_{j=1}^5 H_j = \sum_{j=1}^5 h_j}{10},$$

где H_j и h_j – высота соответственно наибольших выступов и впадин на базовой длине.

$$R_z \approx 4R_a$$

$$R_{\max} = H_{\max} + h_{\max},$$

где H_{\max} и h_{\max} – максимальные значения высот соответственно выступов и впадин на исследуемом участке.

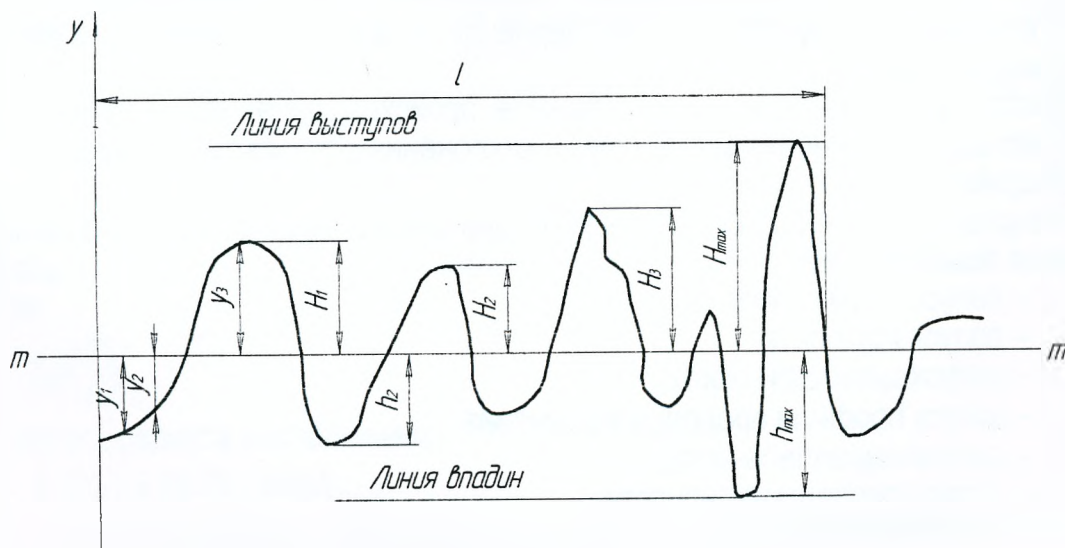


Рисунок 12 – Схема параметров шероховатости

- На чертежах для обозначения шероховатости применяются знаки:
- ✓ – вид обработки не указан;
 - ✓ – обработка со снятием стружки;
 - ✓ – обработка без снятия стружки.

Знак шероховатости ✓ применяется, если не указаны параметр и способ обработки. При простановке параметров шероховатости применяют знак с полкой (рисунок 13).

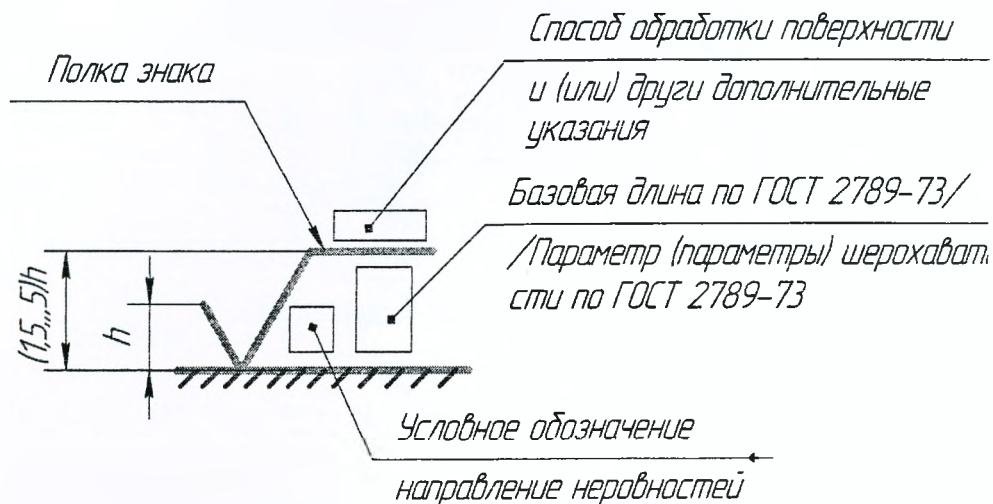


Рисунок 13 – Знак шероховатости с полкой

Для простановки шероховатости на рабочих чертежах рекомендуется применять параметры R_a из стандартного ряда: 0,08; 0,16; 0,32; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,5; 3,2; 6,3; 10; 12,5; 20; 25; 40 мкм.

Шероховатость поверхности обычно зависит от допуска размера поверхности: для поверхностей нормальной относительной геометрической точности рекомендуется $R_a \leq 0,05T$; для посадочных мест подшипников качения $R_a \leq 0,04T$.

Кроме указаний о шероховатости, для ответственных поверхностей деталей на рабочих чертежах необходимо указывать сведения о допусках на их отклонения от номинальной формы и номинального взаимного расположения. Среди отклонений формы поверхности нормируются отклонения от круглости, цилиндричности, прямолинейности и др. Распространёнными отклонениями от взаимного расположения поверхностей являются: отклонения от параллельности, перпендикулярности, соосности, симметричного расположения и др.

Некоторые отклонения имеют сложное происхождение, когда суммируются два различного вида отклонения или более. К отклонениям такого типа относятся радиальное и торцовое биение поверхностей.

Стандартом установлены условные обозначения допусков формы и взаимного расположения поверхностей:

- – допуск прямолинейности;
- – допуск круглости;
- / – допуск цилиндричности;
- ≡ – допуск профиля продольного сечения;
- // – допуск параллельности;
- ⊥ – допуск перпендикулярности;
- ◎ – допуск соосности;

- ≡ – допуск симметричности;
- ⊕ – позиционный допуск;
- ↗ – допуск радиального и торцового биения.

Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей установлены ГОСТ 24643-81 и приведены в справочной литературе.

Приближённо для расчёта числовых значений допусков можно пользоваться следующими зависимостями:

1. При нормальной относительной геометрической точности поверхности допуск отклонения формы и взаимного расположения поверхностей составляет 60% допуска размера, причём допуск на отклонение от круглости и цилиндричности равен 30% допуска размера.

2. Для посадочных мест подшипников качения допуск отклонения формы составляет 50% допуска размера, допуск на отклонение от круглости и цилиндричности – 25% T_d (TD).

3. Диаметральный допуск отклонения от соосности двух цилиндрических поверхностей детали равен 30% суммы допусков размеров этих деталей.

4. Допуск радиального биения поверхности относительно оси базовой поверхности равен 60% допуска размера контролируемой поверхности.

5. Допускаемое радиальное биение одной поверхности относительно базовой поверхности не должно превышать 60% суммы допусков размеров контролируемой и базовой поверхности.

6. Допуск на отклонение от параллельности и симметричности расположения шпоночного паза можно принимать равным соответственно допуску и 4-кратному допуску ширины шпоночного паза.

7. Допуск на отклонение от перпендикулярности заплечиков валов можно принимать равным 60% допуска ширины насаживаемых на эти участки валов деталей (для коротких деталей, например, подшипников качения) и 60...100% допуска ширины буртика вала при отношении $l/d \geq 0,8$ для насаживаемой на этот уступ вала детали.

8. Допуск перпендикулярности базовых торцов подшипникового стакана оси отверстия задают на D_{max} : для конических роликоподшипников по IT6, радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами по IT7, шариковых радиальных и радиально упорных подшипников по IT8.

9. Позиционный допуск применяется при задании отклонений от номинального расположения осей отверстий под крепёжные детали и определяется по справочникам, либо рассчитывается в зависимости от допуска на отклонение осей отверстий номинального расположения, определяемого технологией изготовления.

При обработке отверстий, расположенных по линии, позиционный допуск можно выразить через линейный допуск T_x :

$$T_{\oplus} = \frac{T_x}{0,7}$$

При обработке отверстий, расположенных по окружности, позиционный допуск определяется:

$$T_{\oplus} = \frac{T_R}{0,7},$$

где T_R – допуск радиуса расположения осей отверстий

$$T_x(T_R) \approx (0,25 \dots 0,5) S_{\min},$$

где S_{\min} – минимальный зазор между отверстием и болтом, мм: принимается по таблице 11.

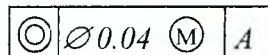
Таблица 11 – Минимальные гарантированные зазоры в болтовых соединениях
ГОСТ11284-75, мм

В миллиметрах

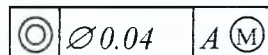
Диаметр стержня болта	Обработка		
	по кондукторам	при разметке по линиям	при разметке по окружности
4,0	0,3	0,5	0,8
5,0	0,3	0,5	0,8
6,0	0,4	0,6	1,0
7,0	0,4	0,6	1,0
8,0	0,4	1,0	2,0
10,0	0,5	1,0	2,0
12	1,0	2,0	3,0
14	1,0	2,0	3,0
16	1,0	2,0	3,0
18	1,0	2,0	3,0
20	1,0	2,0	4,0
22	1,0	2,0	4,0
24	1,0	2,0	4,0

9. Зависимые допуски расположения или формы обозначают условным знаком \textcircled{M} , который помещают:

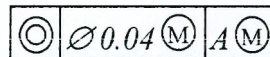
а) после числового значения допуска, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого элемента



б) после буквенного обозначения базы в рамке допуска, если зависимый допуск связан с действительными размерами базового элемента



в) после числового значения допуска и буквенного обозначения базы, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элементов



Пример обозначения баз и нанесения допусков приведены на рисунке 14.

Расчетные значения допусков необходимо округлять до стандартных значений.

Допуски формы и расположения поверхностей ГОСТ 24643-81, мкм:

0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 80; 100; 120; 160 и т. д.

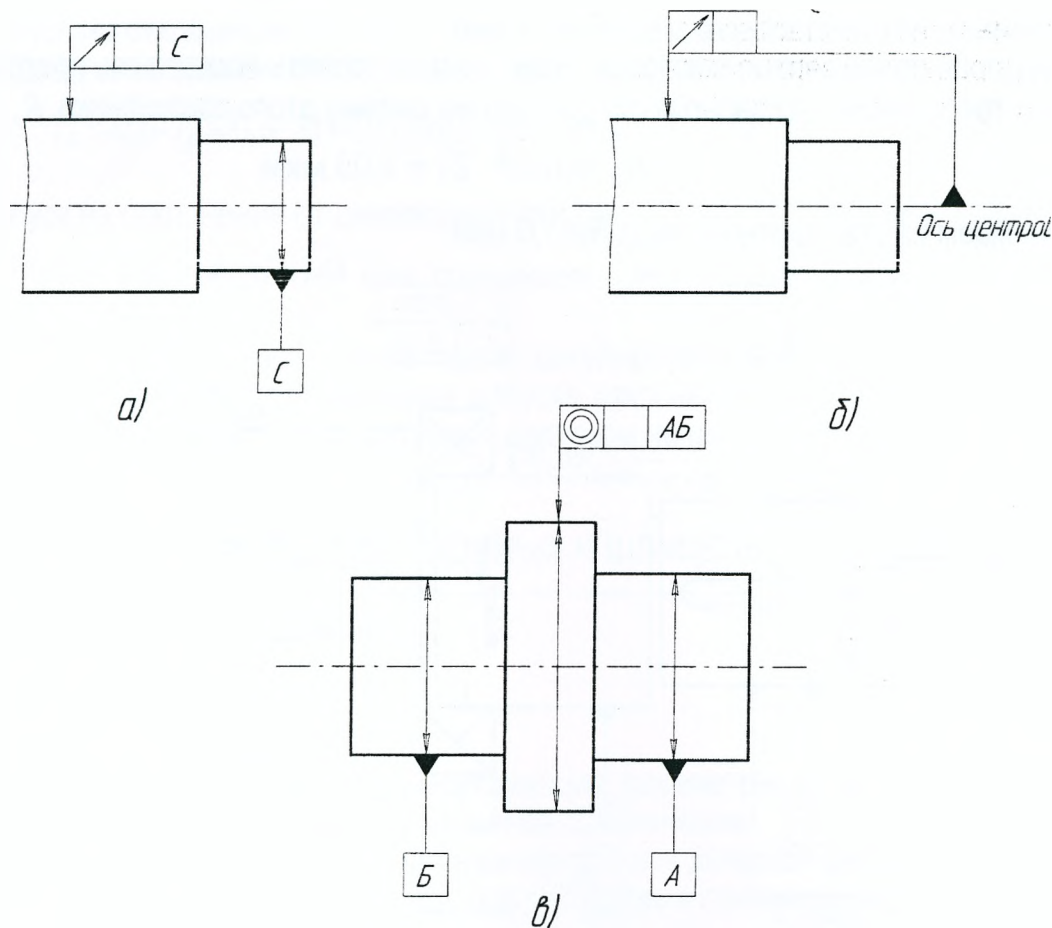


Рисунок 14 – Нанесение баз и допусков расположения:
 а) относительно оси базовой поверхности; б) относительно оси центровых отверстий; в) относительно общей оси двух базовых поверхностей.

3.3 Пример выполнения задания:

Назначить шероховатость поверхностей и допуски на отклонение формы и взаимного расположения поверхностей вала (рисунок 10).

Шероховатости отмеченных поверхностей находим сообразно назначению этих поверхностей и допуску их размера.

Поверхности $\varnothing 30n7$, $\varnothing 40k6$, $\varnothing 20H5$ согласно полям допусков их размеров являются ответственными поверхностями, образующими с сопрягаемыми поверхностями других деталей определённые посадки. В общем случае выделенные поверхности можно считать поверхностями нормальной геометрической точности, для которых параметр шероховатости $R_a \leq 0,05 T_\varnothing$.

Следовательно, для поверхности $\varnothing 30n7$: $T_d=0,021$ мм

$$R_a = 0,05 \cdot 0,021 = 0,00105 \text{ мм} = 1,05 \text{ мкм},$$

принимаем $R_a=1,0$ мкм из стандартного ряда.

Для поверхности $\varnothing 40k6$: $T_d=0,016$ мм

$$R_a = 0,05 \cdot 16 = 0,8 \text{ мкм},$$

Для поверхности $\varnothing 20H5$: $T_D=0,009$ мм

$$R_a = 0,05 \cdot 9 = 0,45 \text{ мкм},$$

принимаем из стандартного ряда $R_a=0,4$ мкм.

К торцевой поверхности, с которой будет контактировать подшипник, предъявляются высокие требования. Согласно полю допуска на ширину этого подшипника $R_a \leq 0,05T$

$$R_a = 0,05 \cdot 21 = 1,05 \text{ мкм}$$

принимаем из стандартного ряда $R_a=1,0$ мкм.

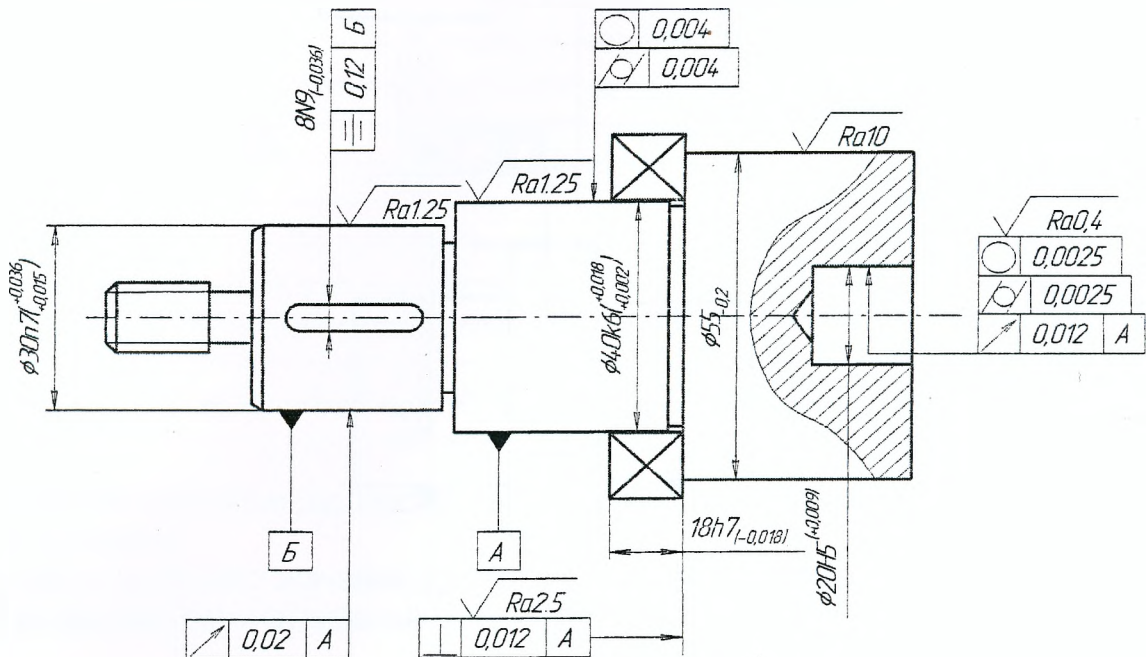


Рисунок 15 - Вал

К точности поверхности $\varnothing 55_{-0,2}$ не предъявляются высокие требования, поэтому шероховатость $R_a = 200 \cdot 0,05 = 10 \text{ мкм}$.

Шероховатость поверхностей шпоночного паза принимается в пределах $R_a=3,6 \dots 12,5$ мкм, причём большие значения соответствуют дну паза.

Допуски на отклонение формы и расположения поверхностей также определим приближённым методом.

Расчёт допусков на отклонение округлости и цилиндричности поверхностей:

для поверхности $\varnothing 40k6$:

$$T_o \leq 0,3Td = 0,3 \cdot 16 = 4,8 \text{ мкм, принимаем } T_o = 4 \text{ мкм из стандартного ряда.}$$

$$T_{\diamond} \leq 0,3TD = 0,3 \cdot 16 = 4,8 \text{ мкм, принимаем } T_{\diamond} = 4 \text{ мкм.}$$

для поверхности $\varnothing 20H5$:

$$T_o \leq 0,3TD = 0,3 \cdot 9 = 2,7 \text{ мкм, принимаем } T_o = 2,5 \text{ мкм.}$$

$$T_{\diamond} \leq 0,3TD = 0,3 \cdot 9 = 2,7 \text{ мкм, принимаем } T_{\diamond} = 2,5 \text{ мкм.}$$

Допуск на радиальное биение поверхности относительно поверхности A:

для поверхности $\varnothing 30h7$:

$$T_{\ast} \leq 0,6(Td_1 + Td_2) = 0,6 \cdot (21 + 16) = 22,2 \text{ мкм, принимаем } T_{\ast} = 20 \text{ мкм;}$$

для поверхности $\varnothing 20H5$:

$$T_{\ast} \leq 0,6(TD_3 + Td_2) = 0,6 \cdot (9 + 16) = 15 \text{ мкм, принимаем } T_{\ast} = 12 \text{ мкм;}$$

Допуск на отклонение от перпендикулярности торца поверхности $\varnothing 55_{-0,2}$ для фиксации подшипника зависит от допуска размера на ширину подшипника:

$$T_{\perp} \leq 0,6 \cdot T_B = 0,6 \cdot 21 = 12,6 \text{ мкм, принимаем } T_{\perp} = 12 \text{ мкм.}$$

Допуск на отклонение от симметричности расположения шпоночного паза:

$$T_{\approx} \leq 4 \cdot T_B = 4 \cdot 36 = 144 \text{ мкм, принимаем } T_{\approx} = 120 \text{ мкм,}$$

где T_B – при определении допуска перпендикулярности является допуском на ширину подшипника; при определении допуска отклонения от симметричности боковых сторон шпоночного паза является допуском на ширину паза вала.

4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

4.1 Шпоночные соединения

4.1.1 ЗАДАНИЕ

1. Выбрать по ГОСТ 23360-78 недостающие параметры шпоночного соединения с призматической шпонкой и записать условное обозначение.
2. Для заданного типа соединения назначить поля допусков деталей шпоночного соединения из рекомендуемых посадок и указать условия применения.
3. Определить предельные отклонения всех параметров шпоночного соединения.
4. Построить схемы расположения допусков для деталей шпоночного соединения.
5. На эскизах сечения вала и втулки проставить необходимые размеры.

Вариант задания студент выбирает из таблицы 12.

Таблица 12 – Исходные данные

В миллиметрах

№ вар	Номинальный диаметр d	Тип соединения	№ вар	Номинальный диаметр d	Тип соединения	№ вар	Номинальный диаметр d	Тип соединения	№ вар	Номинальный диаметр d	Тип соединения	№ вар	Номинальный диаметр d	Тип соединения
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	30	1	14	80	1	27	80	2	40	29	3	53	53	1
2	20	2	15	78	2	28	27	3	41	30	2	54	23	3
3	25	3	16	82	3	29	15	1	42	57	1	55	37	2
4	33	1	17	75	2	30	48	3	43	115	3	56	56	1
5	35	3	18	90	3	31	38	3	44	150	1	57	77	1
6	40	3	19	8	1	32	58	1	45	55	2	58	66	2
7	45	1	20	10	2	33	145	1	46	100	3	59	55	3
8	50	2	21	16	3	34	37	3	47	25	3	60	95	3
9	55	1	22	120	1	35	43	2	48	18	1	61	15	2
10	60	1	23	17	3	36	65	1	49	10	2	62	12	3
11	63	2	24	69	2	37	73	2	50	60	3	63	31	1
12	70	3	25	112	3	38	32	1	51	33	2	64	120	2
13	75	3	26	205	1	39	19	3	52	83	3	65	95	3

4.1.2 Методические указания

Стандартами регламентированы размеры и допуски на призматические, сегментные и клиновые шпонки. В работе рассмотрим наиболее используемый на практике вид шпоночного соединения – с призматической шпонкой. Призматические шпонки применяются в подвижных и неподвижных соединениях.

Размеры призматических шпонок в зависимости от диаметра вала приведены в таблице 13.

Таблица 13 – Размеры призматических шпонок и сечений пазов В миллиметрах

Диаметр валов, d	Размеры сечения шпонки		Глубина паза		Интервалы длин шпонок, l	
			вала	втулки		
	b	h	t_1	t_2	от	до
1	2	3	4	5	6	7
от 6 до 8	2	2	1,2	1,0	6	20
св. 8 до 10	3	3	1,8	1,4	6	36
св. 10 до 12	4	4	2,5	1,8	8	45
св. 12 до 17	5	5	3	2,3	10	56
св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8	14	70
св. 22 до 30	8	7	4	3,3	18	90
св. 30 до 38	10	8	5	3,3	22	110
св. 38 до 44	12				28	140
св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8	36	160
св. 50 до 58	16	10	6	4,3	45	180
св. 58 до 65	18	11	7	4,4	50	200
св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	56	220
св. 75 до 85	22	14	9	5,4	63	250
св. 85 до 95	25	16	10	6,4	70	280
св. 95 до 110	28				80	320
св. 110 до 130	32	18	11	7,4	90	360
св. 130 до 150	36	20	12	8,4	100	400
св. 150 до 170	40	22	13	9,4	100	400
св. 170 до 200	45	25	15	10,4	110	450
св. 200 до 230	50	28	17	11,4	125	500

Примечание: длины шпонок должны выбираться из ряда 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

В зависимости от поля допуска шпоночного паза вала и втулки при соединении со шпонкой существует три вида соединений:

- 1 – свободное соединение, применяемое при затруднённых условиях сборки и действии непрерывных равномерных нагрузок, а также для получения подвижных соединений при лёгких режимах работы (поле допуска для ширины паза на валу $H9$; поле допуска для ширины паза во втулке $D10$);

- 2 – нормальное соединение, неподвижное соединение, не требующее разборок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки (поле допуска для ширины паза на валу $N9$; поле допуска для ширины паза во втулке $JS9$);

- 3 – плотное соединение, характеризуемое вероятностью получения примерно одинаковых небольших натягов в соединении шпонок с обоими пазами; сборка осуществляется напрессовкой; применяется при редких разборках и реверсивных нагрузках (поле допуска для ширины паза на валу $P9$; поле допуска для ширины паза во втулке $P9$).

Для размеров шпонок стандартом установлены следующие поля допусков: по ширине $h9$; по высоте – $h9$ для h от 2 до 6 мм и $h11$ для h свыше 6 мм; по длине – $h14$.

Для длины шпоночного паза установлено поле допуска $H15$.

На рабочем чертеже должен проставляться один размер, определяющий глубину паза для вала $d-t_1$, для втулки $d+t_2$. Предельные отклонения глубины паза на валу и во втулке приведены в таблице 14.

Таблица 14 – Предельные отклонения глубины пазов и размеров, связанных с глубиной паза
В миллиметрах

Высота шпонки, h	Предельные отклонения размеров		
	t_1	$d-t_1$	t_2 или $d+t_2$
от 2 до 6	+0,1 0	0 -0,1	+0,1 0
св. 6 до 18	+0,2 0	0 -0,2	+0,2 0
св. 18 до 50	+0,3 0	0 -0,3	+0,3 0

В условных обозначениях призматических шпонок указывается последовательно: вид исполнения, ширина шпонки b , высота шпонки h , длина шпонки l и ГОСТ 23360-78: примеры условных обозначений: шпонка 1–16×10×50 ГОСТ 23360-78; Шпонка 3–8×7×63 ГОСТ 23360-78.

В шпоночных соединениях для вала и втулки рекомендованы следующие посадки: $H7/p6$, $H7/r6$, $H7/s6$, $H7/n6$, $H7/t6$, $H7/k6$, $H7/m6$.

4.1.3 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные: $\varnothing 42$, тип соединения 2 (нормальный).

По ГОСТ 23360-78 выбираем основные размеры соединения: $b=12$ мм, $h=8$ мм, $l=50$ мм, $t_1=5$ мм, $t_2=3,3$ мм, вид исполнения 1.

Условное обозначение шпонки: Шпонка 1–12×8×50 ГОСТ 23360-78.

Условия применения – неподвижное соединение, не требующее разборок не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки.

Для заданного типа соединения назначаем поля допусков для деталей шпоночного соединения: поле допуска вала $m6$, поле допуска отверстия $H7$, поле допуска шпонки $b-h9$, поле допуска высоты шпонки $h-h11$, поле допуска длины шпонки $l-h14$, поле допуска ширины паза на валу – $N9$, поле допуска ширины паза во втулке – $Js9$.

Определяем предельные отклонения, пользуясь стандартом на гладкие соединения:

- диаметр вала $42 m6^{(+0,025}_{+0,009})$;
- диаметр втулки $42 H7^{(+0,025)}$;
- ширина шпонки $12 h9^{(-0,043)}$;
- высота шпонки $8 h11^{(-0,09)}$;
- длина шпонки $50 h14^{(-0,62)}$;
- ширина паза на валу $12 N9^{(-0,043)}$;
- ширина паза во втулке $12 Js9^{(\pm 0,021)}$;
- глубина паза вала $t_1 = 5^{+0,2}$

$$d - t_1 = 42 - 5^{+0,2} = 37_{-0,2};$$

- глубина паза втулки $t_2 = 3,3^{+0,2}$

$$d + t_2 = 42 + 3,3^{+0,2} = 45,3^{+0,2}$$

Строим схемы расположения полей допусков (рисунок 16).

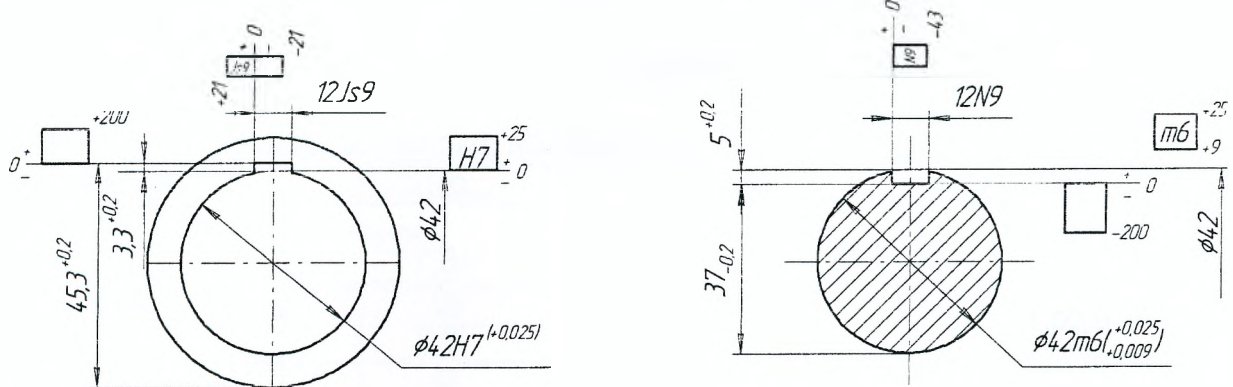


Рисунок 16 – Схемы расположения полей допусков шпоночного соединения

4.2 Прямоблочное шлицевое соединение

4.2.1 ЗАДАНИЕ

1. Расшифровать условное обозначение соединения по ГОСТ 1139-80.
2. Указать условия применения.
3. Выбрать по ГОСТ 1139-80 недостающие параметры прямоблочного шлицевого соединения.
4. Назначить поля допусков шлицевой втулки и шлицевого вала из рекомендованных посадок.
5. Определить предельные отклонения всех параметров шлицевых деталей.
6. Для шлицевого прямоблочного соединения построить схему расположения полей допусков для вала и втулки с указанием необходимых размеров.

Таблица 15 – Исходные данные: прямоблочные шлицевые соединения

№ вар	Прямоблочное шлицевое соединение ГОСТ 1139-80	№ вар	Прямоблочное шлицевое соединение ГОСТ 1139-80
1	$d - 6 \times 23 H7/f7 \times 26 H12/a11 \times 6 F8/js7$	28	$d - 6 \times 18 H7/h6 \times 22 H12/a11 \times 5 F8/d8$
2	$D - 10 \times 28 H11/\geq 24,4 \times 35 H7/n6 \times 4 F8/e8$	29	$D - 10 \times 82 \times 92 H7/f7 \times 12 F8/f7$
3	$b - 6 \times 26 \times 30 \times 6 F10/f8$	30	$b - 10 \times 32 \times 40 H12/a11 \times 5 F8/js7$
4	$d - 8 \times 36 H7/g6 \times 40 \times 7 F8/d8$	31	$d - 10 \times 82 H7/g6 \times 92 H11/a11 \times 12 D10/d9$
5	$b - 6 \times 28 H11/\geq 26,7 \times 32 H12/a11 \times 7 F8/js7$	32	$D - 10 \times 72 \times 82 H8/e8 \times 12 F8/h9$
6	$D - 20 \times 82 \times 92 H7/h6 \times 6 F8/f8$	33	$b - 8 \times 46 \times 50 H12/a11 \times 9 F10/f8$
7	$b - 20 \times 92 \times 102 \times 7 D9/k7$	34	$d - 8 \times 32 H8/e8 \times 36 H12/a11 \times 6 D9/h9$
8	$d - 8 \times 32 H7/h6 \times 38 \times 6 D9/f7$	35	$D - 8 \times 52 \times 58 H7/n6 \times 10 D9/h9$
9	$d - 16 \times 72 H7/js6 \times 82 \times 7 D9/e8$	36	$D - 8 \times 42 \times 48 H7/js6 \times 8 F8/f8$
10	$b - 16 \times 56 \times 65 \times 5 JS10/d9$	37	$b - 6 \times 26 \times 30 F8/h9 \times 6 F8/d9$
11	$D - 6 \times 11 \times 14 H7/g6 \times 3 D9/f7$	38	$d - 8 \times 42 H7/g6 \times 48 H12/a11 \times 8 F8/f7$
12	$d - 20 \times 102 H8/e8 \times 115 \times 8 D9/e8$	39	$D - 8 \times 36 \times 40 H7/n6 \times 7 F8/h9$
13	$D - 8 \times 52 \times 60 H8/e8 \times 10 D9/d9$	40	$b - 8 \times 36 \times 40 H12/a11 \times 7 D9/h8$
14	$b - 8 \times 46 \times 54 \times 9 F10/e8$	41	$d - 16 \times 56 H7/h7 \times 65 H12/a11 \times 5 F8/h7$

Продолжение таблицы 15

№ вар	Прямобочное шлицевое соединение ГОСТ 1139-80	№ вар	Прямобочное шлицевое соединение ГОСТ 1139-80
15	$D - 8 \times 42 \times 46 H8/h7 \times 8 F10/f7$	42	$D - 6 \times 11 \times 14 H7/n6 \times 3 D9/f7$
16	$D - 10 \times 16 \times 20 H7/f7 \times 2,5 F8/f7$	43	$b - 10 \times 72 \times 82 H12/a11 \times 12 F10/f8$
17	$b - 8 \times 56 \times 65 H12/a11 \times 11 D9/f8$	44	$d - 8 \times 56 H7/g6 \times 62 H12/a11 \times 10 F8/h7$
18	$d - 8 \times 56 H1/e8 \times 65 H12/a11 \times 11 F8/h7$	45	$D - 10 \times 36 \times 45 H8/e8 \times 5 F8/js7$
19	$D - 8 \times 52 \times 60 H7/h7 \times 10 F8/f8$	46	$D - 6 \times 23 \times 26 H7/g6 \times 6 F8/e8$
20	$b - 20 \times 82 \times 92 H12/a11 \times 6 D9/f8$	47	$b - 8 \times 46 \times 50 H12/a11 \times 9 F10/f8$
21	$d - 6 \times 23 H7/g6 \times 26 H12/a11 \times 6 D9/h9$	48	$d - 6 \times 23 H7/g6 \times 26 H12/a11 \times 6 D9/h9$
22	$D - 6 \times 23 \times 26 H7/g6 \times 6 F8/e8$	49	$D - 6 \times 21 \times 25 H7/js6 \times 5 F10/e9$
23	$b - 10 \times 28 \times 35 H12/a11 \times 4 D9/h8$	50	$b - 10 \times 32 \times 42 H12/a11 \times 5 F8/js7$
24	$d - 8 \times 36 H7/e8 \times 40 H12/a11 \times 7 D9/f8$	51	$d - 8 \times 56 H7/e8 \times 65 H12/a11 \times 10 F8/h7$
25	$D - 8 \times 36 \times 40 H8/h7 \times 7 F10/h9$	52	$D - 10 \times 82 \times 92 H7/f7 \times 12 F8/f7$
26	$D - 20 \times 82 \times 92 H7/js6 \times 5 F8/js7$	53	$d - 10 \times 82 H7/g6 \times 92 H11/a11 \times 12 D10/d9$
27	$b - 10 \times 21 \times 26 H12/a11 \times 3 D9/e8$	54	$b - 8 \times 36 \times 40 H12/a11 \times 7 D9/h8$

4.2.2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ГОСТ 1139-80 распространяется на размеры и допуски шлицевых прямобочных соединений. Стандарт устанавливает поля допусков, а также посадки валов и втулок для различных способов центрирования. В прямобочных шлицевых соединениях применяют три способа относительного центрирования вала и втулки: по наружному диаметру D ; по внутреннему диаметру d и по боковым поверхностям зубьев b .

Центрирование по D рекомендуется в случаях повышенных требований к точности соосности элементов соединения, когда твердость втулки не слишком высока и допускает обработку чистовой протяжкой, а вал обрабатывается фрезерованием по наружному диаметру D . Данный вид центрирования применяется в неподвижных, передающих малый крутящий соединениях, т. е. в соединениях с малым износом поверхностей.

Центрирование по d применяют в тех случаях повышенных требований к совпадению геометрических осей, если твердость втулки не позволяет обрабатывать деталь протяжкой или когда может возникнуть коробление валов после термообработки. Способ значительно дороже, но обеспечивает наибольшую точность.

Центрирование по b применяется, когда не требуется особой точности соосности, при передаче значительных моментов, в случаях, когда недопустимы большие зазоры между боковыми поверхностями вала и втулки. Этот способ является наиболее простым и экономичным.

Предельные отклонения на размеры d , D , b для прямобочных шлицевых валов и втулок соответствуют предельным отклонениям на гладкие цилиндрические соединения по ГОСТ 25347-82.

В условном обозначении шлицевого прямобочного соединения указывается последовательно: вид центрирования, число шлицов, внутренний диаметр d , наружный диаметр D , ширина шлица b и посадки в соединении по этим элементам. Примеры условных обозначений:

- центрирование по внутреннему диаметру d : $d - 8 \times 36 \frac{H7}{e8} \times 40 \frac{H12}{d11} \times 7 \frac{D9}{f8}$;
- центрирование по наружному диаметру D : $D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H8}{h7} \times 7 \frac{F10}{h9}$;

- центрирование по внутреннему диаметру b : $b - 8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h8}$ ГОСТ 1139-80.

Для нецентрирующего диаметра d посадка в условном обозначении не проставляется. Стандартом, для нецентрирующих диаметров, предусмотрены постоянные поля допусков, приведённые в таблице 12.

Таблице 16 – Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		вала	втулки
d	По D или b	–	$H11$
D	По d или b	$a11$	$H12$

Нецентрирующий диаметр d вала должен быть не менее d_1 по ГОСТ 1139-80 (принимаем по [5]).

4.2.3 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные: $D-8 \times 32 \times 38 H8/e8 \times 6 D9/h9$ ГОСТ 1139-80

Прямобоочное шлицевое соединение: центрирование по наружному диаметру $D=38$ мм; поле допуска центрирующего диаметра $H8$ – втулки, $e8$ – вала; число прямобоочных шлицов 8; внутренний диаметр соединения $d=32$ мм; ширина шлица $b=6$ мм, поле допуска ширины шлица втулки $D9$, поле допуска ширины шлица вала $h9$.

Центрирование по D применяется в случаях повышенных требований к точности соосности элементов соединения, когда твёрдость втулки не слишком высока и допускает обработку чистой протяжкой, а вал обрабатывается фрезерованием. Применяется в неподвижных, перемещающих малый крутящий момент соединений, т. е. в соединениях с малым износом поверхностей.

По ГОСТ 1139-80 назначаем поля допусков втулки и вала по нецентрирующему диаметру: втулки $H11$, предельное отклонение вала по нецентрирующему диаметру d не менее $d_1=29,4$ мм.

Величины предельных отклонений диаметров и ширины прямобоочного шлица определяем по [5].

Строим схемы расположения полей допусков (рисунок 17).

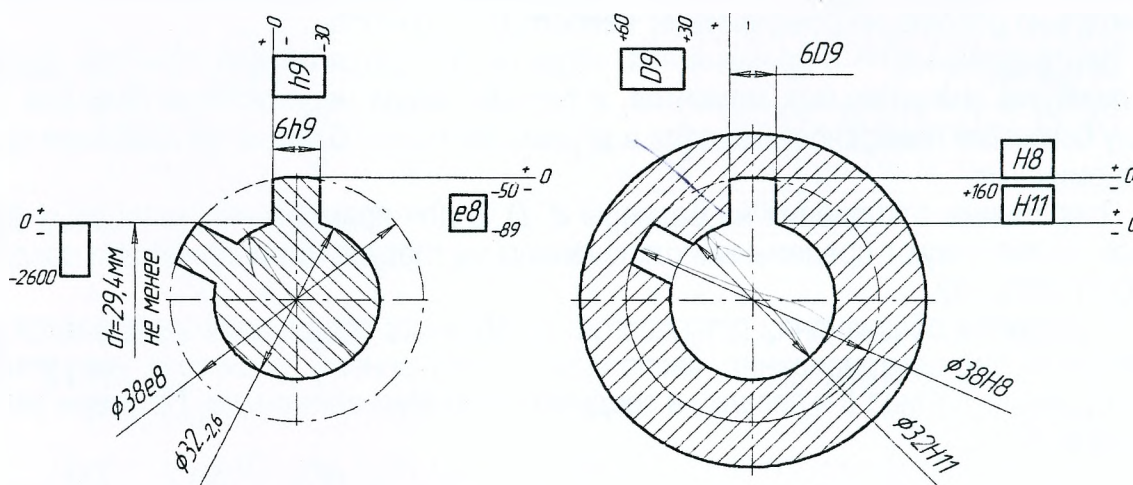


Рисунок 17 – Схемы расположения полей допусков прямобоочного шлицевого соединения

Таблица 17 – Исходные данные: шлицевые эвольвентные соединения

№ вар	Эвольвентное шлицевое соединение	№ вар	Эвольвентное шлицевое соединение
1	10×0,5×9H/9g ГОСТ 6033-80	28	50×H7/h6×2 ГОСТ 6033-80
2	20×H7/g6×0,8	29	20×1,5×9H/11c
3	25×0,8×9H/8k	30	70×2×9H/9d
4	i 38×1,5×H7/h6	31	75×H7/f7×3
5	48×H7/h6×2	32	35×H7/f7×2
6	52×1,5×9H/7h	33	55×H7/g6×3
7	60×2×7H/8k	34	55×H7/n6×3
8	i 65×2,5×H7/n6	35	65×2×9H/9d
9	70×H8/h6×3	36	80×H7/f7×3
10	100×3×7H/7n	37	30×H7/f7×1,25
11	i 140×5×H8/h6	38	50×H7/g6×2
12	160×6×7H/9r	39	50×H7/n6×2
13	120×H8/g6×3,5	40	50×2×9H/9g
14	200×H7/js6×6	41	70×2×9H/9d
15	180×8×7H/8p	42	75×2×9H/9d
16	40×2×9H/9g	43	40×H7/n7×2
17	10×H7/h6×0,5	44	35×H7/f7×1,25
18	85×H7/g6×3	45	45×2×9H/9g
19	50×2×9H/9g	46	65×2×9H/9d
20	80×H6/g6×2,5	47	i 80×2×H7/n6
21	65×2×9H/9g	48	i 38×2×H8/h6
22	15×H7/h6×0,5	49	30×H7/f7×1,25
23	90×H7/g6×3	50	i 20×0,5×H7/h6
24	55×2×9H/9g	51	i 35×2×H7/n6
25	50×1,5×9H/9g	52	105×H8/f7×5
26	110×H8/f7×5	53	65×H7/g6×3
27	40×2×9H/9g	54	i 70×2×H7/h6

Для втулки $D-8 \times 32 \times 38H8 \times 6D9$ ГОСТ 1139-80
 центрирующий диаметр $D=38 H8^{(+0,039)}$
 нецентрирующий диаметр $d=32 H11^{(+0,160)}$
 ширина паза $b=6 D9^{(+0,060}_{+0,030})$

Для вала $D-8 \times 32 \times 38e8 \times 6h9$ ГОСТ 1139-80
 центрирующий диаметр $D=38 e8^{(-0,050}_{-0,089})}$
 нецентрирующий диаметр $d=32_{-2,6} = 29,4$ мм
 ширина паза $b=6 h9^{(-0,03)}$

4.3 Эвольвентные шлицевые соединения

4.3.1 ЗАДАНИЕ

1. Расшифровать условное обозначение соединения по ГОСТ 6033-80.
2. Указать условия применения.
3. Определить основные параметры шлицевого эвольвентного соединения.
4. Назначить поля допусков втулки и вала из рекомендованных посадок.

5. Определить предельные отклонения всех параметров шлицевых деталей.
6. Построить схему расположения полей допусков для вала и втулки.

4.3.2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ГОСТ 6033-80 распространяется на шлицевые соединения с эвольвентным профилем зуба, с углом профиля 30° . Стандарт устанавливает допуски и посадки для эвольвентных шлицевых соединений при центрировании по внутреннему диаметру d , наружному диаметру D и по боковым сторонам зубьев b .

Наиболее распространёнными способами центрирования деталей эвольвентного соединения являются центрирование по боковым сторонам b (по S часто встречающееся и экономичное) и по наружному диаметру зубьев D (при необходимости точной соосности деталей на валу). Допускается также центрирование по внутреннему диаметру d .

При центрировании по боковым поверхностям зубьев имеется особенность построения системы допусков: установлено два вида допусков ширины – впадины втулки e толщины зуба s вала; T_e (T_s) – допуск ширины впадины втулки (допуск толщины зуба вала); T – суммарный допуск, включающий отклонения формы и расположения элементов профиля впадин (зуба). Так как допуски размеров e и s делятся на две части, то для всех полей допусков установлено по три отклонения:

- основное или суммарное отклонение EI для допусков ширины впадины и es для допусков ширины зубьев;

- отклонение, определяющее границу между допуском, установленным на отклонение формы и расположения элементов профиля впадины или зуба и собственно размеров e и s : EI_e – для ширины впадины, es_e – для толщины зуба;

- отклонение, определяющее верхнюю границу поля допуска ширины впадины и нижнюю границу поля допуска зуба: ES – для ширины впадины, ei – для толщины зуба.

Поля допусков на размеры e и s обозначают числом, указывающим степень точности и буквенным обозначением основного отклонения: $9H$ или $9g$. Посадки обозначают по обыкновенным правилам: $9H/9g$.

В условном обозначении шлицевого эвольвентного соединения последовательно указывают: номинальный диаметр соединения D , модуль m , обозначение посадки или полей допусков вала и втулки (помещаемое после размеров центрирующих элементов), номер стандарта. Примеры условных обозначений:

- центрирование по боковым сторонам зубьев $50 \times 2 \times 9H/9g$ ГОСТ 6033-80;
- центрирование по наружному диаметру $50 \times H7/g6 \times 2 \times 9H/9h$ ГОСТ 6033-80;
- центрирование по внутреннему диаметру i $50 \times 2 \times H7/g6 \times 9H/9h$ ГОСТ 6033-80.

4.3.3 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные: $45 \times H7/h6 \times 2$ ГОСТ 6033-80

Номинальный диаметр $D=45$ мм, модуль $m=2$ мм, вид центрирования по наружному диаметру, поле допуска по наружному диаметру, поле допуска наружного диаметра втулки $D_f - H7$, поле допуска наружного диаметра вала $d_a - h6$.

Центрирование по наружному диаметру D наиболее технологично, так как в этом случае в качестве окончательной операции отверстия выполняют протягивание, а при обработке вала – шлифование. Такое центрирование применяется в деталях с незакалённым отверстием.

Определяем по ГОСТ 6033-80 недостающие параметры эвольвентного соединения [5]: по таблице 6.20 находим число зубьев $Z=21$

делительный диаметр $d = m \cdot z = 2 \cdot 21 = 42$ мм

диаметр впадин шлицевого вала $d_f = D - 2,2 \cdot m = 45 - 2,2 \cdot 2 = 40,6$ мм

диаметр внутренней втулки $D_a = D - 2 \cdot m = 45 - 2 \cdot 2 = 41$ мм

Назначаем поле допуска ширины впадины втулки $e - 9H$, поле допуска толщины зуба вала $S - 9d$: посадка $9H/9d$.

Поле допуска втулки и вала по нецентрируемому диаметру при плоской форме дна впадины: для втулки $D_a - H11$, для вала $d_f - h16$, посадка $H11/h16$ ([5], таблица 6.26).

Величины предельных отклонений диаметров, предельные отклонения по боковым сторонам зубьев определяем по [5].

Для втулки $45 \times H7 \times 2$ ГОСТ 6033-80:

центрирующий диаметр $D_f = 45 H7(+0,025)$

ширина впадины $e - 9H$: $ES = +71$ мкм

$EI = +26$ мкм

$EI = 0$

Для вала $45 \times h6 \times 2$ ГОСТ 6033-80:

центрирующий диаметр $d_a = 45 h6(-0,016)$

толщина зуба $S - 9d$: $es = -44$ мкм

$es_e = -70$ мкм

$ei = -115$ мкм

Строим схемы расположения полей допусков (рисунок 18).

$S = e = 1,387 \cdot m = 1,387 \cdot 2 = 2,774$ мм

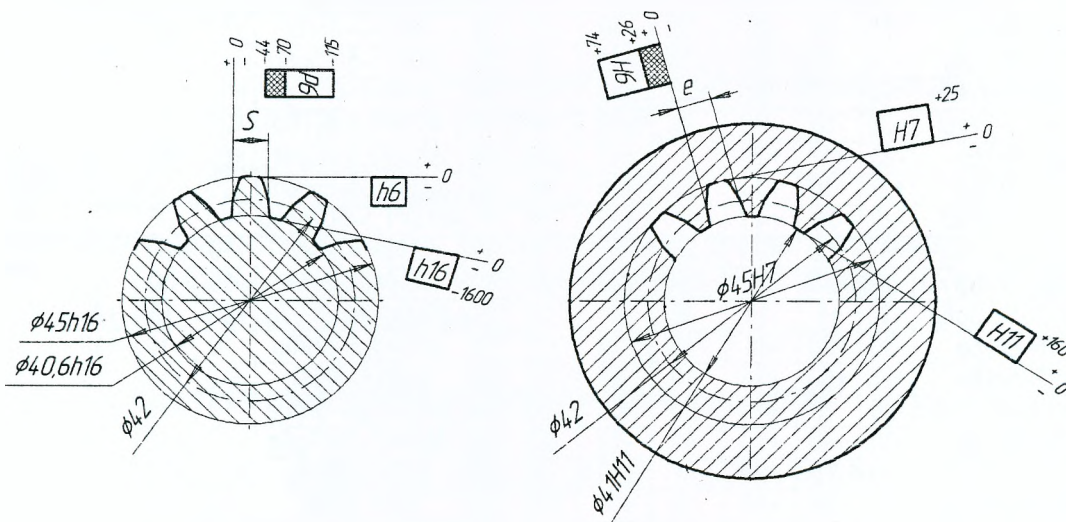


Рисунок 18 – Схемы расположения полей допусков эвольвентного шлицевого соединения

5. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1 Задание

1. Расшифровать условное обозначение резьбового соединения.
2. Установить верхние и нижние предельные отклонения для сопрягаемых параметров внутренней и наружной резьб ([5], с. 123 – 129).

3. Рассчитать предельные размеры сопрягаемых элементов резьбы и их допуски.
 4. Определить max и min зазоры в сопряжении по сопрягаемым элементам.
 5. Рассчитать компенсационные поправки средних диаметров наружной и внутренней резьбы, обусловленные накопленной погрешностью шага и отклонением угла профиля.
 6. Определить максимальный и минимальный зазоры в сопряжении по среднему диаметру резьбы и при необходимости подобрать другие поля допусков по этому параметру.
 7. Изобразить схему полей допусков резьбового соединения.
- Исходные данные для выполнения задания по расчёту резьбового соединения студент выбирает из таблицы 18.

Таблица 18 – Резьбовое соединение

№ п/п	Условное обозначение	$\Delta P_{пр}$ мкм	$\Delta P_{пб}$ мкм	$\Delta \alpha_{зг}$ 2 мин	$\Delta \alpha_{зб}$ 2 мин	$\Delta \alpha_{пг}$ 2 мин	$\Delta \alpha_{пб}$ 2 мин	№ п/п	Условное обозначение	$\Delta P_{пр}$ мкм	$\Delta P_{пб}$ мкм	$\Delta \alpha_{зг}$ 2 мин	$\Delta \alpha_{зб}$ 2 мин	$\Delta \alpha_{пг}$ 2 мин	$\Delta \alpha_{пб}$ 2 мин
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	M33×3-6G/6g	+15	+25	+10	-15	-5	+10	22	M24-7H/7g6g	+25	+10	+40	-30	-20	-10
2	M33-7H/7g6g	+10	+30	+20	-20	-5	+5	23	M24×2-7G/6h	+40	-10	+30	-30	+20	-10
3	M33×1,5-7H/6h	+20	-10	+15	-15	-10	+5	24	M24×1,5-7H/6e	+30	-20	+15	-15	+30	+10
4	M33×2-7H/6e	-20	+10	+40	+10	-30	0	25	M24-6H/6f	+20	+10	+20	-10	0	-20
5	M36-7H/6d	+25	-15	-30	+15	-17	+17	26	M24-7G/6e	+35	-10	-15	+10	-10	-10
6	M36×3-6H/6h	+30	+10	-30	-10	-10	-20	27	M42-7G/7g6g	+70	-30	+15	0	+25	0
7	M36×2-6H/6e	-20	-15	+10	-25	0	-5	28	M42×4LH-6G/6g	+15	-20	-30	+20	+30	-20
8	M30×3-5H/5g6g	+35	+10	-30	+18	-14	-10	29	M42×3-6G/6e	+60	-40	-30	+10	+15	0
9	M30×3-6H/6h	+45	+15	-3	+20	-20	+10	30	M42×2-6H/6h	+27	+10	-15	+8	+24	+16
10	M30×2-6G/6e	0	-20	-20	+10	-15	0	31	M22-7H/7g6g	+17	+14	-10	-20	+30	+10
11	M30-6H/6g	-10	0	-10	+10	-15	-20	32	M20-7H/6g	+30	-10	-30	-40	0	+10
12	M39×3-6H/6f	+50	+35	+30	-10	-19	-21	33	M18-5H/5g6g	+40	+10	-10	0	+10	+30
13	M39×2-7H/6e	+20	-30	-40	-10	-20	0	34	M16-6H/6h	+20	+30	-20	-30	+10	+10
14	M39-7H/6h	+35	-20	-20	-10	-30	-10	35	M22×2-6H/6f	+70	-40	-20	+20	+30	+10
15	M27-7H/7g6g	+10	+40	-40	+15	+10	-10	36	M20×2-5H/5g6g	+20	0	-30	-20	+20	-30
16	M27×2LH-7H/6e	+20	+30	-20	+20	+15	-10	37	M12×2-6H/6g	+10	+20	-20	+10	+10	+5
17	M27×1,5-7H/6f	+20	-10	+30	-24	+18	+9	38	M16×1,5-6H/6d	+20	+10	-30	+10	+10	-10
18	M27-6H/6e	-23	+17	+30	0	+12	-15	39	M22×1,5-6G/6f	+60	+40	-10	-10	0	+10
19	M48-6H/6d	+27	+16	+30	-11	+28	+5	40	M20×1,5-6H/6g	+20	-20	-30	-15	+12	+10
20	M48×2-6G/6d	-20	-30	+40	-17	+20	-10	41	M18×1,5-5G/5g6g	+40	+23	-30	-18	0	+30
21	M48×4-6G/6g	+37	-12	+26	-25	+50	+10	42	M16×1-6H/6f	-10	+30	+20	+40	0	-10
43	M20-6H/6d	-10	+10	-20	+10	-20	-20	60	M14×2-6H/6h	-10	-30	+5	+20	-15	-10
44	M18×1-5G/5g6g	+20	+5	-10	-30	0	-10	61	M14×1,25-7G/7g	-20	-15	+20	-10	+30	+10
45	M16-6H/6e	-30	+20	-40	-10	-15	+10	62	M12×1,5-6H/6e	-10	+10	+10	0	+10	+10
46	M22-6H/6e	+25	+50	+14	-10	-20	-10	63	M10×1-6H/6g	+10	+10	-10	-5	0	+10
47	M20×1,5LH-6H/6d	-20	-10	+10	-20	-30	-20	64	M12×1,25-6H/6e	-10	+10	+10	0	+10	-30
48	M18-6G/6d	-30	+40	+10	-40	-10	-25	65	M14×1-7H/7g6g	+10	+10	-10	-20	0	+10
49	M12×1,5-6H/6d	-10	-15	+20	0	-30	-20	66	M12×1-6H/6g	+14	+17	+10	+10	+10	-30
50	M56×4-6G/6g	-55	+35	+60	-10	+37	+10	67	M12-6H/6d	-10	-20	+10	+10	+20	+10
51	M64-7H/7h	+65	-40	-30	+10	+50	-10	68	M16×1,5-7H/7g6g	-15	+10	-10	-20	+10	+30
52	M52×3-7G/7e	+30	-40	+30	+10	-30	-20	69	M12×1,5-6G/6d	+40	-10	-10	+10	+10	-10
53	M56×3-7H/6g	-25	+50	+48	-20	+40	-30	70	M64×2-7H/7g	-20	-30	+20	-45	+10	0
54	M60×3-6G/6f	-50	+30	-25	+30	+30	+10	71	M8-6H/6h	-5	+5	-10	0	+5	+5
55	M64×4-8H/7e	+70	-50	-10	+20	+50	+40	72	M12×1-6H/6h	+15	+10	+10	-10	-20	+10
56	M52×2-6H/7g	+30	-30	+20	0	-10	0	73	M68×3-7H/6e	-50	+20	+30	0	+10	+35
57	M56×2-7G/6e	-70	0	+50	0	+40	-30	74	M6-5H/6e	0	+10	-5	-10	+5	+5
58	M64×2-6H/6g	+15	+30	+10	+10	-10	+30	75	M18×1,5-6G/6h	-10	+10	+8	-7	-3	0
59	M10×2-7G/6g	+10	-10	+15	-10	+10	-20	76	M16×1,5-6H/6h	-5	+16	-7	+3	+5	-7

5.2 Методические указания

Резьбовые крепёжные соединения являются широко распространённым видом неподвижных разъёмных соединений, применяемых в машиностроении. Основные параметры метрической резьбы показаны на рисунке 19.

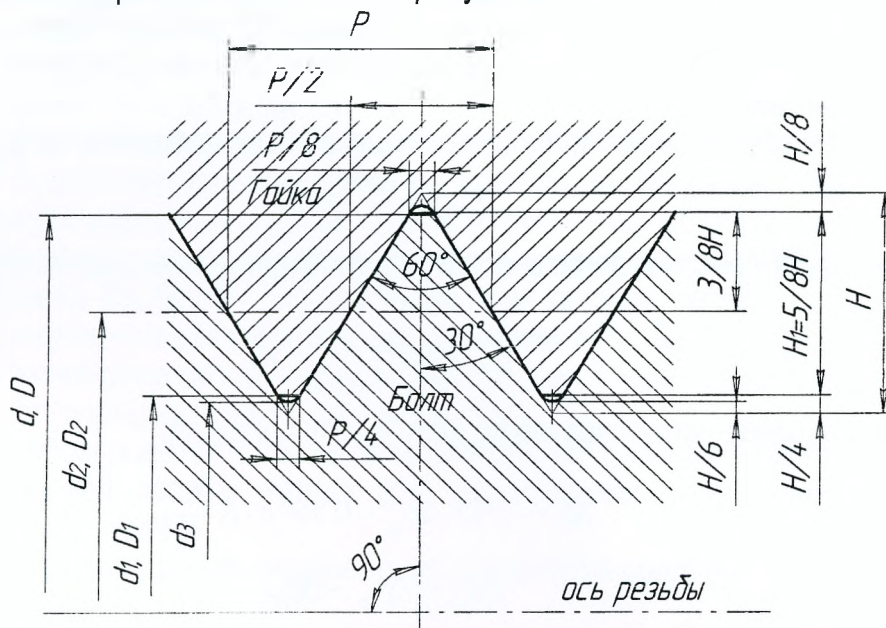


Рисунок 19 – Профиль метрической резьбы

d, D – наружный диаметр болта и гайки;

d_1, D_1 – внутренний диаметр болта и гайки;

d_2, D_2 – средний диаметр болта и гайки;

d_3 – внутренний диаметр резьбы болта;

P – шаг резьбы;

P_h – ход резьбы: для многозаходной резьбы $P_h = Pn$, где n – число заходов резьбы;

α – угол профиля: для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$;

H – теоретическая высота профиля резьбы;

$H_1 = 5/8 H$ – рабочая высота профиля резьбы.

К основным параметрам резьбы относится также длина свинчивания, т. е. длина взаимного соприкосновения наружной и внутренней резьбы в осевом направлении (размер фаски не входит в длину свинчивания).

Значения диаметров вычисляются по следующим формулам:

$$d_2 = D_2 = d - 2 \frac{3}{8} H = d - 0,64951905 P;$$

$$d_1 = D_1 = d - 2 \frac{5}{8} H = d - 1,08253175 P;$$

$$d_3 = d - 2 \frac{17}{24} H = d - 1,22686932 P.$$

При расчётах по этим формулам значения диаметров следует округлять до 0,001 мм.

Метрические резьбы изготавливают с крупным (основным) или мелкими шагами. При изготовлении резьбовых соединений неизбежны погрешности профиля резьбы и её размеров, возможны неконцентричность диаметральных сечений и других отклонений, ко-

которые могут нарушить свинчиваемость и ухудшить качество соединения. Для метрических резьб возможны отклонения диаметров резьб $d, D; d_1, D_1; d_2, D_2$; шага P , а также угла профиля резьбы α , которые необходимо компенсировать для обеспечения собираемости.

Компенсация погрешностей изготовления осуществляется изменением среднего диаметра резьбы. Так, компенсация погрешностей шага P и угла профиля α резьбы производится уменьшением среднего диаметра d_2 резьбы болта или увеличением среднего диаметра D_2 резьбы гайки.

Диаметральная компенсация погрешностей шага рассчитывается по формуле:

$$f_{pc} = 1,732 \cdot \Delta p_{nc}$$

Диаметральная компенсация погрешностей угла профиля резьбы рассчитывается по $\frac{\alpha}{2}$:

$$f_{\alpha_c} = 0,36 \cdot \Delta \frac{\alpha_c}{2} \cdot p$$

Суммарная поправка погрешностей по шагу и углу профиля:

$$\Delta S = 1,735 \cdot \Delta p_{nc} + 0,36 \cdot p \cdot \Delta \frac{\alpha_c}{2}$$

$$\Delta p_{nc} = |\Delta p_{nr} - \Delta p_{nb}|$$

$$\Delta \frac{\alpha_c}{2} = \frac{|\Delta \frac{\alpha_{nc}}{2}| + |\Delta \frac{\alpha_{lc}}{2}|}{2},$$

где Δp_{nr} и Δp_{nb} – соответственно накопленная погрешность шага гайки и болта, мкм;

$\Delta \frac{\alpha_{nc}}{2}$ и $\Delta \frac{\alpha_{lc}}{2}$ – соответственно погрешность правой и левой стороны угла профиля в соединении.

$$\Delta \frac{\alpha_{nc}}{2} = \Delta \frac{\alpha_{nr}}{2} - \Delta \frac{\alpha_{nb}}{2}; \quad \Delta \frac{\alpha_{lc}}{2} = \Delta \frac{\alpha_{lr}}{2} - \Delta \frac{\alpha_{lb}}{2}$$

В машиностроении для метрических резьб чаще применяются посадки с зазором по d_2, D_2 .

Действительные зазоры в соединении:

$$S_{\max_2 \varnothing} = S_{\max_2} - \Delta S$$

$$S_{\min_2 \varnothing} = S_{\min_2} - \Delta S$$

Установлены следующие ряды основных отклонений верхних es для наружной резьбы (болтов) и нижних EI для внутренней резьбы (гаек), которые определяют расположение полей допусков диаметров резьбы относительно номинального профиля:

- для наружной резьбы – d, e, f, g, h ;
- для внутренней резьбы – E, F, G, H .

Основное отклонение E и F установлено для специального применения при значительных толщинах слоя защитного покрытия.

Для метрических резьб диаметрами от 1 до 600 мм установлены степени точности 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 (по убыванию).

Метрические резьбы с крупным шагом имеют большую высоту профиля и применяются преимущественно для соединения деталей, не подвергающихся воздействию переменных нагрузок. Резьбы с мелким шагом используются в основном для соединений деталей с малой длиной свинчивания, подверженных ударам и вибрациям, т. к. имеют свойство самоотвинчиваемости.

Обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры и буквы, указывающих соответственно степень точности и основное отклонение, например 6H, 6E, 7d, 7e.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра d_2 , D_2 , помещённого на первом месте, и обозначения поля допуска внутреннего диаметра D_1 для гаек или наружного d – для болтов. Например: 6e5e (здесь 6e – поле допуска среднего диаметра d_2 , а 5e – поле допуска наружного диаметра d болта). Если поля допусков этих диаметров совпадают, то в обозначении поля допуска они не повторяются, например 6e, 6g, 6H. Обозначения поля допуска резьбы наносятся на чертежи вслед за обозначением размера резьбы, например M14–5g, M14–5H, M10×1–6g, M10×1–5H. Если в обозначении резьбы не указывается шаг, то данная метрическая резьба имеет крупный шаг (определяется по справочникам).

Посадка обозначается дробью, в числителе которой указывают обозначение поля допуска внутренней резьбы (гайки), а в знаменателе – наружной (болта), например M10×1–6H/6g, M12–6H/6g.

Полное условная запись обозначения резьбового соединения с зазором на сборочном чертеже имеет вид:

$$M42 \times 4,5(p1,5)LH - \frac{4H5H}{4g} - 15R$$

В условной записи принята следующая последовательность расположения информации:

- тип резьбы – метрическая;
- номинальный диаметр $d=D=42$ мм;
- шаг резьбы, если резьба однозаходная; в данном примере резьба многозаходная – первоначально указывается ход резьбы, а в скобках указывается шаг резьбы;
- направление навивки (LH – левая резьба);
- условная запись посадки;
- длина свинчивания 15 мм;
- сведения о форме впадины резьбы $R_{\min} = 0,1 \cdot p$.

В условной записи не показываются сведения о навивке, если она правая; о длине свинчивания, если она не выходит за пределы нормальной; закругления впадин, если оно не предусмотрено.

Допускается условная запись обозначения метрического резьбового соединения с зазором: M42 – 6H/6g.

5.3 Пример выполнения задания

Исходные данные: M36×3–6H/6g.

$$\Delta P_{\text{пр}} = +30 \text{ мкм}, \Delta P_{\text{пб}} = +20 \text{ мкм}, \Delta \frac{\alpha_{\text{пр}}}{2} = -40', \Delta \frac{\alpha_{\text{пб}}}{2} = +20', \Delta \frac{\alpha_{\text{пр}}}{2} = +50', \Delta \frac{\alpha_{\text{пб}}}{2} = -30'.$$

1. Резьба метрическая, номинальный диаметр $d=D=36$ мм; резьба однозаходная с шагом $P=3$ мм (мелкий шаг); направление навивки – правое; поля допусков на диаметры

гайки D_2 и $D_1 - 6H$; поля допусков на диаметры болта d_2 и $d - 6g$; длина свинчивания не выходит за пределы нормальной; впадины резьбы выполнены без закруглений.

2. Определим по справочнику или рассчитаем по формулам номинальные размеры сопрягаемых параметров резьбы [5]:

$$d_2 = D_2 = 34,051 \text{ мм}; d_1 = D_1 = 32,752 \text{ мм}; d_3 = 32,319 \text{ мм}.$$

3. По справочнику согласно указанным полям допусков устанавливаем предельные отклонения для нормируемых параметров болта и гайки:

на средний диаметр $es = -48$ мкм, $ei = -248$ мкм;

$$ES = +265 \text{ мкм}, EI = 0;$$

на наружный диаметр $es = -48$ мкм, $ei = -423$ мкм;

$$ES = \text{ненормируемый}, EI = 0;$$

на внутренний диаметр $es = -48$ мкм, e – ненормируемый;

$$ES = +500 \text{ мкм}, EI = 0.$$

4. Определяем предельные размеры сопрягаемых параметров гайки и болта:

$$D_{2max} = D_2 + ES = 34,051 + 0,256 = 34,316 \text{ мм};$$

$$D_{2min} = D_2 + EI = 34,051 + 0 = 34,051 \text{ мм};$$

$D_{max} = D_2 + ES$, так как ES в этом случае не нормируется, то записываем D_{max} не менее 36,000 мм.

$$D_{min} = D + EI = 36,0 + 0 = 36,0 \text{ мм};$$

$$D_{1max} = D_1 + ES = 32,752 + 0,500 = 33,252 \text{ мм};$$

$$D_{1min} = D_1 + EI = 32,752 + 0 = 32,752 \text{ мм};$$

$$d_{2max} = d_2 + es = 34,051 + (-0,048) = 34,003 \text{ мм};$$

$$d_{2min} = d_2 + ei = 34,051 + (-0,248) = 33,803 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d + es = 36,0 + (-0,048) = 35,952 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d + ei = 36,0 + (-0,423) = 35,577 \text{ мм};$$

$$d_{1max} = d_1 + es = 32,752 + (-0,048) = 32,704 \text{ мм};$$

$d_{1min} = d_1 + ei$, так как ei не нормируется, то d_{1min} не более 32,752 мм.

5. Расчёт допусков на сопряжённые размеры резьбового соединения:

$$TD_2 = D_{2max} - D_{2min} = 34,316 - 34,051 = 0,256 \text{ мм};$$

TD – ненормируемый;

$$TD_1 = D_{1max} - D_{1min} = 33,252 - 32,752 = 0,500 \text{ мм};$$

$$Td_2 = d_{2max} - d_{2min} = 34,003 - 33,803 = 0,200 \text{ мм};$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = 35,952 - 35,577 = 0,375 \text{ мм};$$

Td_1 – ненормируемый.

6. Определение зазоров по сопряжённым поверхностям резьбового соединения: по среднему диаметру

$$S_{max} = D_{2max} - d_{2min} = 34,316 - 33,803 = 0,513 \text{ мм};$$

$$S_{min} = D_{2min} - d_{2max} = 34,051 - 34,003 = 0,048 \text{ мм};$$

по наружному диаметру поскольку величины D_{max} не нормируется, то $S_{max} = D_{max} - d_{min} = 36,000 - 35,577 = 0,423$ мм (не менее);

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 36,000 - 35,952 = 0,048 \text{ мм};$$

7. Расчёт компенсационных поправок, обусловленных наличием неточностей в шаге и углах профиля болта и гайки:

суммарная погрешность накопленного шага

$$\Delta P_{\text{nc}} = |\Delta P_{\text{nr}} - \Delta P_{\text{nb}}| = |30 - 20| = 10 \text{ мкм};$$

суммарная погрешность правой половины профиля резьбы

$$\Delta \frac{\alpha_{\text{nc}}}{2} = \Delta \frac{\alpha_{\text{nr}}}{2} - \Delta \frac{\alpha_{\text{nb}}}{2} = +50' - (-30') = +80';$$

суммарная погрешность левой половины профиля резьбы

$$\Delta \frac{\alpha_{\text{лс}}}{2} = \Delta \frac{\alpha_{\text{лr}}}{2} - \Delta \frac{\alpha_{\text{лб}}}{2} = -40' - (+20') = -60';$$

суммарная погрешность угла профиля резьбы в соединении

$$\Delta \frac{\alpha_{\text{с}}}{2} = \frac{\left| \Delta \frac{\alpha_{\text{nc}}}{2} \right| + \left| \Delta \frac{\alpha_{\text{лс}}}{2} \right|}{2} = \frac{80' + 60'}{2} = 70'.$$

Определение поправки для расчёта действительных зазоров в резьбовом соединении:

$$\Delta S = (1,732 \cdot \Delta P_{\text{nc}} + 0,36 \cdot P \cdot \Delta \frac{\alpha_{\text{с}}}{2}) = (1,732 \cdot 10 + 0,36 \cdot 3 \cdot 70) = 92,92 \text{ мкм}$$

Условие $\Delta S < S_{\text{min}}$ не выполняется.

Поправка шага $\Delta S_p = 0,017 \text{ мм}$.

Поправка угла профиля $\Delta S_{\frac{\alpha}{2}} = 0,076 \text{ мм}$.

Так как ошибка, вносимая в соединение погрешностями в шаге и угле профиля, превышает $S_{\text{min}} = 48 \text{ мкм}$ ($\Delta S = 92,92 \text{ мкм} > S_{\text{min}} = 48 \text{ мкм}$), то для получения гарантированного зазора в резьбовом соединении, с указанными погрешностями изготовления, необходимо выбрать другие поля допусков для параметров резьбы болта и гайки.

Принимаем $6H/6d$ и рассчитываем $d_{2\text{max}}$, поскольку $D_{2\text{min}}$ для вновь подобранного соединения не меняется.

$$\begin{aligned} es &= -112 \text{ мкм} \text{ ([5], таблица 4.15)} \\ d_{2\text{max}} &= d_2 + es = 34,051 + (-0,112) = 33,939 \text{ мм}; \\ S_{\text{min}} &= D_{2\text{min}} - d_{2\text{max}} = 34,051 - 33,939 = 0,112 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Так как $\Delta S = 92,92 \text{ мкм} < S_{\text{min}} = 112 \text{ мкм}$, то коррекция посадки резьбового соединения выполнена правильно.

8. Определение действительных зазоров для резьбового соединения $M36 \times 3 - 6H/6d$.

$$S_{\text{max}_2 \varnothing} = S_{\text{max}_2} - \Delta S = 0,513 - 0,093 = 0,42 \text{ мм};$$

$$S_{\text{min}_2 \varnothing} = S_{\text{min}_2} - \Delta S = 0,112 - 0,093 = 0,019 \text{ мм}.$$

Изобразим эскиз болта и гайки, а также схему полей допусков резьбового соединения $M36 \times 3 - 6H/6d$. (Рисунки 20, 21)

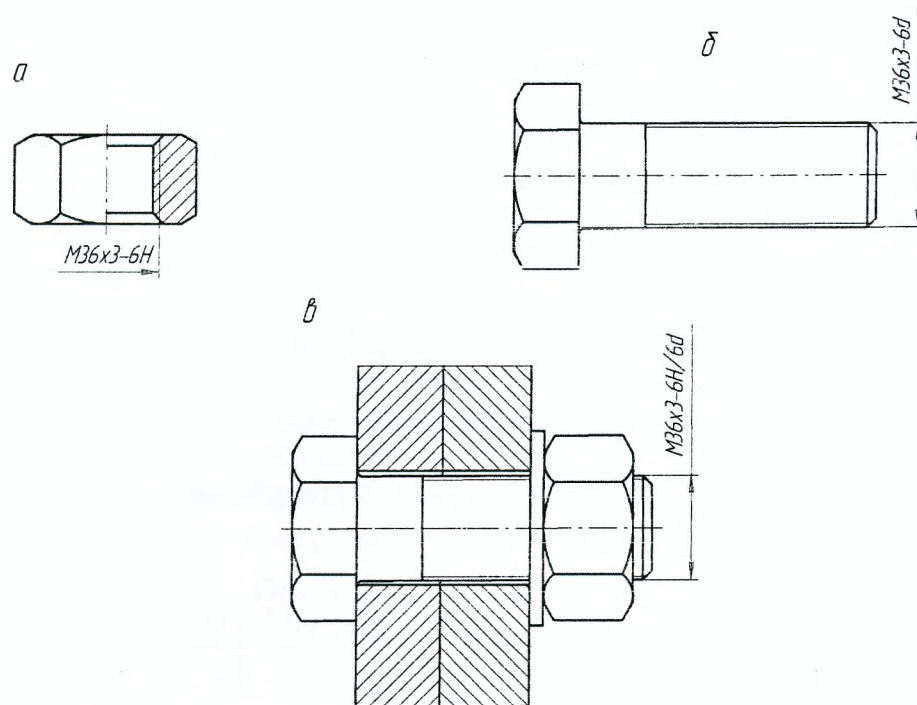


Рисунок 20 – Условные чертежи: а – гайка; б – болт; в – резьбовое соединение

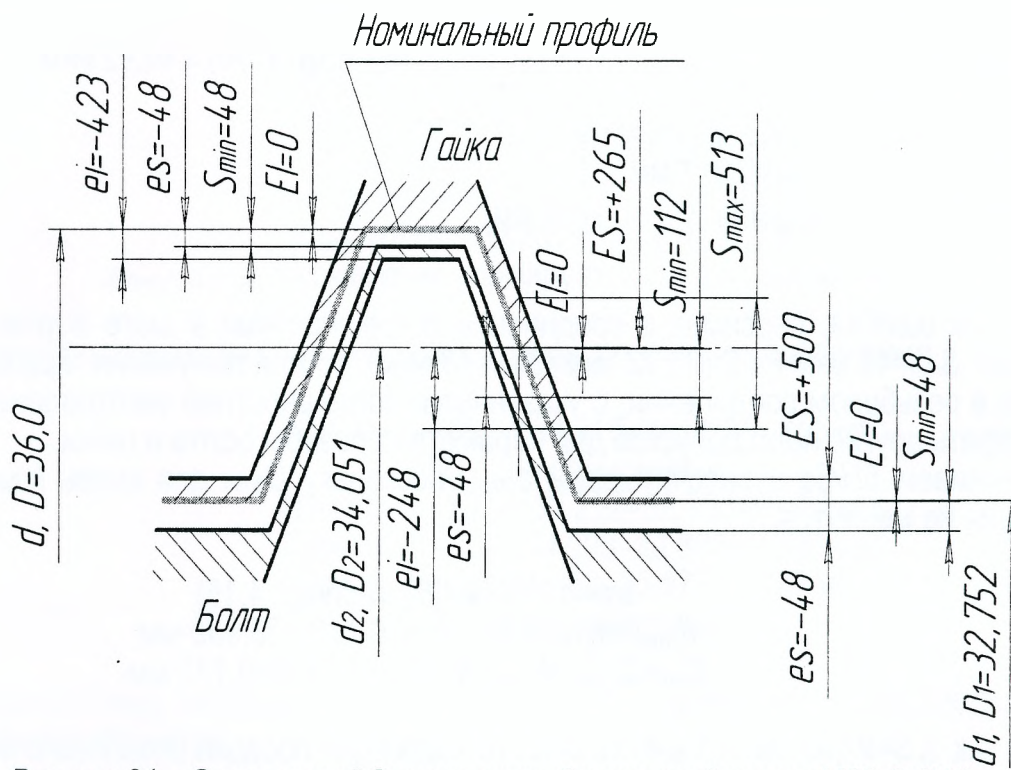


Рисунок 21 – Схема полей допусков резьбового соединения M36x3-6H/6d

6. ДОПУСКИ И КОНТРОЛЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

6.1 Задание:

- 1) выбрать исходные данные согласно варианту (таблица 19);
- 2) расшифровать условное обозначение норм точности цилиндрического зубчатого колеса;
- 3) установить комплекс контроля зубчатого колеса согласно ГОСТ 1643-81;

- 4) назначить допуски зубчатого колеса согласно ГОСТ 1643-81;
- 5) выбрать средства измерения зубчатого колеса;
- 6) рассчитать или определить по стандартам данные для оформления чертежа зубчатого колеса;
- 7) выполнить чертёж зубчатого колеса.

Таблица 19 – Исходные данные

№ вар	Условное обозначение точности по ГОСТ 1643-81	Модуль, мм	Число зубьев	№ вар	Условное обозначение точности по ГОСТ 1643-81	Модуль, мм	Число зубьев
1	2	3	4	25	6-7-6-D	6,5	20
1	5-B	1	21	26	5-6-5-E	3,75	60
2	6-E	2	23	27	5-5-6-H	8,25	19
3	7-A	3	24	28	6-Hd	8,5	18
4	8-C	4	23	29	7-Ed	10,25	22
5	9-A	5	22	30	8-Db	1,75	32
6	10-A	6	21	31	9-Ca	2,75	20
7	11-B	7	20	32	10-Bc	3,75	19
8	12-A	8	19	33	11-A	4,5	18
9	11-B	9	25	34	12-A	5,75	24
10	10-A	10	33	35	9-9-8-C	3,0	27
11	9-B	1,5	30	36	6-5-6-H	3,75	31
12	8-C	2,5	38	37	6-8-7-D	2,75	46
13	7-D	3,5	28	38	6-7-8-E	5,25	25
14	6-E	4,5	27	39	9-10-11-B	8	28
15	5-H	5,5	26	40	10-11-10-A	6	35
16	7-8-9-C	6,5	24	41	9-11-12-A	2,5	38
17	7-7-6-E	7,5	42	42	12-11-10-B	5	18
18	8-9-10-B	8,5	23	43	8-7-6-C	5,5	23
19	9-10-11-A	4	25	44	7-C	3	30
20	10-11-12-B	5	52	45	5-6-6-Ec	2	37
21	11-12-10-B	10	35	46	6-5-6-D	1,5	62
22	8-9-9-C	3,25	18	47	7-8-7-B	2,5	24
23	8-9-8-B	2,25	56	48	8-7-8-Ba	2	44
24	7-7-8-C	2,5	25	49	9-8-7-D	2,75	34
50	10-9-8-C	3	36	75	8-9-9-B	5	33
51	8-8-7-B	5	30	76	6-C	2	65
52	7-E	2	63	77	8-7-7-E	4	60
53	7-7-6-B	2	75	78	8-A	3	74
54	6-D	4,5	42	79	7-7-6-H	3	38
55	6-6-5-H	6	21	80	7-B	4	35
56	8-H	3	53	81	8-8-7-D	2,5	36
57	8-7-7-D	6	35	82	8-B	5,5	34
58	7-C	2	48	83	7-6-5-C	2,75	29
59	7-6-6-C	2,25	50	84	6-6-5-E	3	41
60	6-E	2,5	40	85	6-5-5-H	1,5	30
61	7-7-6-B	3	35	86	7-D	5	39

Продолжение таблицы 19

№ вар	Условное обозначение точности по ГОСТ 1643-81	Модуль, мм	Число зубьев	№ вар	Условное обозначение точности по ГОСТ 1643-81	Модуль, мм	Число зубьев
62	6-H	5	28	87	8-9-10-C	4,5	31
63	6-5-5-E	4	43	88	8-D	3	23
64	8-C	3,5	48	89	7-6-6-H	3,5	37
65	8-7-6-H	4,5	27	90	6-H	4	43
66	7-B	2,5	36	91	8-9-8-B	5	30
67	11-B	6,5	54	92	8-7-7-C	2,5	80
68	6-C	4,5	42	93	12-A	5	75
69	8-9-8-A	2,5	30	94	10-B	3,5	65
70	8-D	3	33	95	9-C	2,5	78
71	7-8-7-B	2,75	52	96	9-B	3,5	84
72	7-E	3,75	38	97	6-D	5,5	66
73	8-9-8-C	2,5	63	98	7-E	2,5	58
74	7-H	1,5	49	99	10-11-10-A	4	67
				100	11-11-12-Ab	5	77

6.2. Методические указания

В условном обозначении точности зубчатых передач последовательно указывают степень точности по нормам кинематической точности; степени точности по норме плавности работы и пятна контакта; вид сопряжения, ограничивающего боковой зазор и его допуск. Если на все нормы точности назначены одинаковые степени точности, а допуск соответствует боковому зазору, то в обозначении степень точности указывается только один раз (к примеру 7-7-7 -Bв: 7-B).

Кинематическая точность зубчатой передачи характеризуется величиной кинематической погрешности. Стандартом регламентируется наибольшая кинематическая погрешность передачи – наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колёс. Плавность работы зубчатой передачи характеризуется местной кинематической погрешностью с циклической погрешностью передачи, полнота контакта зубьев – относительными размерами по длине и высоте зуба суммарного пятна контакта сопряжённых зубьев. Боковой зазор в передаче устанавливают минимально необходимым (для обеспечения смазки, компенсации погрешностей монтажа и тепловых деформаций).

Для зубчатых колёс и передач ГОСТ 1643-81 устанавливают 12-ть степеней точности, обозначаемые в порядке убывания точности цифрами от 1 до 12. Для 1 и 2 степеней допуски и предельные отклонения пока не предусмотрены.

При комбинировании норм разных степеней точности нормы плавности могут быть грубее норм кинематической точности не более чем на две степени, а нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности, или на одну степень грубее этой нормы.

Установлено шесть видов сопряжений зубчатых колёс в передаче по боковому зазору: A, B, C, D, E, H (при сопряжении H боковой зазор равен нулю, а при A он наибольший), а также восемь видов допуска T_{in} на боковой зазор x, y, z, a, b, c, d, h .

Стандарт устанавливает на виды сопряжений H и E вид допуска h , а сопряжениям D, C, B и A - согласованные виды допусков d, c, b и a соответственно. Однако это соответствие можно изменять, а также использовать увеличенные виды допусков x, y, z .

6.3 Пример выполнения задания:

Исходные данные: точность колеса 8-7-6-B ГОСТ 1643-81;

модуль $m=3$ мм;

число зубьев колеса $Z=25$.

Коэффициент смещения исходного контура колеса $X=0$.

Расшифруем условное обозначение заданной точности передачи:

8 – степень точности по норме кинематической точности;

7 – степень точности по норме плавности работы;

6 – степень точности по норме контакта зубьев;

B – вид сопряжения, ограничивающего боковой зазор;

b – допуск на боковой зазор (так как допуск на боковой зазор не указан, то он совпадает с видом сопряжения).

Устанавливаем вариант комплекса контроля по ГОСТ 1643-81, в зависимости от степени точности и укажем нормируемые погрешности:

F_{ir} – наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса (по норме кинематической точности);

f_{ir} – местная кинематическая погрешность (по норме плавности работы);

F_{β} – погрешность направления зуба (по норме контакта);

E_{cs} – наименьшее отклонение толщины зуба (по норме бокового зазора);

T_c – допуск на толщину зуба (по норме бокового зазора).

Назначаем по ГОСТ 1643-81 допуски на погрешности.

Допуск F_i определяем по таблице 6: $F_i = F_p + f_i$,

где F_p – допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса;

f_i – допуск на погрешность профиля зуба колеса.

При выборе F_p учитываем модуль $m=3$ мм, степень точности по норме кинематической точности 8, делительный диаметр $d = m \cdot z = 3 \cdot 25 = 75$ мм.

ГОСТ 1643-81, таблица 7: $F_p = 63$ мкм.

При выборе f_i учитываем $m=3$ мм, $d=75$ мм, степень точности по норме плавности 7

ГОСТ 1643-81, таблица 8: $f_i = 11$ мкм

$$F_i = 63 + 11 = 74 \text{ мкм}$$

Допуск на местную кинематическую погрешность зубчатого колеса f_i' определяем по ГОСТ 1643-81, таблица 8, учитывая $m=3$ мм, $d=75$ мм, степень точности по норме плавности 7: $f_i' = 25$ мкм.

Допуск на направление зуба F_{β} определяем по ГОСТ 1643-81, таблица 11, учитывая $m=3$ мм, ширину венца b , степень точности по норме контакта 6.

Ширина венца $b = m \cdot \Psi_m$,

где Ψ_m – коэффициент зуба колеса: $\Psi_m = 6 \dots 10$ для цилиндрических прямозубых зубчатых колёс.

$$b = 3 \cdot 7 = 21 \text{ мкм}$$

$$F_{\beta} = 9 \text{ мкм}$$

Наименьшее отклонение толщины зуба E_{cs} определяем по ГОСТ 1643-81, таблица 20, учитывая вид сопряжения B, степень точности по норме плавности 7, $d=75$ мм: $E_{cs} = 100$ мкм.

Допуск на толщину зуба T_c определяем по ГОСТ 1643-81, таблица 21 в зависимости от допуска на радиальное биение зубчатого венца F_r (ГОСТ 143-81, таблица 6) и вида

сопряжения B . С учётом $m=3$ мм, $d=75$ мм и степени точности по норме кинематической точности 8 ($F_r=45$ мкм): $T_c=100$ мкм.

Определение размеров, необходимых для оформления чертежа зубчатого колеса: высота головки зуба до постоянной хорды $\overline{h_c} = 0,748m = 0,748 \cdot 3 = 2,244$ мм; номинальная толщина зуба колеса без смещения по постоянной хорде $\overline{S_c} = 1,387m = 1,387 \cdot 3 = 4,161$ мм.

Определение параметров точности формы, расположения и шероховатости отдельных поверхностей зубчатого колеса: на ширину венца назначаем из конструктивных и технологических соображений поле допуска $h11...h14$

$$b=21h12_{(-0,21)};$$

поле допуска диаметра выступов принимаем по h ;

диаметр окружности выступов $d_a = d + 2m = 75 + 2 \cdot 3 = 81$ мм;

• так как окружность выступов используется как измерительная база, принимаем $T_{da} = 0,03m = 0,03 \cdot 3 = 0,09$ мм и округляем его до стандартного значения [5] – $T_{da}=0,087$ мм, что соответствует $h9$, т. е. $d_a=81h9_{(-0,087)}$;

• определим допуск на радиальное биение диаметра выступов $T_{\uparrow r}$ в зависимости от допуска на радиальное биение зубчатого венца F_r : $T_{\uparrow r} \leq 0,6F_r$, $F_r=45$ мкм,

$$T_{\uparrow r} = 0,6 \cdot 0,045 = 0,027 \text{ мм}$$

округляем значение допуска до стандартного ([1], т.1) $T_{\uparrow r}=0,025$ мм;

• допуск биения торцев колеса назначаем в зависимости от допуска на направление зуба

F_β , ширины венца b и диаметра вершин d_a : $T_{\uparrow r} \leq 0,5 \frac{d_a}{b} \cdot F_\beta$

$$T_{\uparrow r} \leq 0,5 \cdot \frac{81}{21} \cdot 0,009 = 0,017 \text{ мм}$$

принимаем стандартное значение $T_{\uparrow r}=0,016$ мм;

• шероховатость рабочих эвольвентных поверхностей определяется в зависимости от допустимого отклонения профиля f_f : $R_a \leq 0,1 \cdot f_f$ ($R_z \leq 0,4 \cdot f_f$)

$$f_f=11 \text{ мкм};$$

$$R_a = 0,1 \cdot 11 = 1,1 \text{ мкм}$$

округляем числовые значения параметров шероховатости до стандартных ближайших значений ([5], т. 1) $R_a=1,0$ мкм.

Допуски отверстий зубчатых колёс зависят от точности зубчатой передачи, условий её работы и сборки. Для подвижных колёс применяют посадки $\frac{H7}{g6}$, $\frac{H7}{h6}$ (с зазором), не-

подвижных – $\frac{H7}{js6}$, $\frac{H7}{r6}$, при значительных динамических нагрузках $\frac{H7}{k6}$ (переходные),

$\frac{H7}{p6}$, $\frac{H7}{t6}$ (с натягом). Для тихоходных зубчатых колёс невысокой точности применяют

посадки с нулевым гарантированным зазором – $\frac{H8}{h7}$, $\frac{H8}{h8}$.

В рассмотренном примере увязываем посадку отверстия с точностью зубчатой передачи, в частности, с той нормой точности (наиболее высокой), которая является основной в оценке работоспособности передачи. Степень точности 6 – по норме контакта зубьев предлагает высоконагруженную передачу с посадкой $H7/t6$ колеса на вал. Соответственно отверстие по $H7$.

Диаметр отверстия выбирается конструктивно, учитывая, что минимальная толщина обода (расстояние от впадины зубчатого венца до отверстия или шпоночного паза)

должна быть не менее 3м, чтобы обеспечить равнопрочность обода и зубьев. Принимаем отверстие $\varnothing 45H7(+0,025)$.

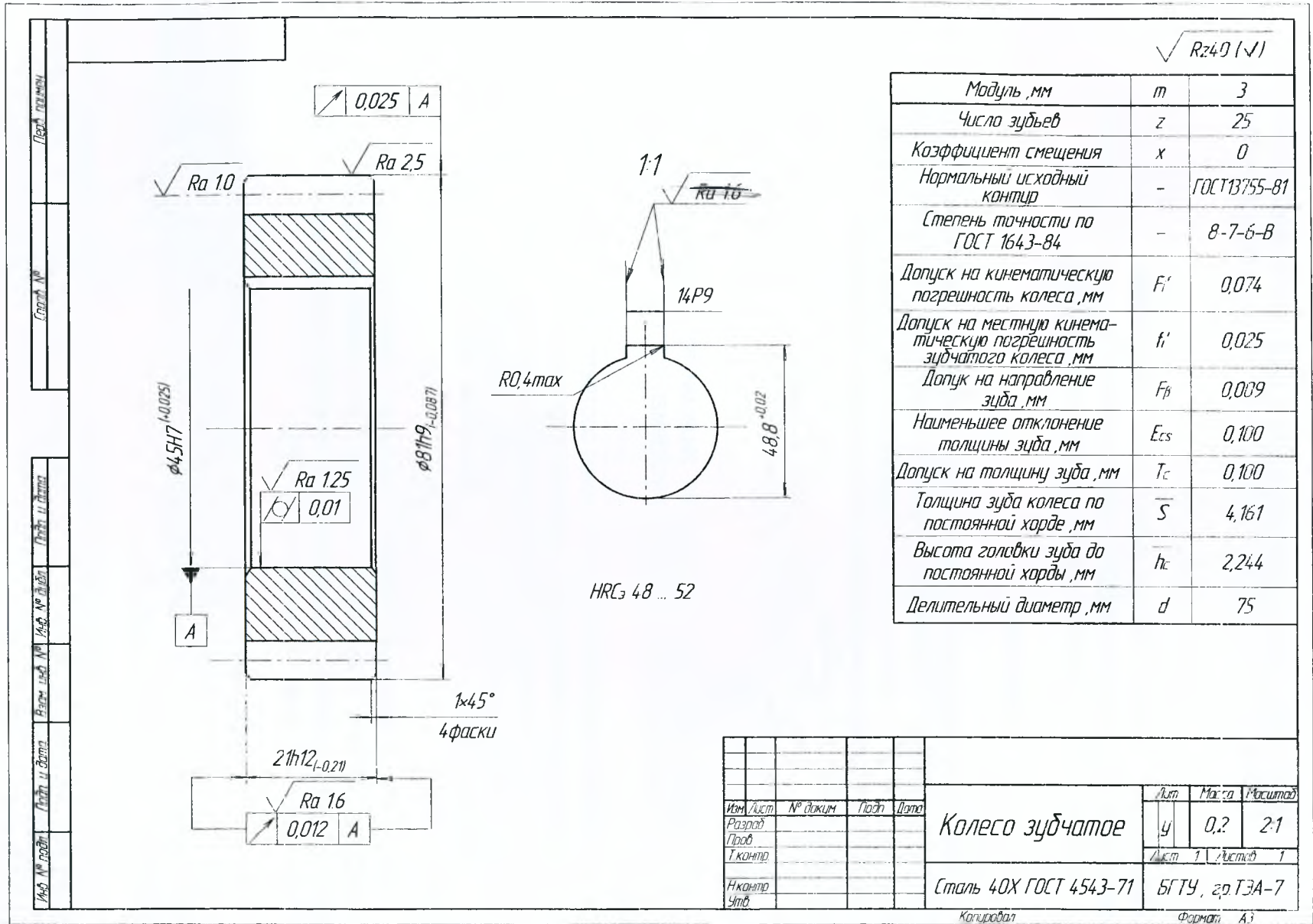


Рисунок 22 - Чертеж зубчатого колеса

Шероховатость отверстия определяем из условия $R_a \leq 0,05IT$,
где IT – допуск соответствующего размера

$$R_a = 0,05 \cdot 25 = 1,25 \text{ мкм}$$

Шероховатость торцов и окружности вершин колеса:

$$R_a < 0,1 \cdot T_{\uparrow r} \quad (R_z < 0,4 \cdot T_{\uparrow r})$$

$$R_a \leq 0,1 \cdot T_{\uparrow r} \quad (R_z \leq 0,4 \cdot T_{\uparrow r})$$

шероховатость торцов зубчатого колеса $R_a = 0,1 \cdot 16 = 1,6$ мкм;

шероховатость окружности вершин зубчатого колеса $R_a = 0,1 \cdot 25 = 2,5$ мкм.

Выполним чертёж зубчатого колеса в соответствии с ЕСКД.

Выбор средств измерений:

- Первый из контролируемых параметров, выбранного комплекса контроля – кинематическая погрешность зубчатого колеса F_{ir} , допуск $F_i' = 0,074$ мм. Выбираем марку прибора БВ-5058 ([7], таблица 13.1). Проверяем, соответствуют ли размеры рассматриваемого колеса размерам контролируемых на приборе зубчатых колёс. Согласно [5] выбираем характеристики прибора:

С-S1-1-AB ($m=1\dots 8$ мм, $d=20\dots 320$ мм) класса точности АВ (цена деления 0,002 мм; диапазон показаний $\pm 0,1$ мм; диапазон измерений 40 – 125(75) мкм) при пределе допускаемой погрешности 8(10) мкм.

Допускаемую погрешность измерения экономически нецелесообразно выбирать менее 0,1 табличного допуска. Однако допускаемая погрешность измерения не должна превышать:

- при допуске высокой точности (3–7 степени) соответствует 1/3 части допуска;
- при допуске средней точности (8–9 степени) соответствует 1/4 части допуска;
- при допуске грубой точности (10–12 степени) соответствует 1/5 части допуска.

Соответственно у прибора С-S1-1-AB предел допускаемой погрешности 8(10) мкм менее 1/4 части допуска $F_i' = 74$ мкм. Т. о. прибор БВ-5058 соответствует по точностным характеристикам.

- Второй контролируемый параметр комплекса – местная кинематическая погрешность зубчатого колеса f_{ir} , допуск $f_i' = 0,025$ мм По [7] выбираем прибор БВ-5058, по [5] прибор С-S1-1-AB: диапазон измерений 25(30) мкм при d до 125 мм и предел допускаемой погрешности 4(30) мкм, что менее 1/4 допуска.

- Третий контролируемый параметр комплекса – погрешность направления зуба F_{β} , допуск $F_{\beta}' = 0,009$ мм. По [7] выбираем прибор БВ-5055, по [5] прибор С-S1-8-AB, цена деления не более 0,001 мм, диапазон измерений $\pm 0,05$ мм, предел допускаемой погрешности 0,0025 мм, что менее 1/3 допуска.

- Толщину зуба (наименьшее отклонение $E_{cs} = 0,1$ мм и допуск на толщину $T_c = 0,1$ мм) контролируем зубомером ЗИМ-16. По [5] выбираем прибор С-M1-11-B: цена деления 0,01 мм, диапазон измерений до 100 мкм, предел допускаемой погрешности 0,01 мм, что менее 1/3 допуска $T_c = 0,1$ мм

7. РАСЧЁТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

7.1 Задание

1. Выполнить эскиз детали (сборочного узла), выявить составляющие размеры и составить размерную цепь в соответствии с вариантом задания на рисунке 23.

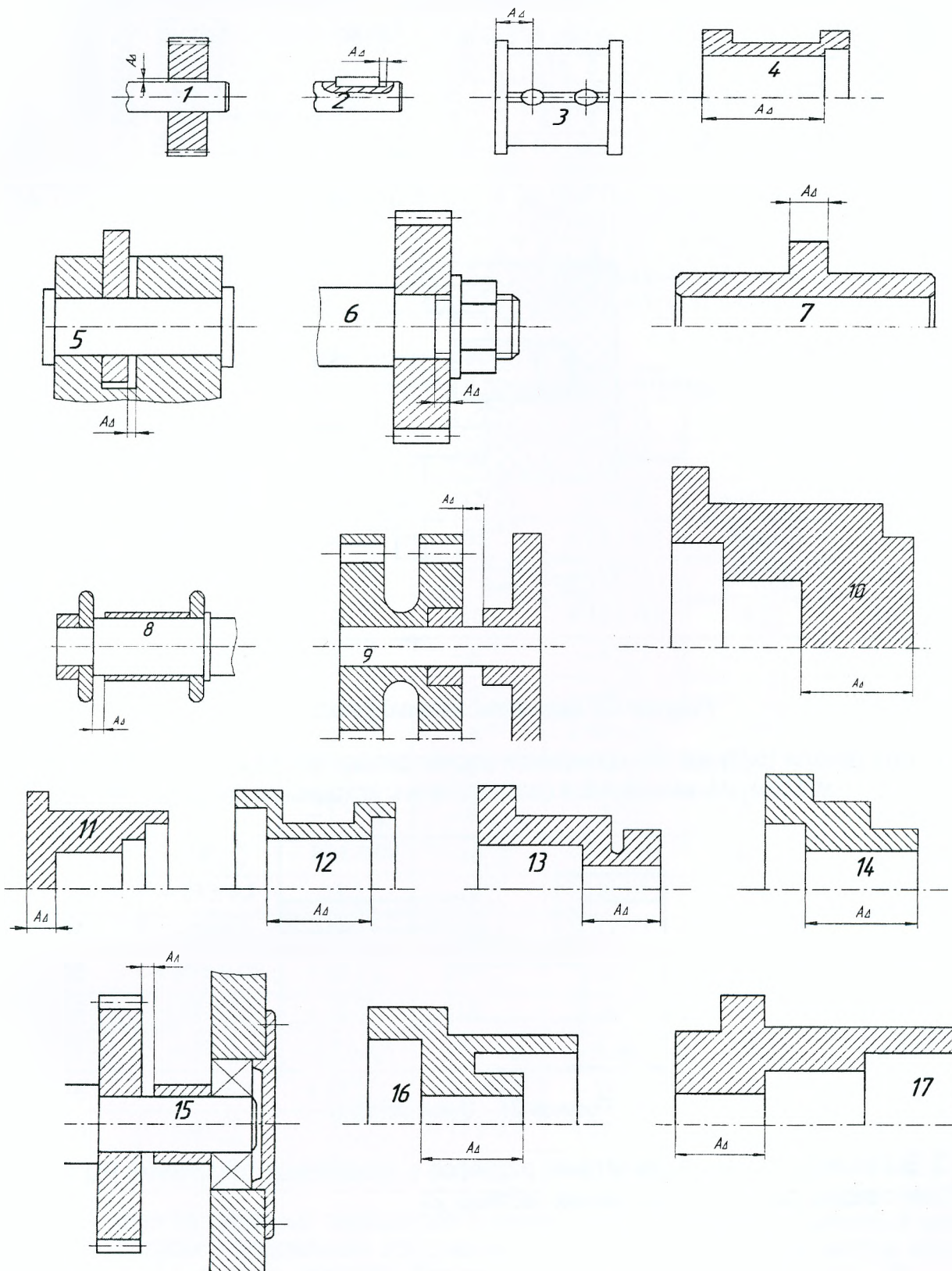


Рисунок 23 - Варианты заданий

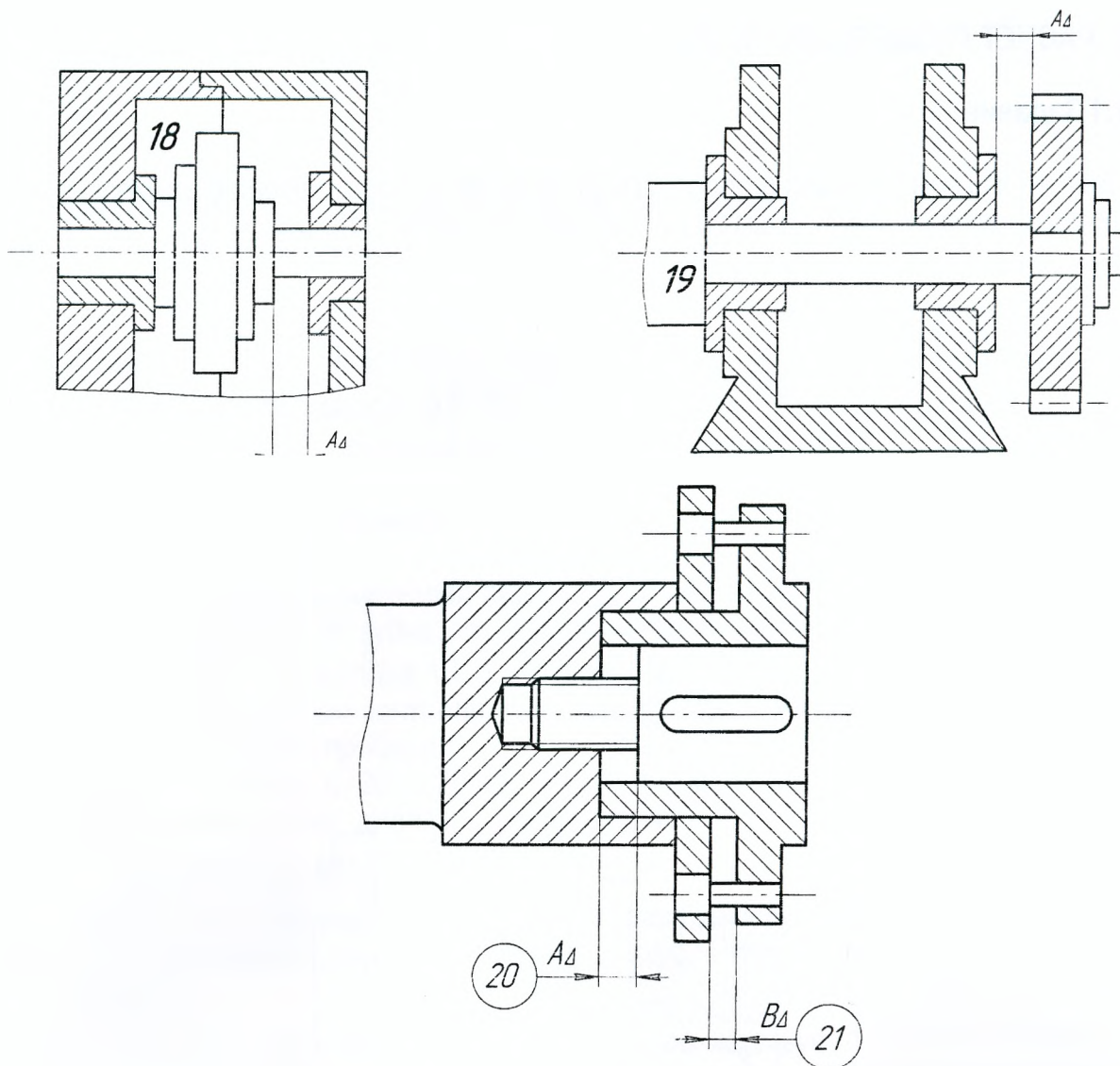


Рисунок 23- Варианты заданий (продолжение)

2. Для детали (рисунок 24) произвести расчёт детальной размерной цепи методом максимума–минимума в соответствии с исходными данными таблицы 20..

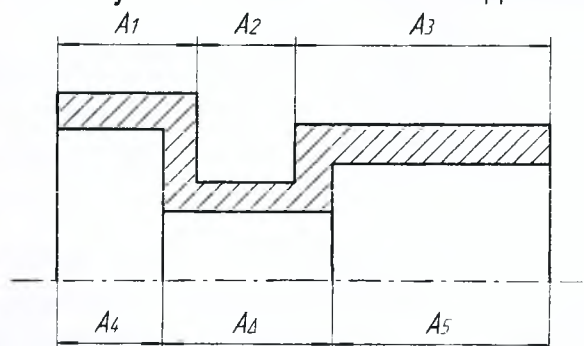


Рисунок 24 – Эскиз детали

3. Выполнить сложение, вычитание размеров и предельных отклонений РЦ в соответствии с вариантом исходных данных таблицы 21.

Таблица 20 – Исходные данные

В миллиметрах

Параметры звеньев	Варианты																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
A_1	60	100	30	15	45	120	55	85	115	95	20	35	80	60	105	33	65	47	25	36
ESA_1	+0,2	+0,1	-0,1	-0,15	+0,25	-0,15	-0,4	+0,55	+0,85	-0,35	+0,03	-0,05	+0,4	0	+0,5	+0,3	+0,25	+0,1	+0,5	+0,3
EYA_1	-0,1	-0,4	-0,2	-0,25	-0,15	-0,35	-0,75	+0,15	-0,45	-0,75	-0,03	-0,25	0	-0,4	-0,5	-0,1	-0,15	-0,4	+0,2	+0,1
A_2	15	19	20	2	4	5	9	10	12	10	15	9	5	4	2	11	15	30	18	20
ESA_2	-0,4	+0,2	+0,1	-0,05	+0,12	+0,07	0	+0,24	-0,08	+0,2	+0,15	+0,24	0	+0,05	+0,1	-0,1	0	+0,25	-0,1	-0,1
EIA_2	-0,6	-0,1	-0,2	-0,15	-0,18	-0,07	-0,24	0	-0,28	-0,1	-0,15	0	-0,06	0	-0,1	-0,2	-0,3	-0,15	-0,3	-0,2
A_3	10	20	15	25	40	15	55	30	25	45	35	18	60	35	55	19	27	17	11	17
ESA_3	+0,2	+0,3	+0,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	+0,25	-0,15	+0,2	-0,2
EIA_3	+0,1	+0,1	+0,3	-0,15	-0,3	-0,08	-0,05	-0,02	-0,52	-0,03	-0,1	-0,2	-0,25	-0,1	-0,15	-0,4	-0,25	-0,3	-0,2	-0,4
A_4	10	75	25	8	40	80	35	55	45	55	10	25	50	45	85	20	30	28	15	14
ESA_4	+0,2	+0,1	+0,3	+0,24	-0,15	+0,15	+0,35	+0,25	-0,15	0	+0,15	+0,1	+0,25	+0,2	-0,35	+0,15	+0,45	+0,18	+0,15	+0,4
EIA_4	-0,1	-0,4	-0,2	0	-0,35	-0,15	-0,05	-0,10	-0,45	-0,3	-0,2	-0,2	-0,10	-0,1	-0,75	-0,15	0	-0,23	-0,2	+0,2
A_5	5	10	10	15	25	10	40	15	10	30	20	10	45	25	40	9	24	36	8	12
ESA_5	+0,1	+0,1	-0,15	+0,15	-0,08	-0,1	-0,15	+0,05	+0,15	+0,3	+0,05	-0,05	+0,2	+0,3	+0,2	+0,06	-0,2	+0,5	+0,3	+0,1
EIA_5	-0,2	-0,2	-0,45	+0,05	-0,28	-0,2	-0,45	-0,015	-0,05	0	-0,25	-0,15	-0,1	+0,1	-0,1	-0,06	-0,5	-0,5	-0,3	-0,1

Таблица 21 – Исходные данные для расчёта РЦ

В миллиметрах

Вариант	Размеры и предельные отклонения					
1	$+60^{+0,2}_{-0,1}$	$+20^{-0,6}_{-0,4}$	$-10^{+0,2}_{+0,1}$	$-10^{-0,1}_{-0,2}$	$-5 \pm 0,1$	$-5^{+0,1}_{-0,2}$
2	$+100^{+0,15}_{-0,35}$	$-75^{-0,3}_{-0,5}$	$+20^{+0,2}_{-0,1}$	$-10^{+0,3}_{+0,1}$	$-7^{+0,2}_{-0,1}$	$-20^{+0,2}_{-0,3}$
3	$+30^{+0,2}_{-0,1}$	$+20^{+0,1}_{-0,2}$	$-15^{-0,1}_{-0,4}$	$+10^{+0,5}_{+0,3}$	$-10^{+0,3}_{-0,2}$	$-15^{+0,1}_{-0,2}$
4	$+55_{-0,1}$	$+20_{-0,1}$	$-35^{+0,1}$	$+15 \pm 0,2$	$-20 \pm 0,2$	$-5^{-0,1}_{-0,2}$
5	$+20^{+0,15}_{+0,05}$	$+15^{+0,10}_{+0,05}$	$-7^{-0,05}_{-0,15}$	$+15^{+0,1}_{-0,3}$	$-14^{+0,2}_{-0,05}$	$-8^{-0,15}_{-0,35}$
6	$+36 \pm 0,1$	$-16^{+0,3}$	$-10_{-0,2}$	$+15 \pm 0,1$	$-5^{-0,2}_{-0,5}$	$-10^{+0,4}_{-0,2}$
7	$+48^{-0,2}_{-0,25}$	$-8^{+0,15}_{+0,05}$	$-6^{-0,1}_{-0,3}$	$-6^{+0,05}_{-0,2}$	$+5^{-0,1}_{-0,15}$	$-7 \pm 0,1$
8	$+52^{+0,45}_{-0,4}$	$-20^{+0,1}_{-0,2}$	$-12^{-0,15}_{-0,35}$	$-9^{+0,3}_{+0,1}$	$+7^{+0,2}_{-0,15}$	$-8 \pm 0,25$
9	$+67 \pm 0,2$	$-25^{+0,25}$	$-3^{+0,1}$	$+30 \pm 0,1$	$-15^{-0,2}_{-0,6}$	$+5^{-0,05}_{-0,15}$
10	$+17^{-0,1}_{-0,4}$	$+11^{-0,1}_{-0,2}$	$-4^{0,1}_{+0,05}$	$-7^{-0,3}_{-0,5}$	$+3 \pm 0,05$	$-2^{+0,1}_{-0,05}$
11	$+20_{-0,15}$	$-12^{+0,2}$	$-8_{-0,2}$	$-5^{-0,11}_{-0,2}$	$-7^{+0,1}_{+0,05}$	$+28 \pm 0,3$
12	$+18^{-0,06}_{-0,12}$	$+10 \pm 0,04$	$-10^{+0,2}_{-0,1}$	$-4 \pm 0,06$	$+6^{+0,1}_{+0,05}$	$-12^{-0,3}_{-0,6}$
13	$+23 \pm 0,1$	$-8^{-0,1}_{-0,3}$	$-5^{+0,2}_{+0,1}$	$-8^{+0,15}_{+0,1}$	$-3^{-0,2}_{-0,5}$	$+8^{+0,5}_{+0,3}$
14	$+70^{-0,2}_{-0,4}$	$-16_{-0,3}$	$+18 \pm 0,1$	$-14^{+0,2}$	$-6^{-0,05}_{-0,15}$	$-5^{+0,1}_{-0,2}$
15	$+26 \pm 0,05$	$+35^{-0,15}_{-0,35}$	$-15^{+0,2}_{+0,1}$	$-10^{-0,1}_{-0,2}$	$+5 \pm 0,05$	$-9^{+0,1}_{-0,15}$
16	$+35 \pm 0,1$	$+25^{-0,1}_{-0,15}$	$-18_{-0,25}$	$-16^{+0,2}$	$-12^{+0,1}$	$-4 \pm 0,1$
17	$+37_{-0,1}$	$+17 \pm 0,3$	$-11^{+0,3}$	$-9 \pm 0,1$	$-16^{-0,3}_{-0,5}$	$+7 \pm 0,05$
18	$+15 \pm 0,1$	$+29^{+0,4}_{+0,25}$	$+2 \pm 0,05$	$-19^{-0,1}_{-0,2}$	$-10^{+0,3}_{+0,1}$	$-3^{-0,05}_{-0,15}$
19	$+41^{+0,5}_{+0,2}$	$-31^{+0,3}_{+0,1}$	$+15 \pm 0,2$	$-17^{-0,15}_{-0,35}$	$+12_{-0,2}$	$-7^{-0,25}_{-0,45}$
20	$+33 \pm 0,5$	$+27 \pm 0,1$	$-10^{+0,2}_{-0,1}$	$-15^{-0,1}_{-0,3}$	$+19^{+0,5}_{+0,3}$	$-16 \pm 0,25$

4. Исходя из заданных параметров исходного звена детальной размерной цепи, определить допуски и предельные отклонения составляющих звеньев по методу максимума-минимума; выполнить проверку. Варианты заданий приведены на рисунке 25

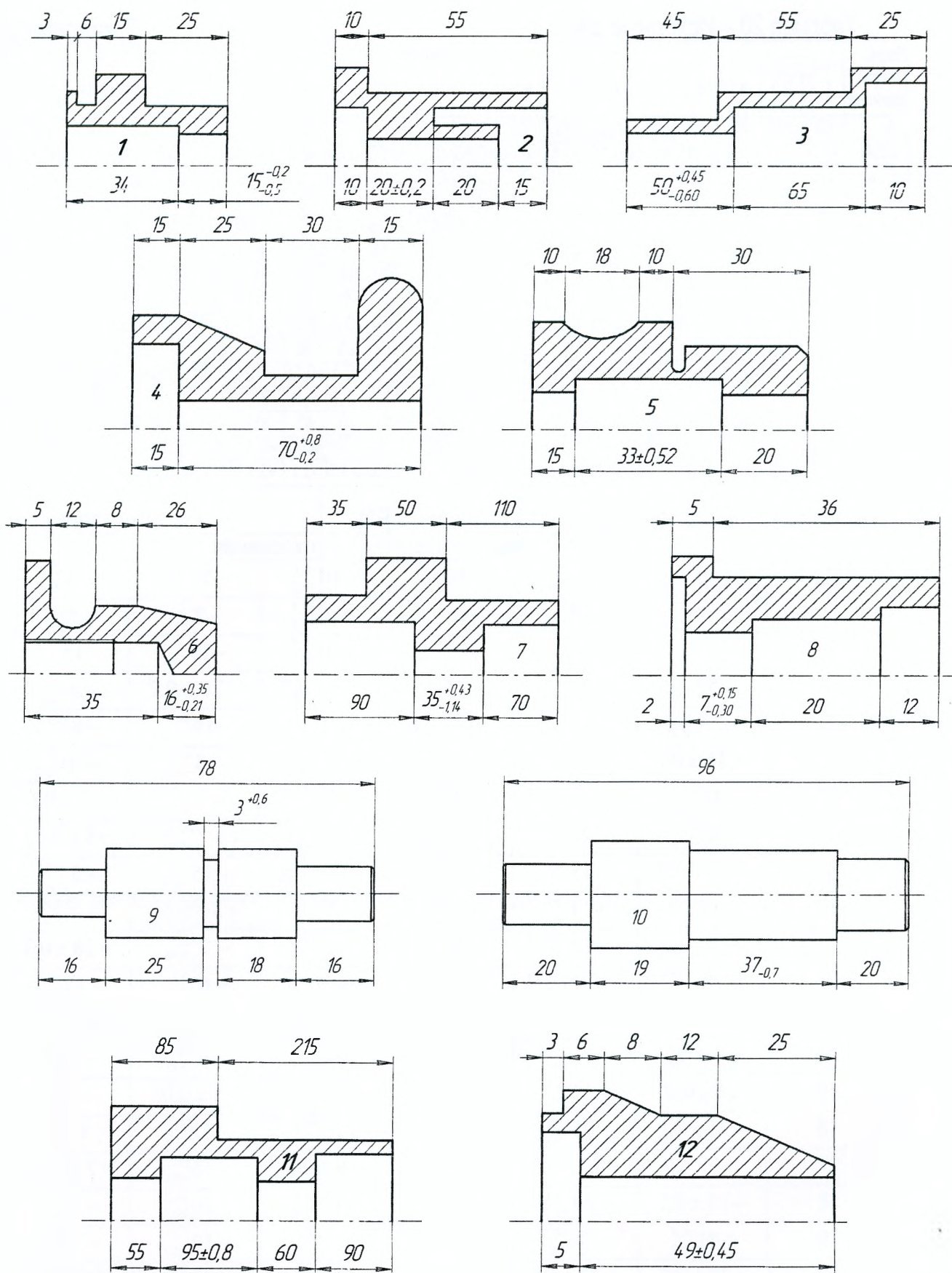


Рисунок 25 – Варианты заданий для расчета подетальной РЦ

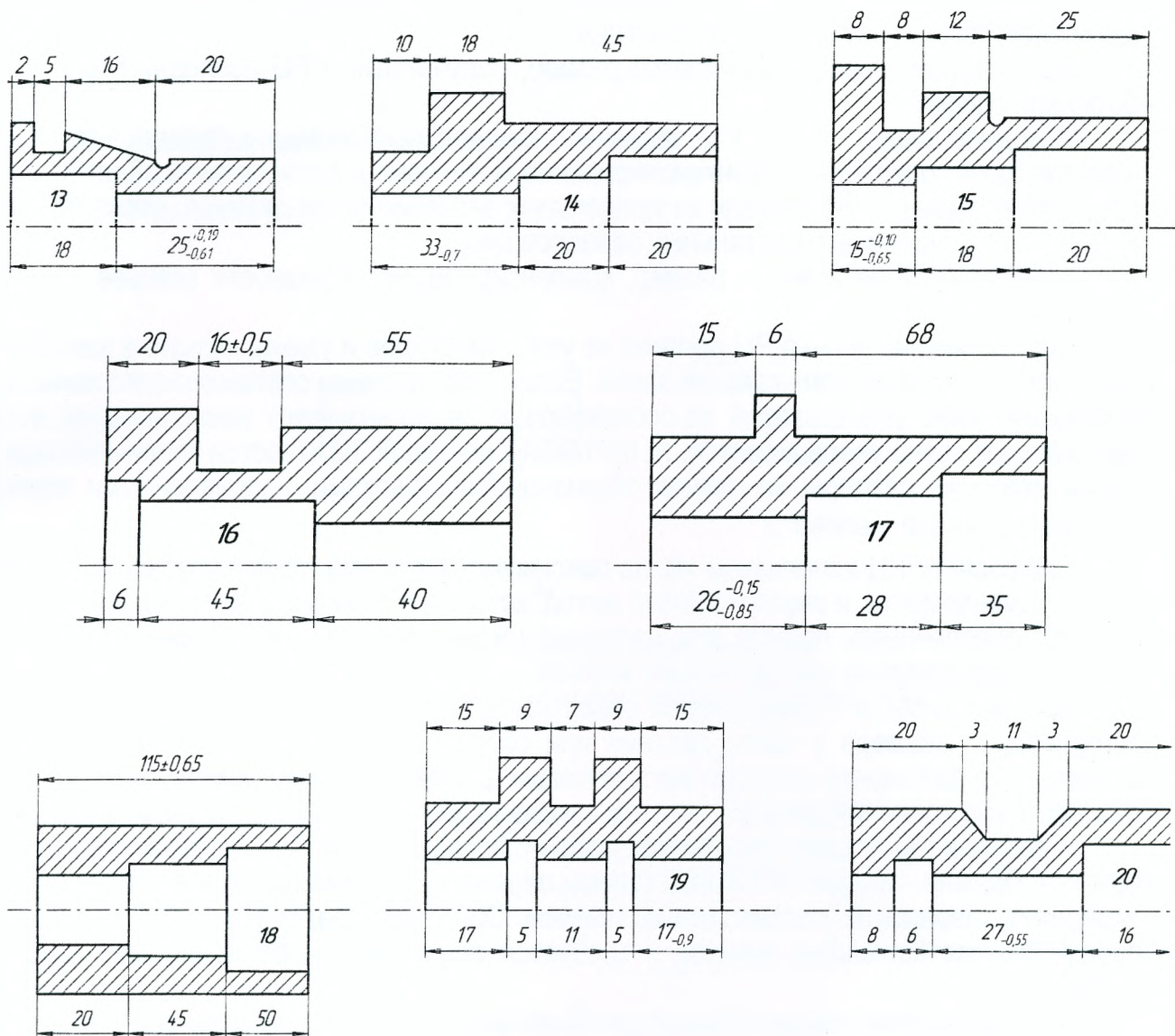


Рисунок 25 – Варианты заданий для расчета подетальной РЦ (продолжение)

5. Произвести расчёт подетальной размерной цепи вероятностным методом на основании исходных данных п. 4 и сравнить полученные значения допусков.

7.2 Методические указания

Размерной цепью (РЦ) называют совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи – обеспечение точности детали при изготовлении или сборочной единицы. Размеры, образующие размерную цепь, называют звеньями размерной цепи.

РЦ, в которую входят размеры одной детали, называется подетальной, а если размеры нескольких деталей – сборочной.

Расчёт РЦ и их анализ – обязательный этап конструирования машин, способствующий повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоёмкости их изготовления. Сущность расчёта РЦ заключается в установлении допусков и предельных отклонений всех её звеньев, исходя из требований конструкции и технологии.

РЦ состоит из составляющих звеньев A_1, A_2, \dots, A_j и одного замыкающего (при решении некоторых задач исходного) звена A_Δ .

Замыкающим звеном называется размер, получаемый в РЦ последним при обработке или сборке.

Исходное звено – звено РЦ, заданные номинальный размер и предельные отклонения которого определяют функционирование механизма и должны быть обеспечены в результате решения РЦ. Исходя из предельных значений этого размера, рассчитывают допуски и отклонения всех остальных размеров цепи.

Корректирующее звено – размер, компенсирующий погрешности звеньев, составляющих РЦ.

Составляющие звенья РЦ делятся на увеличивающие и уменьшающие в зависимости от их действия на замыкающее звено. Если с увеличением составляющего звена замыкающее звено уменьшается, то составляющее звено называют уменьшающим, если замыкающее звено увеличивается, то составляющее звено называется увеличивающим. Увеличивающие размеры на схемах обозначаются стрелками, направленными вправо \vec{A}_j , уменьшающие – влево \overleftarrow{A}_j .

При расчёте РЦ используем метод максимума-минимума, обеспечивающий полную взаимозаменяемость, и вероятностный метод, который в зависимости от процента риска p может обеспечивать полную или неполную (ограниченную) взаимозаменяемость при расширенных допусках составляющих звеньев.

Процент риска p – допускаемая вероятность несоблюдения предельных значений замыкающего размера у части деталей или сборочных единиц партии, позволяющая значительно расширить допуски составляющих размеров и тем самым снизить себестоимость изготовления деталей. На этом основан вероятностный метод расчёта РЦ.

В разделе РЦ студент решает две задачи: прямую (проектную) и обратную (проверочную). Прямая – задача, в которой заданы параметры замыкающего звена и требуется определить параметры составляющих звеньев. Обратная – задача, в которой известны параметры составляющих звеньев и требуется определить параметры замыкающего звена.

При назначении предельных отклонений составляющие размеры рекомендуется разбить на три группы:

- охватывающих поверхностей;
- охватываемых поверхностей;
- смешанные (уступы, углубления и т. п.).

Предельные отклонения первых двух групп принимают равными допуску на изготовление: со знаком «+» – для охватывающих поверхностей, как на основное отверстие H ; со знаком «-» – для охватываемых, как на основной вал h . Таким образом, для этих двух групп размеров допуск задают «в обрабатываемый материал».

Для третьей группы размеров предельные отклонения назначают в зависимости от технологии обработки поверхности (как на вал или как на отверстие), либо симметричные предельные отклонения.

Метод сложения, вычитания размеров и предельных отклонений позволяет математически определить номинальный размер и предельные отклонения замыкающего звена при заданных параметрах составляющих звеньев.

Прежде, чем сложить или вычесть номинальные размеры и предельные отклонения, необходимо подготовить уравнение к операции сложения и вычитания: если перед номинальным размером стоит знак «+» (увеличивающее звено), то его предельные отклонения переписываются без изменения; если перед номинальным размером стоит знак «-» (уменьшающее звено), то необходимо изменить знак предельных отклонений

местами. Размеры с симметричными предельными отклонениями переписываются без изменений.

7.3 Пример выполнения задания

1. Составление схем РЦ

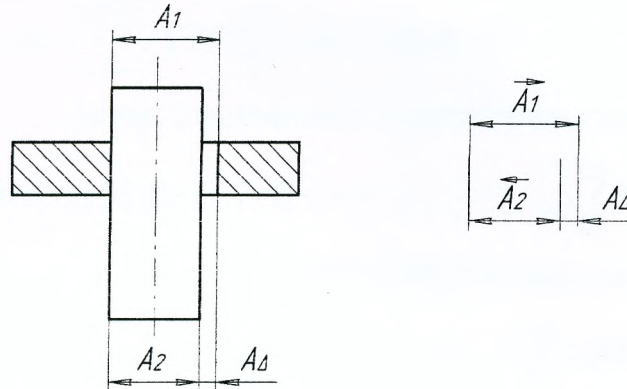


Рисунок 26 – Сборочная размерная цепь

2. Расчёт поддетальной размерной цепи методом максимума-минимума

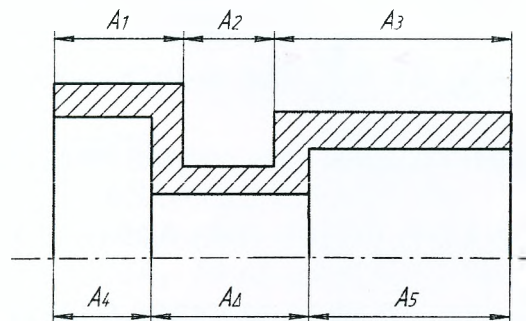


Рисунок 27 – Эскиз детали

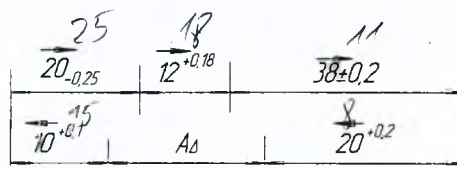


Рисунок 28 – Схема размерной цепи

Параметры составляющих звеньев: передаточное отношение $\xi_1=+1$; $\xi_2=+1$; $\xi_3=+1$; $\xi_4=-1$; $\xi_5=-1$.

Расчёт допусков звеньев:

$$TA_1 = ESA_1 - EIA_1 = 0 - (-0,25) = 0,25 \text{ мм};$$

$$TA_2 = ESA_2 - EIA_2 = 0,18 - 0 = 0,18 \text{ мм};$$

$$TA_3 = ESA_3 - EIA_3 = 0,2 - (-0,2) = 0,4 \text{ мм};$$

$$TA_4 = ESA_4 - EIA_4 = 0,1 - 0 = 0,1 \text{ мм};$$

$$TA_5 = ESA_5 - EIA_5 = 0,2 - 0 = 0,2 \text{ мм}.$$

Расчёт координат середины полей допусков:

$$E_c A_1 = ESA_1 - \frac{TA_1}{2} = 0 - \frac{0,25}{2} = -0,125 \text{ мм};$$

$$E_c A_2 = ESA_2 - \frac{TA_2}{2} = 0,18 - \frac{0,18}{2} = +0,09 \text{ мм};$$

$$E_c A_3 = ESA_3 - \frac{TA_3}{2} = 0,2 - \frac{0,4}{2} = 0 \text{ мм};$$

$$E_c A_4 = ESA_4 - \frac{TA_4}{2} = 0,1 - \frac{0,1}{2} = +0,05 \text{ мм};$$

$$E_c A_5 = ESA_5 - \frac{TA_5}{2} = 0,2 - \frac{0,2}{2} = +0,1 \text{ мм};$$

Расчёт номинального размера замыкающего звена:

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_{A_j} \cdot A_j = (+1) \cdot 20 + (+1) \cdot 12 + (+1) \cdot 38 + (-1) \cdot 10 + (-1) \cdot 20 = 40 \text{ мм}.$$

Расчёт допуска замыкающего звена:

$$TA_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} |\xi_{A_j}| \cdot TA_j = 1 \cdot 0,25 + 1 \cdot 0,18 + 1 \cdot 0,4 + 1 \cdot 0,1 + 1 \cdot 0,2 = 1,13 \text{ мм}.$$

Расчёт предельных отклонений замыкающего звена:

$$ESA_\Delta = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{ESA_j} - \sum_{j=n+1}^{m-1} \overleftarrow{EIA_j} = 0 + 0,18 + 0,2 - (0 + 0) = +0,38 \text{ мм}$$

$$EIA_\Delta = \sum_{j=1}^n \overleftarrow{EIA_j} - \sum_{j=n+1}^{m-1} \overrightarrow{ESA_j} = -0,25 + 0 - 0,2 - (0,1 + 0,2) = -0,75 \text{ мм}$$

Расчёт координаты середины поля допуска замыкающего звена:

$$E_c A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_{A_j} \cdot E_c A_j = (+1) \cdot (-0,125) + (+1) \cdot 0,09 + (+1) \cdot 0 + (-1) \cdot 0,05 + (-1) \cdot 0,1 = -0,185 \text{ мм}$$

Проверка: $E_c A_\Delta = \frac{ESA_\Delta - TA_\Delta}{2} = \frac{+0,38 - 1,13}{2} = -0,185 \text{ мм}.$

Строим схему расположения поля допуска замыкающего звена (рисунок 29).

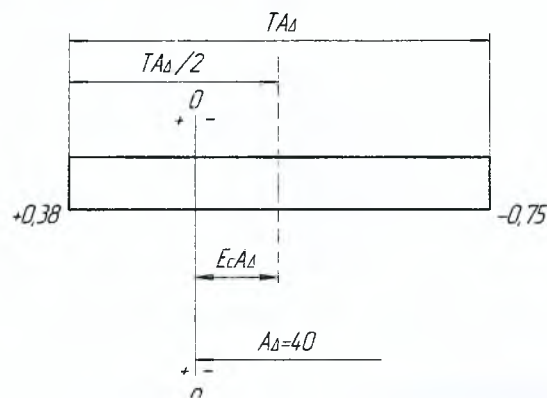


Рисунок 29 – Схема расположения поля допуска замыкающего звена

3. Сложение, вычитание размеров и предельных отклонений

Размерная цепь состоит из звеньев: $A_1 = +40_{-0,3}$; $A_2 = +20_{-0,2}$; $A_3 = -16_{-0,3}$; $A_4 = -18 \pm 0,1$; $A_5 = -14_{+0,2}$.

Определить A_Δ .

Подготовим предельные отклонения к сложению и вычитанию и произведём расчёт:

$$A_{\Delta} = 40_{-0,3} + 20_{-0,2} - 16^{-0,3} - 18 \pm 0,1 - 14_{-0,2} = 12_{-0,8}^{+0,4} \text{ мм.}$$

4. Расчёт поддетальной размерной цепи методом максимума-минимума (прямая задача)

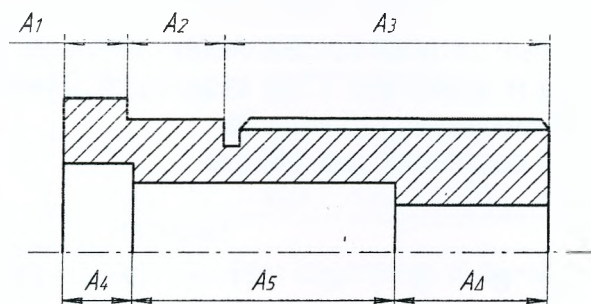


Рисунок 30 – Эскиз детали

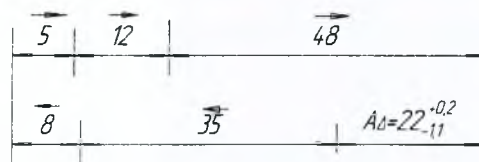


Рисунок 31 – Схема размерной цепи

Передаточные отношения составляющих звеньев:

$$\xi_1=+1; \xi_2=+1; \xi_3=+1; \xi_4=-1; \xi_5=-1.$$

Требования к замыкающему звену:

$$\begin{aligned} ESA_{\Delta} &= +0,2; EIA_{\Delta} = -1,1 \text{ мм} \\ TA_{\Delta} &= ESA_{\Delta} - EIA_{\Delta} = 0,2 - (-1,1) = 1,3 \text{ мм} \\ EcA_{\Delta} &= ESA_{\Delta} - TA_{\Delta}/2 = 0,2 - 1,3/2 = -0,45 \text{ мкм} \end{aligned}$$

Звенья с известными допусками в размерной цепи отсутствуют $T_{изв}=0$.

В качестве корректирующего звена можно принять звено $A_5=35$ мм, так как положение внутренней торцевой поверхности не будет влиять на служебное назначение детали.

Расчёт производится методом максимума-минимума. Связь между допуском замыкающего звена и допусками составляющих звеньев устанавливается способом одинакового качества.

$$a_c = \frac{TA_{\Delta} - \sum T_{изв}}{\sum i_j} = \frac{1300 - 0}{0,73 + 1,08 + 1,56 + 0,9 + 1,56} = 223$$

По таблице 22 принимаем число единиц допусков i_j .

Таблица 22 – Число единиц допусков

Интервалы номинальных размеров, мм	3...6	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120	120...180	180...250	250...315	315...400	400...500
i , мкм	0,73	0,9	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,9	3,23	3,64	4,0
i^2	0,53	0,81	1,17	1,72	2,43	3,46	4,71	6,35	8,41	10,43	13,25	16,0

Назначаем по таблице 23 в зависимости от табличного $a=250$, ближайшего к расчётному a_c , 13-ый квалитет.

Таблица 23 – Выбор качества по количеству единиц допуска

Квалитет	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Обозначение допуска	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Число единиц допуска	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000

Назначаем стандартные допуски составляющих звеньев, кроме $T_{кор}$, в зависимости от номинального размера и принятого 13-го качества. Данные сводим в таблицу 25. Стандартные допуски принимаем из таблицы 24.

Таблица 24 – Допуски составляющих звеньев

В микрометрах

Интервалы номинальных размеров, мм	Квалитет										
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
до 3	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
3...6	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6...10	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
10...18	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
18...30	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30...50	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50...80	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80...120	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120...180	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
180...250	29	46	72	115	165	290	460	720	1150	1850	2900
250...315	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
315...400	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
400...500	40	65	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

Расчёт допуска корректирующего звена:

$$TA_{кор} = TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^{m-2} |\xi_{A_j}| \cdot TA_j = 1300 - (180 + 270 + 390 + 220) = 240 \text{ мкм}$$

Назначаем предельные отклонения составляющих звеньев, кроме $A_{кор}$, и записываем в таблицу 23.

Расчёт координаты середины поля допуска составляющих звеньев:

$$E_{cA_j} = ESA_j - \frac{TA_j}{2}$$

Расчёт координаты середины поля допуска корректирующего звена:

$$E_{cA_{кор}} = \frac{1}{\xi_{кор}} \cdot (E_{cA_{\Delta}} - \sum \xi_{A_j} \cdot E_{cA_j})$$

$$E_{cA_{кор}} = \frac{1}{-1} \cdot \{ -450 - [(+1) \cdot (-90) + (+1) \cdot (-135) + 0 + (-1) \cdot (+110)] \} = +115 \text{ мкм.}$$

Расчёт предельных отклонений корректирующего звена:

$$ESA_{кор} = E_{c_{кор}} + \frac{T_{кор}}{2} = +115 + \frac{240}{2} = +235 \text{ мкм};$$

$$EIA_{кор} = E_{c_{кор}} - \frac{T_{кор}}{2} = +115 - \frac{240}{2} = -5 \text{ мкм.}$$

Исполнительные размеры и отклонения составляющих звеньев сводим в таблицу 25

Таблица 25 – Сведения о размерной цепи, рассчитанной методом максимума-минимума

Звено	Номинал. размер, мм	Характер звена	ξ_{Aj}	i_j	Квалитет	TA_j , мкм	$\frac{TA_j}{2}$, мкм	ESA_j , мкм	EIA_j , мкм	$E_c A_j$, мкм	Исполнительный размер, мм
A ₁	5	ув.	+1	0,73	13	180	90	0	-180	-90	5 _{-0,18}
A ₂	12	ув.	+1	1,08	13	270	135	0	-270	-135	12 _{-0,27}
A ₃	48	ув.	+1	1,56	13	390	195	+195	-195	0	48 ± 0,195
A ₄	8	ум.	-1	0,9	13	220	110	+220	0	+110	8 ^{+0,22}
A ₅ кор	35	ум.	-1	1,56	12	240	120	+235	-5	+115	35 ^{+0,235} _{-0,005}

Решение проверочной задачи способом сложения и вычитания номинальных размеров и предельных отклонений составляющих звеньев:

$$A_1 = +5_{-0,18}; A_2 = +12_{-0,27}; A_3 = +48 \pm 0,195; A_4 = -8^{+0,22}; A_5 = -35_{-0,005}^{+0,235}; A_\Delta = 22_{-1,1}^{+0,2}$$

Подготовим выражение для сложения и вычитания и выполним расчёт:

$$5_{-0,18} + 12_{-0,27} + 48 \pm 0,195 - 8_{-0,22} - 35_{-0,235}^{+0,005} = 22_{-1,1}^{+0,2} \text{ мм.}$$

5. Расчёт поддетальной размерной цепи вероятностным методом (прямая задача)

Корректирующее звено остаётся тем же.

Метод расчёта – вероятностный, способ – допусков одинакового квалитета: процент риска $p=0,27\%$, $t_\Delta=3$, $\lambda_j^2 = 1/9$.

Расчёт количества единиц допуска:

$$a_c = \frac{TA_\Delta - \sum T_{изв}}{t_\Delta \cdot \sqrt{\lambda_j^2 \cdot \sum i_j^2}} = \frac{1300 - 0}{3 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \cdot (0,53 + 1,17 + 2,43 + 0,81 + 2,43)}} = 479$$

Назначим квалитет по таблице 23. Расчётное число единиц допуска $a_c=479$ соответствует примерно 14-му квалитету, для которого табличное число единиц допуска $a=400$. Однако, если допуски всех звеньев A₁, A₂, A₃ и A₄ назначить по 14-му квалитету, то может нарушиться неравенство

$$TA_\Delta \geq t_\Delta \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^n \xi_{Aj}^2 \cdot \lambda_j^2 \cdot TA_j^2}$$

Учитывая это, а также то, что технологические условия для валов точнее, для отверстий грубее, допуски звеньев A₁, A₂ и A₄ устанавливаем по 14-му квалитету, а допуск звена A₃ – по 15-му квалитету.

Назначаем табличные допуски звеньев A₁, A₂, A₃ и A₄ по таблице 24 и записываем их в таблицу 26.

Расчёт допуска корректирующего звена:

$$(TA_\Delta - \sum T_{изв})^2 = t_\Delta^2 \cdot \lambda_{изв}^2 \cdot (T_1^2 + T_2^2 + T_3^2 + T_4^2 + T_{кор}^2)$$

$$1690000 = 9 \cdot \frac{1}{9} \cdot (90000 + 184900 + 1000000 + 129600 + T_{кор}^2)$$

$$T_{кор} = \sqrt{285500} = 534 \text{ мкм.}$$

Назначаем предельные отклонения составляющих звеньев и записываем их в таблицу 24.

Расчёт координат середины поля допуска составляющих звеньев:

$$E_c A_j = ESA_j - \frac{TA_j}{2}$$

расчёты сводим в таблицу 26.

Расчёт координат середины поля допуска корректирующего звена:

$$E_c A_{кор} = \frac{1}{\xi_{кор}} \cdot (E_c A_{\Delta} - \sum \xi_{A_j} \cdot E_c A_j)$$

$$E_c A_{кор} = \frac{1}{-1} \cdot \{-450 - [(+1) \cdot (-150) + (+1) \cdot (-215) + (+1) \cdot 0 + (-1) \cdot (+180)]\} = -95 \text{ мкм.}$$

Расчёт предельных отклонений корректирующего звена:

$$ESA_{кор} = E_{с\ кор} + \frac{T_{кор}}{2} = -95 + \frac{534}{2} = +172 \text{ мкм;}$$

$$EIA_{кор} = E_{с\ кор} - \frac{T_{кор}}{2} = -95 - \frac{534}{2} = -362 \text{ мкм.}$$

Таблица 26 – Сведения о размерной цепи, рассчитанной вероятностным методом

Звено	Номинал-размер, мм	Характер действия звена	ξ_i	i_i	i_i^2	TA_{j_i} мкм	$TA_{j_i}^2$ мкм	$\frac{TA}{2}$ мкм	$\frac{TA_j^2}{4}$ мкм ²	ESA_{j_i} мкм	EIA_{j_i} мкм	$E_c A_{j_i}$ мкм	Исполнит. размер, мм
A ₁	5	ув.	+1	0,73	0,53	300	90000	150	22500	0	-300	-150	5 _{-0,3}
A ₂	12	ув.	+1	1,08	1,17	430	184900	215	46225	0	-430	-215	12 _{-0,43}
A ₃	48	ув.	+1	1,56	2,43	1000	1000000	500	250000	+500	-500	0	48 ± 0,5
A ₄	8	ум.	-1	0,90	0,81	360	129600	180	32400	+360	0	+180	8 ^{+0,36}
A _{5 кор}	35	ум.	-1	1,56	2,43	534	285500	267	71375	+172	-362	-95	35 _{-0,362} ^{+0,172}

Решаем проверочную задачу.

Определим допуск замыкающего звена $TA_{\Delta} = t_{\Delta} \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^n \xi_{A_j}^2 \cdot \lambda_j^2 \cdot TA_j^2}$

$$TA_{\Delta} = 3 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \cdot (90000 + 184900 + 1000000 + 129600 + 285500)} = 3 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \cdot 169000} = 1300 \text{ мкм.}$$

Расчёт координаты середины поля допуска:

$$E_c A_{\Delta} = \sum \xi_{A_j} \cdot E_c A_j = (+1) \cdot (-150) + (+1) \cdot (-215) + (+1) \cdot 0 + (-1) \cdot 180 + (-1) \cdot (-95) = -450 \text{ мкм;}$$

Расчёт предельных отклонений замыкающего звена:

$$ES A_{\Delta} = E_c A_{\Delta} + t_{\Delta} \cdot \sqrt{\lambda_j^2 \cdot \frac{TA_{\Delta}^2}{4}} = -450 + 3 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \cdot 422500} = +200 \text{ мкм;}$$

$$EI A_{\Delta} = E_c A_{\Delta} - t_{\Delta} \cdot \sqrt{\lambda_j^2 \cdot \frac{TA_{\Delta}^2}{4}} = -450 - 3 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \cdot 422500} = -1100 \text{ мкм.}$$

Заключение: Сравнение допусков на изготовление составляющих звеньев одной и той же размерной цепи, рассчитанных методом максимума-минимума и вероятностным методом, показывает, что во втором случае величину допуска можно расширить в 1,5–2,5 раза, если распределение погрешностей изготовления подчиняется закону нормального распределения.

Литература

1. Дунаев П. Ф., Лёликов О. П., Варламова Л. П. Допуски и посадки. Обоснование выбора: Учеб. пособие для студентов машиностроительных вузов. – М.: Высш. шк., 1984
2. Допуски и посадки. Учебное пособие. 3-е изд./ В.И. Анухин- Спб.: Питер, 2004.- 207с.: ил.
3. Козловский Н.С., Ключников В.М. Сборник примеров и задач по курсу "Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения": Учебное пособие для учащихся техникумов. – М.: Машиностроение, 1983. – 304 с.
4. Марков Н.Н., Осипов В.В., Шабалина М.Б. Нормирование точности в машиностроении: Учеб. для машиностроит. спец. вузов. / Под ред. Ю.М. Соломенцева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк.; Издательский центр "Академия", 2001. – 335 с.: ил.
- 5 Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник:/Палей М.А., Тайц Б.А., Марков Н.Н и др. В 2 т. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство стандартов, 1989. Т.1. – 263 с., ил. Т.2: Контроль деталей. – 208с.
6. Производство зубчатых колес: Справочник / С.Н. Калашников, А.С. Калашников, Г.И. Коган и др.; Под общ. ред. Б.А. Тайца. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 464 с.: ил.
7. Якушев А.И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федотов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с.: ил.
8. ГОСТ 1643-81 Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.

Учебное издание

Составители: Юрий Анатольевич Хоронжевский
Владимир Фёдорович Григорьев

Нормирование точности и технические измерения

Методическое пособие к выполнению расчетно-графических и курсовых работ для студентов машиностроительных специальностей

Ответственный за выпуск: Хоронжевский Ю.А.

Редактор: Строкач Т.В.

Корректор: Никитчик Е.В.

Компьютерная вёрстка: Кармаш Е.Л.

Подписано к печати 27.01.2005 г. Формат 60x84 $\frac{1}{16}$. Бумага «Снегурочка». Усл.п.л. 3,7. Уч.изд.л. 4,0.

Тираж 150 экз. Заказ № 203. Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.