

РЕФЕРАТ

Орипов Б.А.

Нормирование точности и выбор средств измерений деталей червячного редуктора.

Пояснительная записка включает 29 страницы, 13 рисунков, 15 таблицы, 7 источников, 1 приложение.

Графическая часть 1 лист формата А2, 1 формата А3.

Ключевые слова: допуск, посадка, соединение, резьба метрическая, подшипник качения, шпонка, замыкающее звено.

Целью курсовой работы по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация» является более углубленное изучение теоретических основ, приобретение практических навыков по расчёту, выбору и обозначению на чертежах допусков и посадок при проектировании типовых соединений деталей машин и другой нормативно-технической документации.

В пояснительной записке рассмотрены следующие вопросы: выбор стандартных посадок в соединениях гладких цилиндрических деталей, расчёт и выбор посадок подшипников качения, определение параметров метрической крепёжной резьбы, нормирование допусков и назначение посадок шпоночных соединений, расчёт размерных цепей.

В графической части курсовой работы приведён сборочный чертёж и деталировочный чертеж вала.

					<i>ПГУ 1.4-4.15.03.02.071 ПЗ</i>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		<i>Орипов Б.А.</i>			<i>Нормирование точности и выбор средств измерения деталей червячного редуктора</i>	Лит.	Лист
Провер.		<i>Машков А.Н.</i>					3
Реценз.						<i>Кафедра «ТМС» группа 16 МС1</i>	
Н. Контр.							
Утверд.							

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	2
РЕФЕРАТ.....	3
1 ВЫБОР СТАНДАРТНЫХ ПОСАДОК В СОЕДИНЕНИЯХ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ.....	5
1.1 РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ.....	5
1.2 ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ И ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК.....	10
2 РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	12
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕТРИЧЕСКОЙ КРЕПЁЖНОЙ РЕЗЬБЫ.....	17
4 НОРМИРОВАНИЕ ДОПУСКОВ И НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	21
5 РАСЧЁТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ	24
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	28
ПРИЛОЖЕНИЕ	

1 ВЫБОР СТАНДАРТНЫХ ПОСАДОК В СОЕДИНЕНИЯХ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

1.1 РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ

Цель задания – изучение методики определения допустимых значений минимального и максимального натяга, исходя из конструктивных особенностей и условий эксплуатации соединения, расчет и выбор стандартной посадки с натягом.

1. Посадки с натягом применяются для соединения неподвижных деталей. В данной конструкции с натягом соединяются корпус 1 и втулка 6. Эскиз соединения представлен на рисунке 2.1.

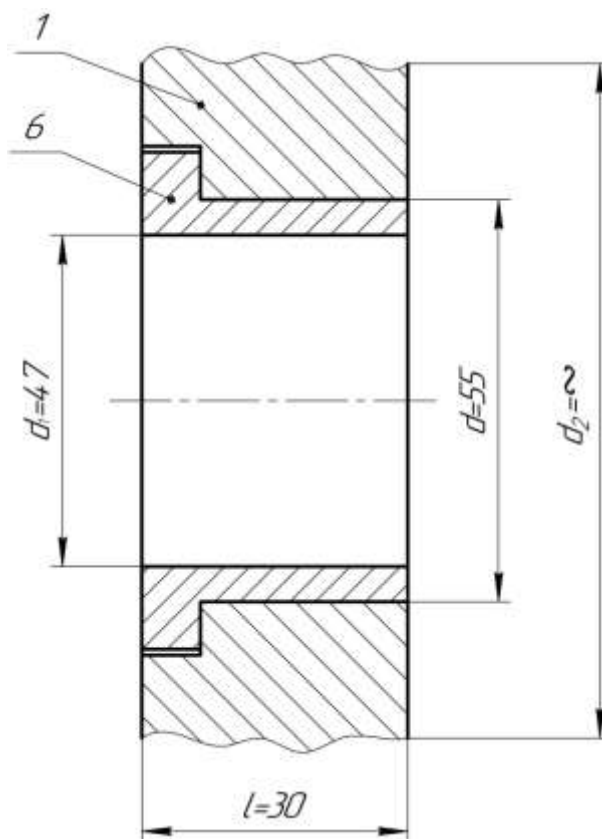


Рисунок 1.1 – Эскиз соединения с натягом

Материал деталей: 1 – Ст.3, 6 – Сталь 45.

2. Выбор физико–механических свойств охватываемой (1) и охватывающей (6) деталей по таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Физико–механические свойства материалов

Марка материала	Коэффициент линейного расширения $\alpha, ^\circ\text{C}^{-1}$	Модуль упругости $E, \text{Па}$	Коэффициент Пуассона μ	Предел текучести $\sigma_T, \text{МПа}$
Ст.3	$11,65 \cdot 10^{-6}$	$2,04 \cdot 10^{11}$	0,3	353
Сталь 45	$11,65 \cdot 10^{-6}$	$2,04 \cdot 10^{11}$	0,3	353

В данном случае:

$$\mu_1 = 0,3;$$

$$\mu_2 = 0,3;$$

$$E_1 = 2,04 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

$$E_2 = 2,04 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

$$\sigma_{T1} = 353 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{T2} = 353 \text{ МПа}.$$

3. Определение значение минимального контактного давления $P_{\min}$ в соединении из условия его неподвижности при действии крутящего момента:

$$P_{\min} = \frac{2M_{кр}}{\pi d^2 l f_{кр}} = \frac{2 \cdot 8}{3,14 \cdot 55^2 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25} = 2,24 \text{ МПа}.$$

Коэффициент трения сцепления $f_{кр}$ в данном соединении с натягом при продольной сборке равен 0,25.

4. Определение значения максимально допустимого контактного давления в соединении $P_{\max}$ из условия отсутствия пластической деформации охватываемой и охватывающей деталей:

$$P_{\max 1} = 0,58 \cdot \sigma_{T_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 353 \left[1 - \left(\frac{47}{55} \right)^2 \right] = 55,22 \text{ МПа};$$

$$P_{\max 2} = 0,58 \cdot \sigma_{T_2} \cdot \left[\left(1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right) \right] = 0,58 \cdot 353 \cdot 1 = 204,7 \text{ МПа.}$$

Для дальнейшего расчёта необходимо выбрать меньшее значение (относящееся к менее жёсткой детали):

$$P_{\max} = 55,22 \text{ МПа.}$$

5. Определение минимального $N'_{\min}$ и максимального $N'_{\max}$ натягов по формуле:

$$N'_{\min} = P_{\min} \cdot d \cdot \left[\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right];$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1 = 6,41 - 0,3 = 6,11;$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} - \mu_2 = 1 + 0,3 = 1,3.$$

$$N'_{\min} = 2,24 \cdot 10^6 \cdot 55 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{6,11}{2,04 \cdot 10^{11}} + \frac{1,3}{2,04 \cdot 10^{11}} \right) = 4,47 \text{ мкм};$$

$$N'_{\max} = 55,22 \cdot 10^6 \cdot 55 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{6,11}{2,04 \cdot 10^{11}} + \frac{1,3}{2,04 \cdot 10^{11}} \right) = 110,3 \text{ мкм};$$

6. Определяем поправку ΔN_r , учитывающей срез и смятие неровностей, по формуле:

$$\Delta N_r = (R_{a1} + R_{a2})$$

Для деталей, соединяемых продольным методом выбираем

$$R_{a1} = 3,2 \text{ мкм}; R_{a2} = 3,2 \text{ мкм};$$

$$\Delta N_r = 5(3,2 + 3,2) = 32 \text{ мкм.}$$

					ПГУ 14-4.15.03.02.071 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

7. Определение минимального и максимального расчётного натягов:

$$N_{\min}^p = N_{\min}' + \Delta N_r = 4,47 + 32 = 36,47 \text{ мкм};$$

$$N_{\max}^p = N_{\max}' \cdot \gamma_{y\partial} + \Delta N_r = 110,31 \cdot 0,9 + 32 = 133,27 \text{ мкм},$$

где $\gamma_{y\partial}$ – коэффициент, учитывающий увеличение контактного давления в соединении у торцов охватывающей детали (равен 0,9).

8. Определение среднего качества посадки:

$$a_{cp} = \frac{N_{\max}^p - N_{\min}^p}{2i} = \frac{133 - 36}{2 \cdot 1,86} = 26;$$

где i – единица допуска, выбираемая по таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Значение единицы допуска для интервалов размеров

Интервалы размеров, мм	Свыше 50 до 80
i , мкм	1,86

По таблице 1.3 ближайший квалитет в сторону повышения точности – IT9.

Таблица 1.3 – Значение среднего качества посадки для квалитетов

Квалитет	8	9	10
a	26	40	64

9. Выбор стандартной посадки в системе отверстия по таблице 1.4, в соответствии с условиями $N_{\min}^T \geq N_{\min}^p$ и $N_{\max}^T \leq N_{\max}^p$.

Таблица 1.4 – Предельные натяги в посадках с натягом $N_{\min}^p$, мкм

Номинальные размеры d , мм	Посадка в системе отверстия $\frac{H8}{u8}$
50...65	133 41

Для посадки $\varnothing 55 \frac{H8^{+46}}{u8^{+133}_{+87}} N_{\min}^T = 41 \text{ мкм}, N_{\max}^T = 133 \text{ мкм}, \text{ т.е. условия}$

выбора $N_{\min}^T \geq N_{\min}^p$ и $N_{\max}^T \leq N_{\max}^p$ выполняются: $41 \geq 36; 133 \leq 133.27$.

Построение схемы расположения полей допусков выбранной посадки представлено на рисунке 1.2.

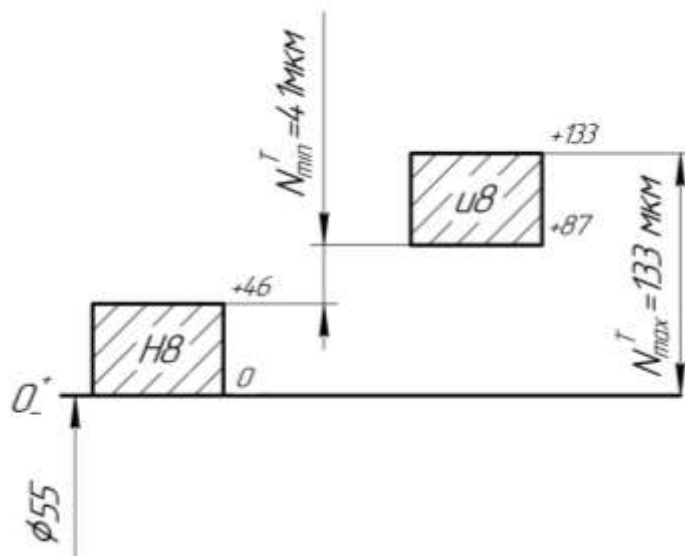


Рисунок 1.2 – Поля допусков выбранной посадки с натягом

Вывод. Выбранная стандартная посадка обеспечивает запас прочности как по минимальному $N_{\min}^T - N_{\min}^p = 5 \text{ мкм}$, так и по максимальному $N_{\max}^T - N_{\max}^p = 0.27 \text{ мкм}$ натягам. Посадочные размеры деталей выполняются по 8-му качеству с шероховатостью $R_{a1} = 3,2 \text{ мкм}; R_{a2} = 3,2 \text{ мкм}$, что технологически вполне достижимо.

1.2 ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ И ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

Цель задания – изучение методики выбора стандартных переходных посадок и посадок с зазором на основе методов прецедентов (аналогов) или подобию.

1. Посадки с зазором применяются, если требуется легко передвигать или поворачивать детали, например, вал и втулку, одну относительно другой при настройке или регулировании. В данной конструкции по посадке с зазором соединяются вал и блок шестерни.

2. Назначаем посадку:

$$\varnothing 35 \frac{H7^{+25}}{h6_{-16}}$$

Данная посадка обладает значительным гарантированным зазором и применяется для обеспечения свободного вращательного движения.

3. На рисунке 1.3 представлено графическое изображение полей допусков посадки с зазором.

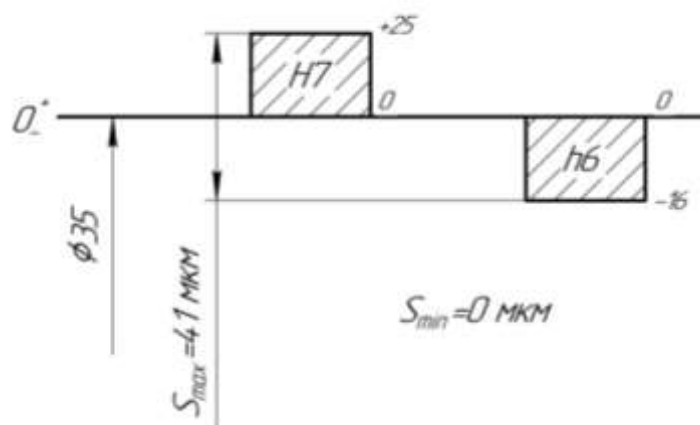


Рисунок 1.3 – Схема расположения полей допусков посадки с зазором

Вывод. Допуск охватывающей детали нельзя расширять, так как он должен обеспечивать работоспособность соединения. Допуск охватываемой

детали сравнительно легко технологически выполним. Посадка обеспечивает лёгкую сборку–разборку соединения.

4. Переходные посадки предназначены для неподвижных соединений деталей, подвергающихся при ремонте или по условиям эксплуатации сборке и разборке. По переходной посадке в данной конструкции соединяются втулка и вал.

5. По аналогии с существующими конструкциями рекомендуется применять посадку:

$$\varnothing 20 \frac{L0_{-10}}{js6_{-6,5}^{+6,5}}.$$

6. На рисунке 1.4 показано графическое изображение полей допусков переходной посадки.

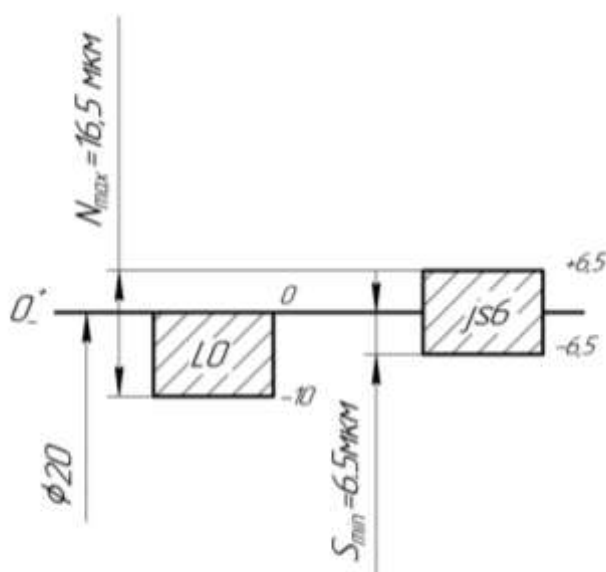


Рисунок 1.4 – Схема расположения полей допусков переходной посадки

Вывод. Выбранная переходная посадка обеспечивает достаточно лёгкую сборку–разборку, так как для этих посадок более вероятно получение зазора.

2 РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель задания – рассчитать и выбрать посадки колец подшипников с валом и корпусом, назначить отклонения формы и шероховатость посадочных поверхностей.

1. В задании внутренние кольца подшипников соединяются с валом, номинальный диаметр соединения $d = 20$ мм, класс точности – 0-й, режим работы – 1-й – лёгкий, перегрузки до 150 %, умеренные толчки и вибрации (рисунок 4.1).

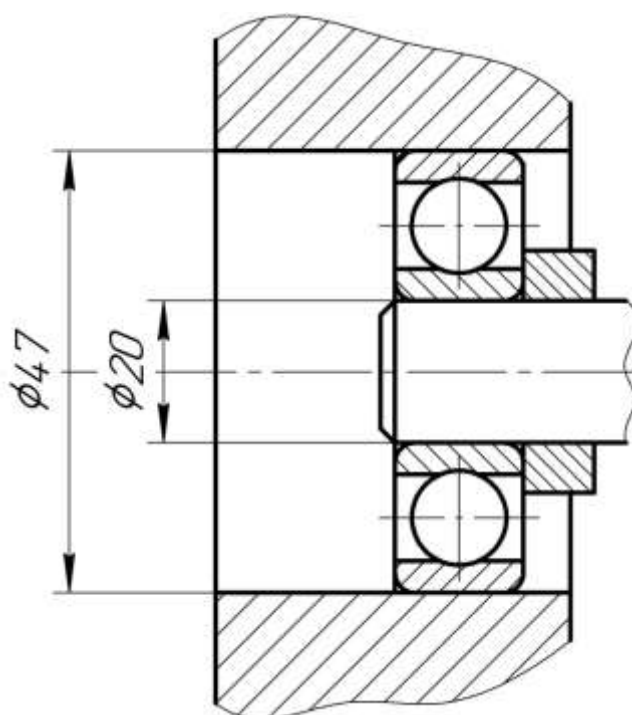


Рисунок 2.1 – Подшипник качения

2. С целью обеспечения повышенной долговечности подшипниковых узлов по таблице 2.1 выбирается подшипник средней серии с диаметром внутреннего кольца $d = 20$ мм (диаметр наружного кольца $D = 47$ мм, ширина колец $B = 14$ мм, радиус фаски $r = 1,5$ мм).

Таблица 2.1– Основные размеры подшипников шариковых радиальных

Средняя серия				
№ подшипника	d , мм	$\underline{D}$, мм	$\underline{B}$, мм	r , мм
204	20	47	14	1,5

3. Выбрать предельные отклонения колец подшипников по таблице 2.2:

$$d = 20_{-0,01};$$

$$D = 47_{-0,011};$$

$$B = 14_{-0,120}.$$

Таблица 2.2 – Точность размеров радиальных подшипников роликовых и шариковых

Номинальные размеры, мм		Нижние предельные отклонения, мкм		Ширина колец B
		диаметров отверстия внутреннего кольца d	наружного диаметра наружного кольца D	
свыше	до	класс точности		
		6	6	6
18	30	-8	-8	-120
30	50	-10	-9	-120
50	80	-12	-11	-150

4. Для выбора посадки внутреннего циркуляционно-нагруженного кольца рассчитать величину интенсивности радиальной нагрузки:

$$P_r = \frac{R}{b} K_1 K_2 K_3,$$

где R – радиальная нагрузка, кН; b – рабочая ширина посадочной поверхности кольца, мм; K_1 – динамический коэффициент, зависящий от режима работы подшипника; K_2 – коэффициент, учитывающий степень ослабления натяга при сопряжении кольца подшипника с полым валом или тонкостенным корпусом; K_3 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки в двухрядных или сдвоенных подшипниках при наличии осевой силы A .

Рабочая ширина посадочной поверхности кольца составит

$$b = B - 2r,$$

где B – ширина кольца; r – радиус фаски; $b = 20 - 3 = 17$ мм; $K_1 = 1,8$, для лёгкого режима работы; $K_2 = 1$, т.к. вал сплошной; $K_3 = 1$, для однорядных подшипников.

Интенсивность радиальной нагрузки для внутреннего кольца будет равна:

$$P_r = \frac{0,3}{0,017} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 31,76 \text{ кН/м.}$$

5. По таблице 2.3 выбирается поле допуска вала j_s6 .

Таблица 2.3 – Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочные поверхности вала

Диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника d , мм		Допускаемые значения P_R , кН/м, для полей допусков вала
свыше	до	j_s6
18	80	до 300

6. Посадка наружного кольца, имеющего местное нагружение, выбирается по таблицам 2.4 и 2.5. Для лёгкого режима работы и посадочного диаметра – Ø 47 мм в неразъёмном корпусе рекомендуется поле допуска отверстия $H7$. Таким образом, имеем посадочные диаметры: вала – Ø 20 j_s6 ($\pm 6,5$) и отверстия Ø 80 $H7$ (+25).

Таблица 2.4 – Квалитет точности валов и корпусов

Класс точности подшипника	0,6	5,4	2
Квалитет точности вала	6	5	4
Квалитет точности отверстия в корпусе	7	6	5

Таблица 2.5 – Рекомендуемые посадки для колец при местном нагружении

Нагружение	Посадочные диаметры, мм	Посадка в корпус стальной или чугунный неразъёмный	Типы подшипников
Спокойное или с умеренными толчками и вибрацией, нагрузка до 150 %	до 80	<i>H6, H7</i>	Все, кроме штампованных и игольчатых

7. Определить шероховатость посадочных мест по таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Шероховатость посадочных мест валов и корпусов

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников	Предельные значения параметра R_a , мкм, для номинальных размеров
валов	0	1,6
отверстий корпусов	0	1,6

Для выбранного подшипника 0-го класса точности посадочные места должны иметь шероховатость: для вала $R_a = 1,6$ мкм, для отверстия корпуса $R_a = 1,6$ мкм.

На рисунке 2.2 изображены эскизы посадочных мест.

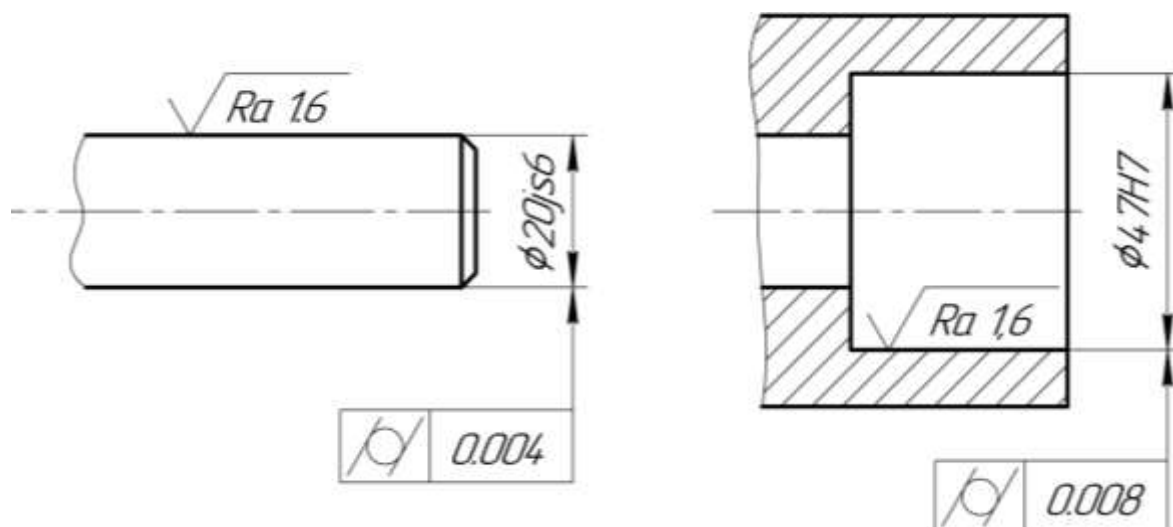


Рисунок 2.2 – Эскизы посадочных мест

Схема расположения полей допусков посадочных поверхностей подшипников, вала и корпуса представлена на рисунке 2.3.

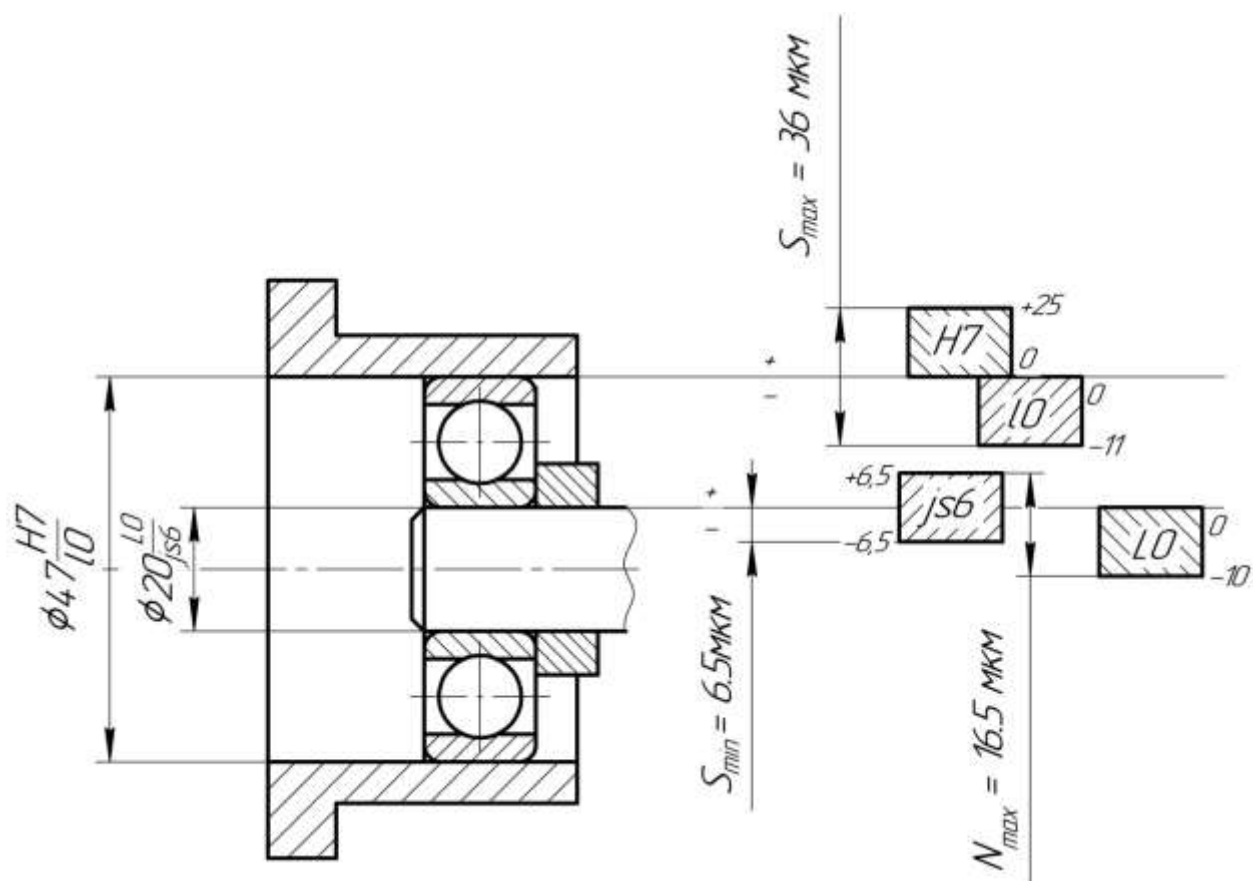


Рисунок 2.3 – Схема расположения полей допусков посадочных поверхностей подшипников, вала и корпуса

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕТРИЧЕСКОЙ КРЕПЁЖНОЙ РЕЗЬБЫ

Цель задания – выбрать размеры и класс точности резьбового соединения; назначить поля допусков и степени точности изготовления элементов наружной резьбы (болта) d, d_2, d_1 и внутренней резьбы D, D_2, D_1 .

1. Выбирается средний класс точности резьбы – 6-я степень точности (таблица 3.1), характер сопряжения болта и гайки – H/g .

Таблица 3.1 – Поля допусков метрической резьбы

Класс точности	Поля допусков болтов	Поля допусков гаек
	Отклонения	
	g	H
Средний	<u>6g</u>	<u>6H</u>

2. Выбрать основные размеры метрической резьбы по табл. 3.2.

$$d = D = 10 \text{ мм};$$

$$d_2 = D_2 = 9,026 \text{ мм};$$

$$d_1 = D_1 = 8,376 \text{ мм};$$

$$P = 1,5 \text{ мм}.$$

Таблица 3.2 – Основные размеры метрической резьбы

Номинальный диаметр резьбы, d	Шаг P , мм	Диаметры резьбы, мм		
		$d=D$	$d_2=D_2$	$d_1=D_1$
10	1,5	10	9,026	8,376

3. Определить предельные размеры внутренней резьбы гайки М10 .

$$ES_D = \text{неограниченно}; \quad D_{\max} = D + ES_D = \text{неограниченно};$$

$$EI_D = 0 \text{ мм}; \quad D_{\min} = D + EI_D = 10 \text{ мм};$$

$$ES_{D_2} = +0,180 \text{ мм}; \quad D_{2\max} = D_2 + EI_{D_2} = 9,206 \text{ мм};$$

$$EI_{D_2} = 0 \text{ мм}; \quad D_{2\min} = D_2 + EI_{D_2} = 9,026 \text{ мм};$$

$$ES_{D_1} = +0,300 \text{ мм}; \quad D_{1\max} = D_1 + ES_{D_2} = 8,676 \text{ мм};$$

$$EI_{D_1} = 0 \text{ мм}. \quad D_{1\min} = D_1 + EI_{D_2} = 8,376 \text{ мм}.$$

На рисунке 3.1 изображена схема расположения поля допуска внутренней резьбы М10-6Н.

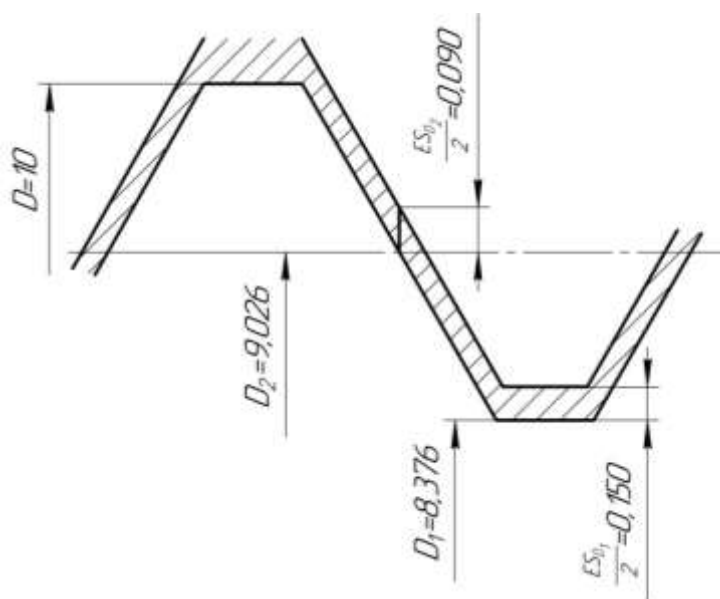


Рисунок 3.1 – Схема расположения поля допуска М12-6Н

4. Определить предельные размеры наружной резьбы болта М10.

$$es_d = -0,032 \text{ мм}; \quad d_{max} = d + es_d = 9,968 \text{ мм};$$

$$ei_d = -0,268 \text{ мм}; \quad d_{min} = d + ei_d = 9,732 \text{ мм};$$

$$es_{d_2} = -0,032 \text{ мм}; \quad d_{2max} = d_2 + ei_{d_2} = 8,994 \text{ мм};$$

$$ei_{d_2} = -0,164 \text{ мм}; \quad d_{2min} = d_2 + ei_{d_2} = 8,862 \text{ мм};$$

$$es_{d_1} = -0,032 \text{ мм}; \quad d_{1max} = d_1 + es_{d_2} = 8,344 \text{ мм};$$

$$ei_{d_1} = \text{неограниченно.} \quad d_{1min} = d_1 + ei_{d_2} = \text{неограниченно.}$$

На рисунке 3.2 изображена схема расположения поля допуска наружной резьбы М10-6g.

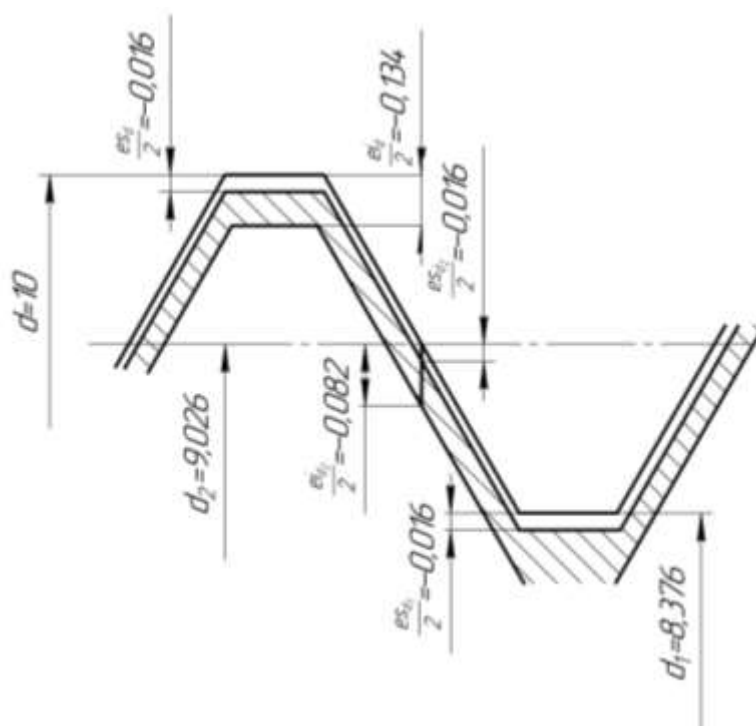


Рисунок 3.2 – Схема расположения поля допуска М12-6g

5. Схема расположения полей допусков резьбового соединения $M12 \frac{6H}{6g}$

представлена на рисунке 3.3.

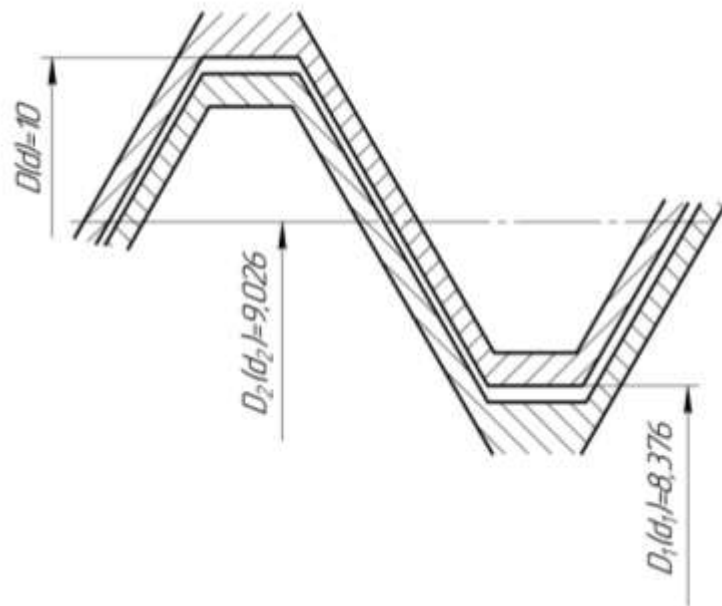


Рисунок 3.3 – Схема расположения полей допусков резьбового соединения

4 НОРМИРОВАНИЕ ДОПУСКОВ И НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель задания – назначить размеры, допуски и посадки для деталей, входящих в шпоночные соединения в зависимости от условий эксплуатации и требований к точности центрирования.

1. В данной конструкции шпоночное соединение служит для соединения вала и блока шестерни.

2. Номинальные размеры шпоночного соединения выбираются по таблице 4.1 в зависимости от диаметра вала.

Таблица 4.1 – Размеры призматических шпонок и сечений пазов

Интервал диаметров вала d , мм	Размеры сечения шпонки, мм		Глубина паза, мм		Интервалы длин шпонок l , мм	
	b	h	t_1	t_2	от	до
от 30 до 38	10	8	5	3,3	22	110

В данном случае:

$$d = 35 \text{ мм};$$

$$b = 10 \text{ мм};$$

$$h = 8 \text{ мм};$$

$$l = 40 \text{ мм};$$

$$t_1 = 5 \text{ мм};$$

$$t_2 = 3,3 \text{ мм}.$$

3. Из условий работы и сборки соединения определить (таблица 4,2) вид соединения по ширине шпонки b . Условия работы – нормальные. Соединение с пазом ступице (ширина паза – 10Js9), а с пазом вала – нормальным (ширина паза – 10N9).

Таблица 4.2 – Поля допусков на ширину шпоночного паза

Место расположения паза	свободное	нормальное
на валу	$H9$	$N9$
на ступице	$D10$	$J_S 9$

4. Назначить поля допусков на диаметры вала и ступиц, соединяемых шпонкой. Обычно для соединения выбирается одна из переходных посадок, которая обеспечивает хорошую точность центрирования. Однако в данном случае, с целью обеспечения лёгкой сборки-разборки соединения при смене шестерни, следует выбирать посадку $\varnothing 80 \frac{H7}{h6}$.

5. Назначить поля допусков на глубину шпоночных пазов на валу и блоке шестерни (таблица 4.4).

Таблица 4.4 – Предельные отклонения на глубину шпоночных пазов

Высота шпонок h_1 , мм	Предельные отклонения размеров, мм		
	t_1	$d - t_1$	$d + t_2$
свыше 6 до 18	+0,2	0	+0,2
	0	-0,2	0

В данном случае: $t_1 = 5^{+0,2}$; $d - t_1 = 30_{-0,2}$; $d + t_2 = 38,3^{+0,2}$.

6. Соединение с призматической шпонкой изображено на рисунке 4.1.

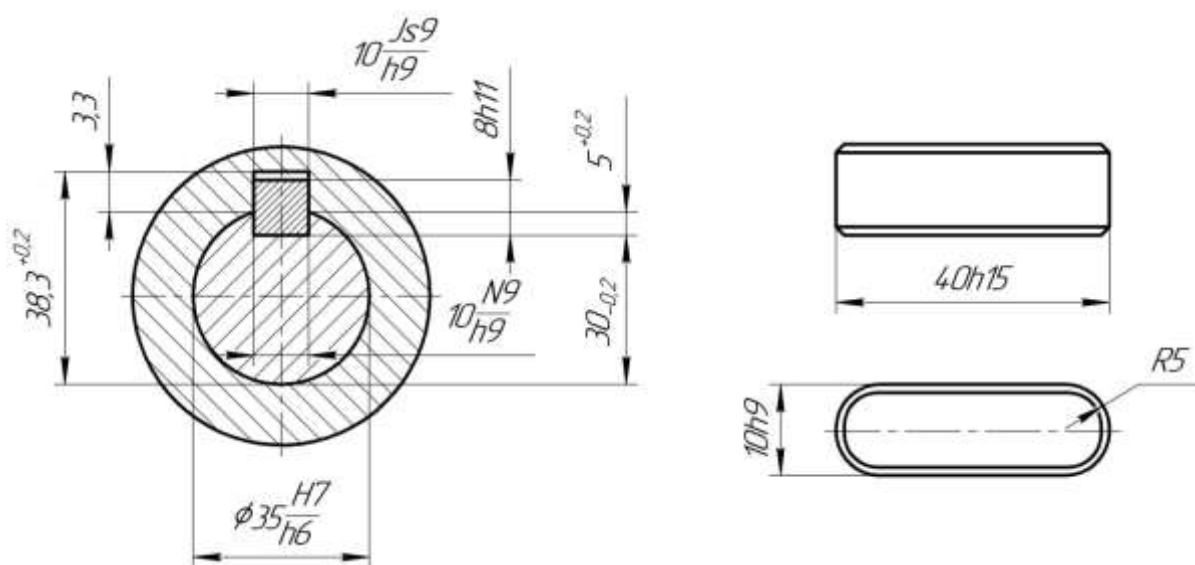


Рисунок 4.1 – Соединение с призматической шпонкой

7. Схема расположения полей допусков на ширину шпоночных пазов представлена на рисунке 4.2.

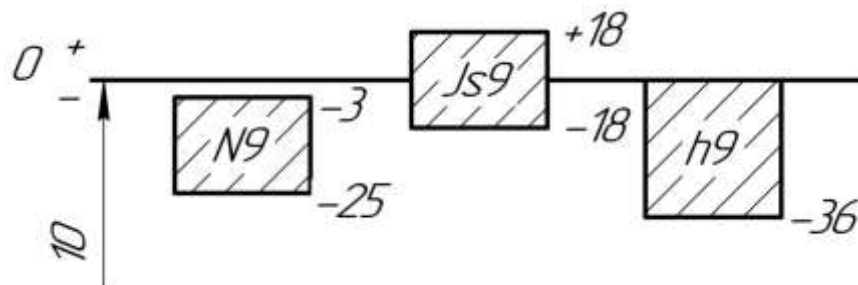


Рисунок 4.2 – Схема расположения полей допусков на ширину шпоночных пазов

8. Привести условное обозначение выбранной шпонки:

Шпонка 10×8×40 ГОСТ 23360-78.

5 РАСЧЁТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Цель задания – установить допуски и предельные отклонения на составляющие звенья размерной цепи.

1. Размерная цепь, указанная в задании, является конструкторской, сборочной, линейной. Она состоит из шести составляющих звеньев $A_1, \dots, A_5$ и замыкающего звена A_Δ .

Схема размерной цепи представлена на рисунке 5.1.

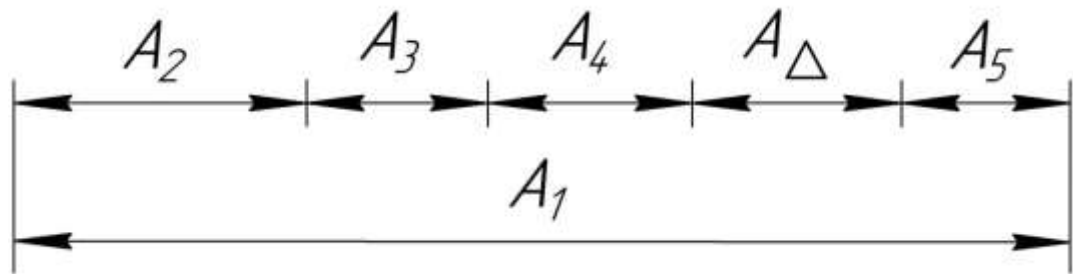


Рисунок 5.1 – Схема размерной цепи

Звенья A_1 является увеличивающими, так как при его увеличении увеличивается замыкающее звено, а звенья A_2, A_3, A_4, A_5 являются уменьшающими, так как при их увеличении замыкающее звено уменьшается.

Номинальные размеры составляющих звеньев:

$$A_1 = 65 \text{ мм}; A_2 = 25 \text{ мм}; A_3 = 10 \text{ мм}; A_4 = 14 \text{ мм}; A_5 = 15 \text{ мм};$$

Предельные размеры замыкающего звена:

$$A_\Delta = 1^{+0,4} \text{ мм}.$$

2. Решить прямую задачу, т.е. назначить допуски и предельные отклонения на составляющие звенья размерной цепи. На первом этапе выбрать метод полной взаимозаменяемости и способ равной точности составляющих звеньев.

Средняя точность составляющих звеньев определяется по числу единиц допуска:

$$a = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{k=1}^n i_k},$$

где a – число единиц допуска; TA_{Δ} – допуск замыкающего звена, мкм; i_k – единица допуска k -го звена; n – число составляющих звеньев.

Единицы допусков для составляющих звеньев i_k в зависимости от номинальных размеров:

$$i_1=1,86; i_2=1,31; i_3=0,90; i_4=1,08; i_5=1,08;$$

$$a = \frac{400}{6,23} = 64,20.$$

Далее определяется ближайший более точный квалитет, которым при $a = 64,20$ является 9-й. Поля допусков охватывающих размеров назначаются как на основные отверстия – $H9$, а на охватываемые размеры как на основной вал – $h9$. Допуски и предельные отклонения не указывают на одно из составляющих звеньев, называемое увязывающим, обычно самое простое в изготовлении. В данной конструкции в качестве увязывающего звена принимается $A_3 = 10$ мм.

С учётом вышеизложенного имеем составляющие звенья с предельными отклонениями:

$$A_1 = 65H9^{+74};$$

$$A_2 = 25h9_{-52};$$

$$A_3 = 10(y6);$$

$$A_4 = 14_{-0,12};$$

$$A_5 = 15h9_{-43};$$

Номинальный размер замыкающего звена A_{Δ} определяется по формуле:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^p A_{iy\phi} - \sum_{i=1}^{m-1} A_{iy\mu},$$

где $A_{iy\phi}$ – номинальные размеры увеличивающих звеньев; $A_{iy\mu}$ – номинальные размеры уменьшающих звеньев; таким образом,

$$A_{\Delta} = (A_1) - (A_2 + A_3 + A_4 + A_5) = (65) - (25 + 10 + 14 + 15) = 1 \text{ мм.}$$

Допуск и предельные отклонения увязывающего звена A_4 определяются из выражения:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^p TA_i.$$

$$TA_3 = TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^p TA_{iy\phi} - \sum_{i=1}^{m-2} TA_{iy\mu} = 0,4 - 0,074 - (0,052 + 0,12 + 0,043) = 0,111 \text{ мм.}$$

$$ESA_{3y\phi\phi\phi} = \sum_{i=1}^p EIA_{iy\phi} - \sum_{i=1}^{m-2} ESA_{iy\mu} - EIA_{\Delta} = (0) - (0 + 0 + 0) - 0 = 0 \text{ мм;}$$

$$\begin{aligned} EIA_{3y\phi\phi\phi} &= \sum_{i=1}^p ESA_{iy\phi} - \sum_{i=1}^{m-2} EIA_{iy\mu} - ESA_{\Delta} = (0,074) - (-0,052 - 0,12 - 0,043) - 0,4 = \\ &= -0,111 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Таким образом, допуски и предельные отклонения назначены на все размеры, входящие в размерную цепь.

3. Решить обратную задачу, т.е. определить допуск и предельные отклонения на замыкающее звено размерной цепи.

Определяем расчётное значение допуска замыкающего звена:

$$TA'_{\Delta} = \sum_{i=1}^p TA_{iy\phi} + \sum_{i=1}^{m-1} TA_{iy\mu} = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5 = 0,4 \text{ мм.}$$

Определяем расчётное значение предельных отклонений замыкающего звена:

$$ESA'_{\Delta} = \sum_{i=1}^p ESA_{iy\phi} + \sum_{i=1}^{m-1} EIA_{iy\mu} = 0,074 - (-0,052 - 0,111 - 0,12 - 0,043) = 0,4 \text{ мм;}$$

$$EIA'_{\Delta} = \sum_{i=1}^p EIA_{iy\phi} + \sum_{i=1}^{m-1} ESA_{iy\mu} = 0 - (0 + 0 + 0 + 0) = 0 \text{ мм.}$$

Составить условие проверки правильности решения размерной цепи:

$$\begin{cases} TA'_{\Delta} \leq TA_{\Delta}; \\ ESA'_{\Delta} \leq ESA_{\Delta}; \\ EIA'_{\Delta} \geq EIA_{\Delta}. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} 0,4 \leq 0,4; \\ 0,4 \leq 0,4; \\ 0 \geq 0. \end{cases}$$

Таким образом, верно определены допуски и предельные отклонения, назначенные на все размеры, входящие в размерную цепь.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Фёдоров. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986.

2 Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. Ч.1 – 7-е изд., перераб. и доп. – Л.: Политехника, 1991.

3 Подшипники качения: Справочник. Под редакцией В. Н. Нарышкина, Р. В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984.

4 Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: методические указания к выполнению курсовой работы. Под редакцией В. С. Григорьева, – Пенза: ПГТУ, 1996.

5 Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник в 2 т. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство стандартов, 1989. Т. 1.

6 Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник в 2 т. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство стандартов, 1989. Т. 2.

7 Я. М. Радкевич, А. Г. Схиртладзе, Б. И. Лактионов. Метрология, стандартизация и сертификация: Учебник для вузов. – 2-е изд., доп. – М.: Высшая школа, 2006.

					ПГУ 14–4.15.03.02.071 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

ПРИЛОЖЕНИЕ

Спецификация

					<i>ПГУ 14–4.15.03.02.071 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>29</i>