

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

**М. И. Михайлов**

**РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ  
ПРИВОДОВ СТАНКА И АНАЛИЗ  
ФОРМООБРАЗУЮЩИХ КРОМОК  
РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА**

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ  
по дисциплине «Математическое моделирование  
и САПР технологического оборудования»  
для студентов специальности 1-36 01 03  
«Технологическое оборудование  
машиностроительного производства»  
дневной формы обучения**

Гомель 2011

УДК 621.9.06(075.8)  
ББК 34.63-5я73  
М69

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 2 от 27.09.2010 г.)*

Рецензент: декан машиностр. фак. ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук,  
доц. *Г. В. Петришин*

**Михайлов, М. И.**

М69      Размерный анализ кинематики приводов станка и анализ формообразующих кромок режущего инструмента : лаборатор. практикум по дисциплине «Математическое моделирование и САПР технологического оборудования» для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» днев. формы обучения / М. И. Михайлов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 38 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит материалы, необходимые для изучения, расчета и анализа элементов кинематики приводов станка.

Для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» дневной формы обучения.

УДК 621.9.06(075.8)  
ББК 34.63-5я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2011

**1. Лабораторная работа** Анализ формообразующих кромок режущего инструмента

Цель работы: получить навыки по анализу формообразующих кромок инструмента.

Порядок проведения работы

1. Получить исходные данные у преподавателя;
2. Записать точечную модель формообразующих кромок инструмента.
3. Рассчитать профиль формообразующих кромок.
4. В графическом пакете построить эскиз инструмента.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ  
ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

*Моделирование профиля режущей кромки не вращающегося инструмента.*

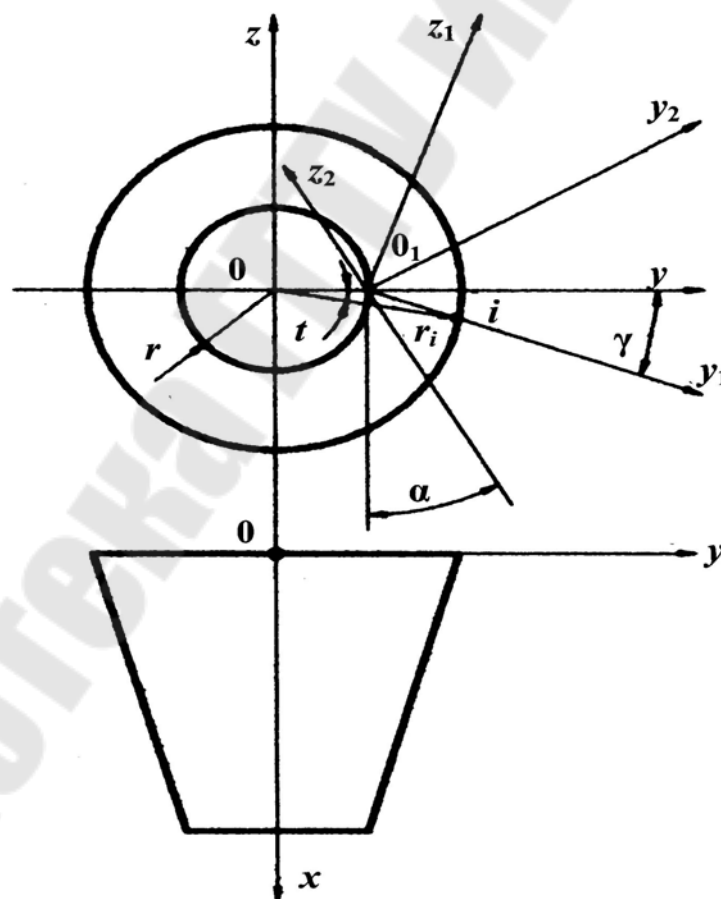


Рис.1.1. Схема к моделированию профиля режущей кромки не вращающегося инструмента

Режущая кромка не вращающегося инструмента представляет собой линию пересечения поверхности детали и плоскости касательной к передней поверхности инструмента. Точки поверхности детали задаем через радиус  $r_i$  и угол  $t_i$ .

Модель поверхности детали в системе координат  $y_1, z_1$

$$\begin{cases} y_1 = (r_i \cdot \cos t_i - r) \cdot \cos \gamma - r_i \cdot \sin t_i \cdot \sin \gamma \\ z_1 = (r_i \cdot \cos t_i - r) \cdot \sin \gamma + r_i \cdot \sin t_i \cdot \cos \gamma \end{cases} \quad (1.1)$$

В новой системе координат уравнение плоскости касательной к передней поверхности лезвия инструмента будет иметь вид  $z_1 = 0$ . Подставим это выражение во второе уравнение (1.1) и после несложных преобразований получим:

$$t = \arcsin \frac{r \cdot \sin \gamma}{r_i} - \gamma \quad (1.2)$$

Подставим (1.2) в первое уравнение (1.1) и после несложных преобразований получим искомую модель кромки

$$y_{1i} = r_i \cos\left(\arcsin \frac{r \sin \gamma}{r_i}\right) - r \cos \gamma$$

Рассмотрим моделирование профиля режущей кромки инструмента, совершающего круговое и поступательное движения подачи, и заготовки, совершающей главное вращательное движение.

Введём три системы координат  $y_0 z_0$  неподвижную с центром в точке контакта начальной прямой и начальной окружности радиусом  $r_\omega$ ,  $y_1 z_1$  поворотную с центром в центре вращения инструмента и  $y_2 z_2$  подвижную, перемещающуюся вдоль начальной прямой (рис.1.2). В начальный момент системы координат  $y_0 z_0$  и  $y_2 z_2$  совпадали, затем при повороте системы  $y_1 z_1$  на угол  $t$  система  $y_2 z_2$  переместится на  $r_\omega t$ .

Используя уравнения связи между системами координат  $y_0 z_0$  и  $y_2 z_2$ , также  $y_1 z_1$  и  $y_2 z_2$ , получим

$$\begin{cases} y_1 = (y_2 - r_\omega \cdot t) \cdot \cos t + (z_2 + r_\omega) \\ z_1 = -(y_2 - r_\omega \cdot t) \cdot \sin t + (z_2 + r_\omega) \cdot \cos t \end{cases} \quad (1.3)$$

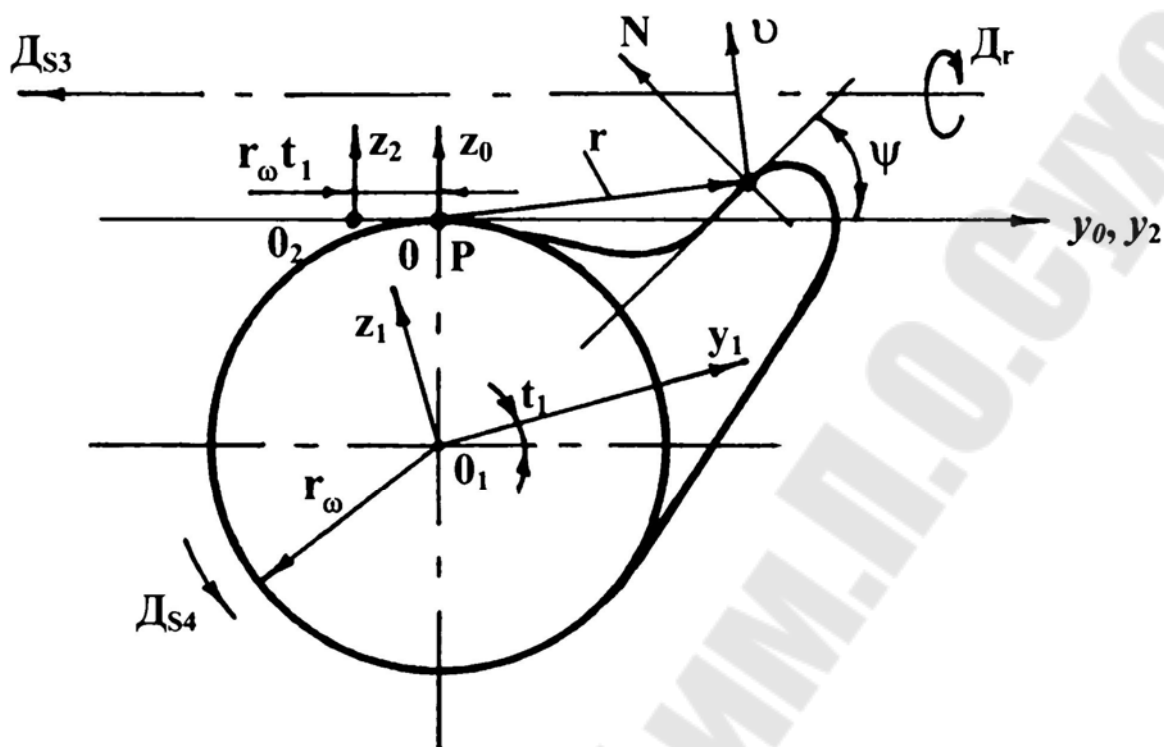


Рис.1.2. Схема к моделированию профиля режущей кромки обкатного инструмента

Угол  $t$  определяем из I-го условия формообразования.

$$\frac{z_2 \cdot \sin \psi}{r_\omega \cdot \cos \psi} + \frac{y_2}{r_\omega} = t \quad (1.4)$$

Полученное выражение подставим в уравнения (1.3) получим искомую модель.

Воспользовавшись схемой изображенной на рис.1.2, можно получить математическую модель формообразующей кромки режущего обкатного инструмента.

Эта обобщённая расчётная схема позволяет смоделировать режущую кромку червячного инструмента, совершающего главное вращательное движение и имеющего смещение зубьев вдоль оси.

В новой постановке система координат  $y_0 z_0$  неподвижная с центром в точке контакта начальной прямой и начальной окружности радиусом  $r_\omega$ ,  $y_1 z_1$  поворотная с центром в центре вращения детали и  $y_2 z_2$  подвижную, перемещающуюся вдоль начальной прямой инструмента (см.рис1.2). В начальный момент системы координат  $y_0 z_0$  и  $y_2 z_2$  совпадали, затем при повороте системы  $y_1 z_1$  на угол  $t$  система  $y_2 z_2$  переместиться на  $r_\omega t$ .

Используя уравнения связи между системами координат  $y_0 z_0$  и  $y_1 z_1$ , а также  $y_2 z_2$  и  $y_1 z_1$

$$\begin{cases} z_2 = z_1 \cdot \cos t + y_{11} \cdot \sin t - r_\omega \\ y_2 = y_1 \cdot \cos t - z_1 \cdot \sin t + r_\omega \cdot t \end{cases} \quad (1.5)$$

Так как касательная проведена к профилю детали в рассматриваемой точке, то угол  $\psi$  будет уже между касательной и осью  $y_1$ .

Тогда используя первое условие формообразования:

$$\bar{N} \cdot \bar{\nu} = 0$$

$$\text{Получим } \frac{\sin(\psi + t)}{\cos(\psi + t)} = -\frac{y_0}{z_0} = -\frac{y_1 \cdot \cos t - z_1 \cdot \sin t}{z_1 \cdot \cos t + y_1 \cdot \sin t - r_\omega}$$

Из этого выражения находим  $t$  и подставив его в уравнения (1.5) получим искомую модель.

## 2. Лабораторная работа «Размерный анализ кинематики приводов станка»

Цель работы: получить навыки по размерному анализу элементов кинематики привода станка.

*Анализ цилиндрические зубчатые передачи точности межосевого расстояния зубчатой передачи*

По ГОСТ 1643-81 и 9178-81 показателями, обеспечивающими гарантированный боковой зазор зубчатых цилиндрических передач с нерегулируемым положением осей, являются предельные верхнее  $f_a$  и нижнее  $-f_a$  отклонения межосевого расстояния.

Допуск межосевого расстояния в передаче  $T_{\Delta} = 2 | f_a |$  следует рассматривать как допуск расстояния между осями вращения валов в плоскости зубчатых колес. Точность межосевого расстояния определяется точностью расстояния между осями отверстий корпусной детали, отклонением от соосности наружных колец подшипников качения, зазорами между наружными кольцами подшипников и стенками отверстий в корпусе и др.

На рис.2.1 приведен, эскиз зубчатой передачи. Опорами валов передачи являются подшипники качения, установленные наружными кольцами в переходных втулках. Втулки вставлены в отверстия корпуса. Такое конструктивное исполнение позволяет рассмотреть наиболее общий случай и учесть ошибки возможно большего числа деталей зубчатой передачи. В дальнейшем при отсутствии каких-либо деталей, например втулок, соответствующие погрешности из расчетных формул следует, исключить.

На рис.2.1, б приведена расчетная схема, на которой обозначены:  $B_{\Delta}$  - исходный размер - расстояние между осями вращения валов в средней плоскости зубчатых колес;  $B_1$  и  $B_5$  - отклонения от соосности наружных колец подшипников одного вала;  $B_{10}$  и  $B_{14}$  - отклонения от соосности наружных колец подшипников другого вала;  $B_2$  и  $B_6$  - смещения осей наружных колец подшипников одного вала в пределах посадочного зазора в отверстиях корпуса;  $B_{11}$  и  $B_{15}$  - то же, в отверстиях корпуса подшипников другого вала;  $B_9$  - расстояние между осями отверстий корпуса;  $B_3, B_7, B_{12}$  и  $B_{16}$  - смещения центров дорожек качения внутренних колец подшипников, вызванные наличием зазоров в подшипниках;  $B_4, B_8, B_{13}$  и  $B_{17}$  - отклонения от соосности наружных и внутренних цилиндрических поверхностей втулок. При наличии осевых сил зазоры в самих подшипниках с той или другой стороны вала выбираются и, следовательно, размеры  $B_3$  и  $B_{12}$  или  $B_7$  и  $B_{16}$  из расчетной схемы исключаются. Влияющий размер  $B_9$  - скалярная величина. Размеры  $B_1, B_4, B_5, B_8, B_{10}, B_{13}, B_{14}$  и  $B_{17}$  - векторные величины. Размеры  $B_2, B_6, B_{11}, B_{15}$ , а также  $B_3$  и  $B_{12}$  или  $B_7$  и  $B_{16}$  относятся к

сопряжением с зазорами, полностью выбираемыми в определенном направлении действующими на опоры валов силами.

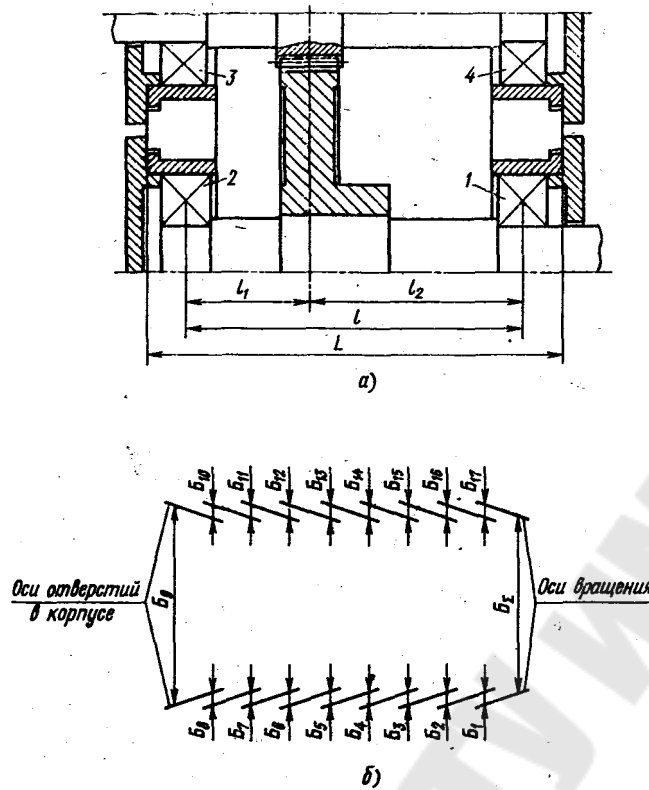


Рис. 2.1. Расчётная схема

Коэффициент приведения размера  $B_9$  (расстояния между осями отверстий корпуса)  $\xi_9 = 1,0$ .

Влияние отклонений от соосности колец подшипников и втулок на межосевое расстояние зависит от расположения передачи относительно опор. Коэффициенты приведения (см. рис. 2.1, а)  $\xi_1 = \xi_4 = \xi_{14} = \xi_{17} = l_1/l$ ;  $\xi_5 = \xi_8 = \xi_{10} = \xi_{15} = l_2/l$ . Коэффициенты влияющих размеров в сопряжении с зазором определяем с учетом направления выборки зазоров:

$$\xi_2 = \xi_3 = \frac{l_1}{l} \cos \beta_1; \xi_6 = \xi_7 = \frac{l_2}{l} \cos \beta_3;$$

$$\xi_{11} = \xi_{12} = \frac{l_2}{l} \cos \beta_3; \xi_{15} = \xi_{16} = \frac{l_1}{l} \cos \beta_4,$$

здесь  $l_1$  и  $l_2$  - расстояния от опор до середины венцов зубчатых колес;  $l$  - расстояние между опорами вала;  $\beta_1 - \beta_4$  - углы между направлениями сил, действующих на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

Коэффициент положительный, если сила, действующая на опору,



увеличивает межосевое расстояние. Направление сил определяют по свёрткам приводов.

При отсутствии специальных устройств для регулирования межосевого расстояния точность исходного размера достигают по методу взаимозаменяемости.

Так как у всех влияющих размеров, кроме  $B_9$ , номинальные значения равны нулю, то номинальный размер межосевого расстояния  $B_{\Delta} = B_9$ .

$$\text{Для рассматриваемого случая} \quad M_{\Delta} = em_9 + \alpha_9 \frac{T_9}{2}.$$

Можно принять  $em_9 = 0$  и  $\alpha_9 = 0$ , тогда  $M_{\Delta} = 0$ . Во всех сопряжениях с зазорами  $d_a = d_b$ , тогда

$$M_{\Delta z} = \frac{1}{2} \left\{ \sum_i \xi_i \left[ \left( em_{ai} + \alpha_{ai} \frac{T_{ai}}{2} \right) - \left( em_{bi} + \alpha_{bi} \frac{T_{bi}}{2} \right) \right] \right\},$$

$$i = 2, 3, 6, 7, 11, 12, 15, 16.$$

Положение центра дорожки качения внутреннего кольца зависит от посадочного зазора в подшипнике. Натяг в соединении подшипника с валом уменьшает начальный зазор. Наихудшим является сочетание минимального натяга  $N_{\min}$  между подшипником и валом и максимального зазора в самом подшипнике  $Z_{\max}$ . Считают, что диаметр дорожки качения внутреннего кольца подшипника увеличивается на  $(0,55—0,75)N$ , где  $N$  - натяг в соединении подшипника с валом. На эту же величину уменьшится зазор в подшипнике.

При установке наружного кольца в корпусе без натяга наибольший посадочный зазор в подшипнике  $Z_{\max} = Z_{\max} - (0,55 - 0,75)N_{\min}$ .

Рассеивание смещения центра дорожки качения внутреннего кольца подшипника с центра дорожки качения наружного кольца  $T_z = Z_{\max}$ , а  $em_z = 0,5T_z$ . Следовательно, для влияющих размеров  $B_3, B_7, B_{12}$  и  $B_{16}$   $em_z = 0,5T_z$ ;  $T_z = Z_{\max}$ . Для этих размеров можно принять  $d_i = 0$ . Тогда формула для  $M_{\Delta z}$  принимает вид

$$M_{\Delta z} = \frac{1}{2} \left\{ \sum_i \xi_i \left[ \left( em_{ai} + \alpha_{ai} \frac{T_{ai}}{2} \right) - \left( em_{bi} + \alpha_{bi} \frac{T_{bi}}{2} \right) + \frac{T_{zi+1}}{2} \right] \right\}$$

$$i = 2, 6, 11, 15.$$

Для данного случая имеют вид дисперсия замыкающего звена определяются  $K_{\Delta}^2 T_{\Delta}^2 = K_9^2 T_9^2$ ;

$$K_{\Delta x}^2 T_{\Delta x}^2 = 0,75^2 \left( \sum_i \xi_i^2 T_i^2 + \sum_j \xi_j^2 T_j^2 \right);$$

$$i = 1, 4, 14, 17; j = 5, 8, 10, 13.$$

Если подшипники качения установлены непосредственно в корпусе и втулки отсутствуют, то

$$K_{\Delta x}^2 T_{\Delta x}^2 = 0,75^2 \sum_i \xi_i^2 T_i^2, \quad i = 1, 5, 10, 14,$$

$$K_{\Delta z}^2 T_{\Delta z}^2 = \frac{1}{4} \left\{ \sum_i \xi_i^2 \left[ (K_{ai}^2 T_{ai}^2 + K_{bi}^2 T_{bi}^2) + K_{zi+1}^2 T_{zi+1}^2 \right] \right\};$$

$$i = 2, 6, 11, 15.$$

Пример. Межосевое расстояние зубчатой цилиндрической передачи  $a_w = 180$  мм (рис.2.2). Сопряжение зубьев В. Определить допуск расстояния между осями отверстий корпусной детали. По СТ СЭВ 641—77 предельные отклонения межосевого расстояния передачи  $f_a = \pm 0,080$  мм. Следовательно, характеристики исходного размера  $m_\Delta = 0$  мм;  $T_\Delta = 0,16$  мм. Опоры валов - шариковые радиальные однорядные подшипники класса точности 0; размеры подшипников: - для вала шестерни  $d = 35$  мм и  $D = 80$  мм; - для вала колеса  $d = 45$  мм и  $D = 100$  мм.

Подшипники установлены непосредственно в корпусе без промежуточных втулок.

Расчетная схема для рассматриваемого, примера такая же, как на рис.2.1, б, из которой следует исключить влияющие размеры  $B_4, B_8, B_{13}$  и  $B_{17}$ , относящиеся к промежуточным втулкам. Расстояние от опор до средней плоскости зубчатых колес  $l_1 = l_3$  которой следует исключить влияющие размеры  $B_4, B_8, B_{13}$  и  $B_{17}$ , относящиеся к промежуточным втулкам. Расстояние от опор до средней плоскости зубчатых колес  $l_1 = l_3$

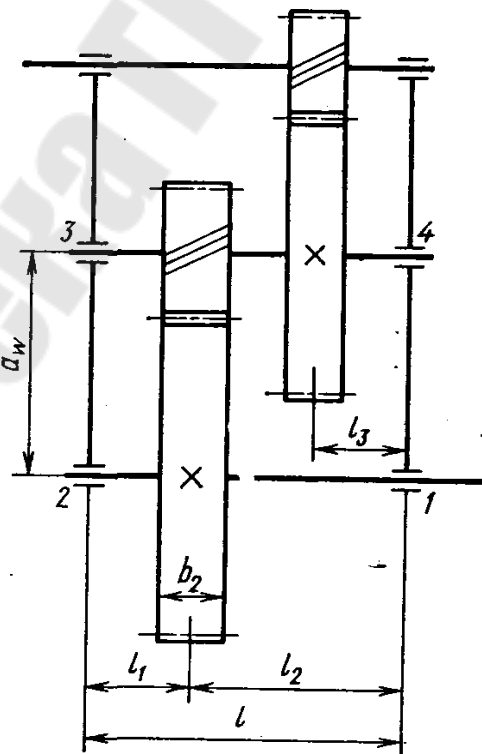


Рис.2.2. Расчётная схема

= 45 мм,  $l_2 = 90$  мм, и, следовательно, расстояние между опорами  $l = 135$  мм.

Для определения углов  $\beta_1 - \beta_4$  между плоскостью, в которой расположены валы, и направлением действия сил на опоры валов применим по свёртке привода. Последовательно определим: вращающие моменты на валах, силы в зацеплении колес, реакции в опорах в двух взаимно перпендикулярных их плоскостях, равнодействующие и равные им по величинам, но противоположно направленные силы давления вала на опоры и, наконец, углы между силами давления вала на опоры и плоскостью расположения валов (рис.2.3). Под действием осевых сил выбираются зазоры в подшипниках опор 2 и 4, и, следовательно, размеры  $B_7$  и  $B_{16}$  из расчётной схемы исключаются. После выполнения перечисленных операций найдём:  $\beta_1 = 71^{\circ}30'$ ,  $\beta_2 = 54^{\circ}10'$ ,  $\beta_3 = 85^{\circ}20'$ ,  $\beta_4 = 67^{\circ}50'$ . Силы, действующие на опоры 2, 3 и 4 увеличивают межосевое расстояние, а силы, действующие на опоры 1 уменьшают его, поэтому коэффициент

$$\begin{aligned}\xi_2 = \xi_3 &= -\frac{l_1}{l} \cos \beta_1 = \frac{45}{135} \cos 71^{\circ}30' = -0,106; \\ \xi_8 &= \frac{l_2}{l} \cos \beta_2 = \frac{90}{135} \cos 54^{\circ}10' = 0,391; \\ \xi_{11} = \xi_{12} &= \frac{l_2}{l} \cos \beta_3 = \frac{90}{135} \cos 85^{\circ}20' = 0,054; \\ \xi_{15} &= \frac{l_1}{l} \cos \beta_4 = \frac{45}{135} \cos 67^{\circ}50' = 0,126;\end{aligned}$$

Для всех влияющих размеров принимаем коэффициенты  $a_i$  и  $K_i$  по приведенным выше рекомендациям. Точность исходного размера следует обеспечивать методом взаимозаменяемости. Определим допуски влияющих размеров. Радиальное биение дорожки качения наружных колец подшипников (класс точности 0,  $D = 80 \dots 120$  мм)  $R_a = 0,035$  мм. Отклонение от соосности численно равно половине радиального биения. Однако это отклонение может быть направлено в любую сторону, поэтому в расчётные формулы подставляем  $em = 0$ ,  $T_x = 0,035$  мм.

Для этих подшипников при  $d = 30 \dots 50$  мм начальный зазор от 0,012 до 0,029 мм.

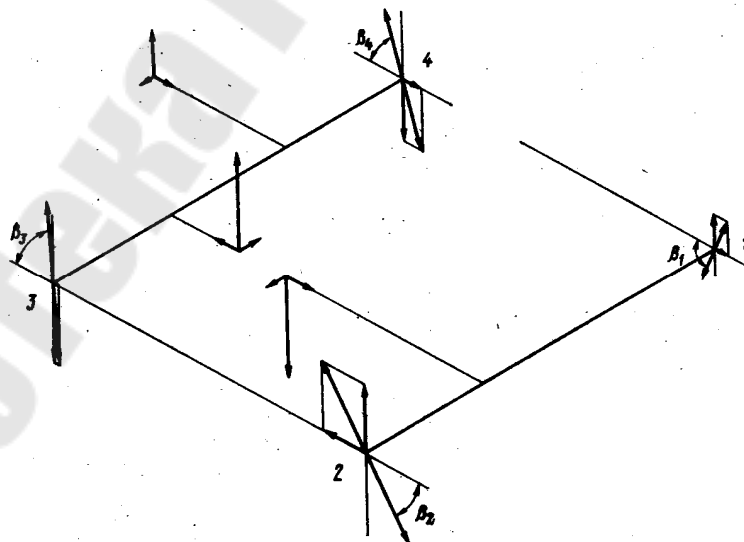


Рис.2.3. Расчётная схема

Натяг в сопряжении подшипников с валом при отклонениях вала  $k_6$  может изменяться от 0,002 до 0,030 мм. Тогда  $T_z = [0,029 - (0,55 \dots 0,75) 0,002] \approx 0,028$  мм.

Так как размеры Б<sub>3</sub> Б<sub>12</sub> комплексные и относятся к изделиям массового производства с хорошо отлаженным процессом изготовления, то примем для них  $\alpha_i = 0$  и  $K_i = 1,0$ . Предельные отклонения наружных колец всех подшипников 0/-0,015 мм. Следовательно,  $em_b = -0,0075$  мм;  $T_b = 0,015$  мм;  $\alpha_b = 0,1$ ;  $K_b = 1,2$ . Предельные отклонения отверстий корпуса + 0,035/0 мм. Тогда для размеров Б<sub>2</sub>, Б<sub>6</sub>, Б<sub>11</sub> и Б<sub>15</sub>  $em_a = 0,0175$  мм;  $T_a = 0,035$  мм;  $\alpha_a = -0,1$ ;  $K_a = 1,2$ . Полученные данные занесём в таблицу 2.1.

Таблица 2.1

Размер	С	Характеристика размеров						Коэффициенты	
		известные			расчётные			$\alpha$	К
		$Y_{ei}^{es}$	em	T	$Y'_{ei}^{es}$	em'	T'		
Б <sub>Δ</sub>	-	180±0,080	0	0,16				0	1,12
Б <sub>1</sub>	0,333	0 <sup>+0,035</sup>	0	0,035				0	0,75
Б <sub>2</sub>	-0,106	100 $\frac{+0,035}{-0,015}$	$\frac{0,0175}{-0,0075}$	$\frac{0,035}{-0,0075}$				$\frac{-0,1}{0,1}$	1,2
Б <sub>3</sub>	-0,106	0 <sup>+0,028</sup>	-	0,028				0	1,0
Б <sub>5</sub>	0,667	0 <sup>+0,035</sup>	0	0,035				0	0,75
Б <sub>6</sub>	0,391	100 $\frac{+0,035}{-0,015}$	$\frac{0,0175}{-0,0075}$	$\frac{0,035}{0,015}$				$\frac{-0,1}{0,1}$	1,2
Б <sub>9</sub>	1,0	-	-	-	180± ±0,052	0	0,104	0	1,2
Б <sub>10</sub>	0,667	0 <sup>+0,035</sup>	0	0,035				0	0,75
Б <sub>11</sub>	0,054	80 $\frac{+0,035}{-0,015}$	$\frac{0,0175}{-0,0075}$	$\frac{0,035}{0,015}$				$\frac{-0,1}{0,1}$	1,2
Б <sub>12</sub>	0,054	0 <sup>+0,28</sup>	-	0,028				0	1,0
Б <sub>14</sub>	0,333	0 <sup>+0,035</sup>	0	0,035				0	0,75
Б <sub>15</sub>	0,126	80 $\frac{+0,035}{-0,015}$	$\frac{0,0175}{-0,0075}$	$\frac{0,035}{0,015}$				$\frac{-0,1}{0,1}$	1,2

Рассчитаем величины, входящие в формулу для определения  $T_9$ .

Сумма характеристик рассеивания векторных величин

$$K_{\Delta x}^2 T_{\Delta x}^2 = 0,75^2 (2 \cdot 0,333^2 \cdot 0,035^2 + 2 \cdot 0,667^2 \cdot 0,035^2) = 0,000764 \text{ мм}^2.$$

Сумма характеристик рассеивания сопряжений с зазором

$$K_{\Delta z}^2 T_{\Delta z}^2 = \frac{1}{4} \left\{ [(-0,106)^2 + 0,391^2 + 0,054^2 + 0,126^2] 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + [(-0,106)^2 + 0,054^2] 0,028^2 \right\} = 0,0001 \text{ мм}^2$$

Для распорных сил в зацеплении зубчатых колёс 3 и 4 (см. рис.2.2), вызывающих прогиб в плоскости расположения валов, примем:

$$F_{y3} = F_{y4} = 2500 \pm 400 \text{ Н}; em_F = 0; T_F = 800 \text{ Н}; \alpha_F = 0;$$

$$K_F = 1,2; \xi_3 = \xi_4 = 1,0; \xi_F = 0.$$

Функция связи для прогиба вала в месте расположения зубчатого колеса 4

$$y_4 = a_4 F_{y4},$$

где

$$a_4 = \frac{l_1^2 l_2^2}{3 E I_4 l} = \frac{45^2 \cdot 90^2}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 20,3 \cdot 10^4 \cdot 135} = 0,093 \cdot 10^{-5} \text{ мм} / \text{Н}.$$

Для прогиба вала в месте установки шестерни 3 с учётом того, что распорная

сила в зацеплении зубчатых колёс 1 и 2 уменьшает прогиб в рассматриваемом сечении, в соответствии с принятыми величинами можно записать выражение для функции связи

$$Y_3 = a_2 F_{y3} = 0,21 \cdot 10^{-5} F_{y3} \text{ мм.}$$

Находим математическое ожидание замыкающего звена

$$M_{\Delta f} = \left( e m_F + \alpha_F \frac{T_F}{2} \right) \left( \xi_F + \sum \xi_i a_i \right) = (0 + 0 \cdot 800) (0 + 0,21 \cdot 10^{-5} + 0,093 \cdot 10^{-5}) = 0;$$

$$K_{\Delta f}^2 T_{\Delta f}^2 = K_F^2 T_F^2 \left( \xi_F^2 + \sum \xi_i^2 a_i^2 \right) = 1,2^2 \cdot 800^2 [0 + (1 \cdot 0,21 \cdot 10^{-5})^2 + (1 \cdot 0,093 \cdot 10^{-5})^2] = 4,9 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^2.$$

Суммарная характеристика сопряжений с зазором

$$M_{\Delta z} = \frac{1}{2} \{ (0,106 + 0,391 + 0,054 + 0,126) [0,0175 - (-0,0075)] + (-0,1) \cdot 0,035 + 0,1 \cdot 0,015 \} + (0,106 + 0,054) \cdot 0,014 = 0,0089 \text{ мм},$$

где  $0,014 = T_z / 2$ .

Так как число влияющих размеров больше пяти, то принимаем  $K_{\Delta} = 1,0$ .

Подставляя полученные данные в расчётную формулу, определим допуск размера  $B_9$

$$T_9 = \frac{1}{1,2} \sqrt{1,0^2 \cdot 0,16^2 - 0,000764 - 0,0001 - 0,0000049} = 0,131 \text{ мм}.$$

Найдём предельные расчётные отклонения размера  $B_9$ , имея в виду, что  $em_9 = -(M_{\Delta f} + M_{\Delta z}) = -(0 + 0,0089) \approx -0,0089$ ;

$$es'_9 = em_9 + 0,5 T_9 = -0,0089 + 0,5 \cdot 0,131 = 0,057 \text{ мм};$$

$$ei'_9 = em_9 - 0,5 T_9 = -0,0089 - 0,5 \cdot 0,131 = -0,074 \text{ мм}.$$

Таким образом,  $B_9 = 180_{-0,074}^{+0,057} \text{ мм}$ .

Если требуется, чтобы предельные отклонения на размер  $B_9$  были симметричны, то следует назначить  $180 \pm 0,057$  мм. По результатам проведенного расчёта можно ориентировочно принимать допуск расстояния между центрами отверстий корпусной детали  $T_9 \approx (0,6 \dots 0,7) T_{\Sigma}$ , где  $T_{\Sigma}$  - допуск межосевого расстояния зубчатой цилиндрической передачи.

### *Пересчёт допуска расстояния между осями отверстий корпуса на допуски координат*

На рис.2.4 показана расчётная схема А, определяющая точность расстояния между осями отверстий 1 и 2 корпуса. Требуется в соответствии с расчётной схемой пересчитать допуск исходного размера  $A_{\Delta}$  на допуски координат  $A_1$  и  $A_2$ , являющихся вертикальной и горизонтальной проекциями исходного размера.

Коэффициенты приведения влияющих размеров:

$$\xi_1 = \cos(90^\circ - \beta) = \sin \beta; \quad \xi_2 = \cos \beta.$$

Влияющие размеры - скалярные величины.

Допуск исходного размера в этом случае

$$T_{\Delta} = \frac{1}{K_{\Delta}} \sqrt{\xi_1^2 K_1^2 T_1^2 + \xi_2^2 K_2^2 T_2^2}.$$

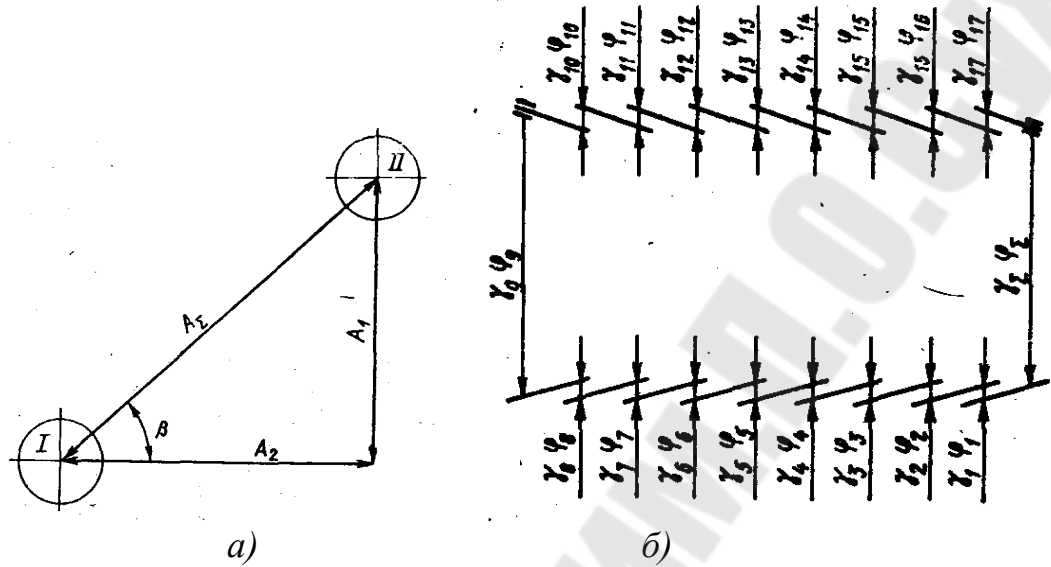


Рис. 2.4. Расчётная схема

Примем  $K_1 = K_2 = 1,2$ ;  $T_2/T_1 = \sqrt{A_2/A_1} = B$ . Тогда  $T_2 = BT_1$ .

После подставки в исходную формулу получим

$$K_{\Delta s} T_{\Delta s} = 1,2 \sqrt{\sin^2 \beta T_1^2 + \cos^2 \beta B^2 T_1^2}.$$

Отсюда находим формулу для определения допуска на вертикальную проекцию исходного размера

$$T_1 = \frac{K_{\Delta s} T_{\Delta s}}{1,2 \sqrt{\sin^2 \beta + B^2 \cos^2 \beta}}.$$

Часто принимают допуски на координаты одинаковыми  $T_1 = T_2 = T$  ( $B = 1$ ). Тогда

$$T = \frac{K_{\Delta s} T_{\Delta s}}{1,2}.$$

Конкретизируя формулу коэффициента рассеивания замыкающего звена для данного случая, получим

$$K_{\Delta} = 1 + \frac{0,55}{T_1 (\sin \beta + B \cos \beta)} \left( 1,2 \sqrt{\sin^2 \beta T_1^2 + B^2 \cos^2 \beta T_1^2} - \sqrt{\sin^2 \beta T_1^2 + B \cos^2 \beta T_1^2} \right)$$

или окончательно

$$K_{\Delta} = 1 + \frac{0,11\sqrt{\sin^2 \beta + B^2 \cos^2 \beta}}{\sin \beta + B \cos \beta}.$$

Для случая  $T_1 = T_2 = T$  ( $B = 1$ )

$$K_{\Delta} = 1 + \frac{0,11}{\sin \beta + \cos \beta}.$$

Пример. По данным предыдущего числового примера допуск на расстояние между осями отверстий корпусной детали  $T_{\Delta} = 0,131$  мм. Положим,  $\beta = 30^{\circ}$ . Примем  $B = 1$ .

Тогда

$$K_{\Delta} = 1 + \frac{0,11}{0,5 + 0,866} = 1,08;$$
$$T = \frac{1,08 \cdot 0,131}{1,2} = 0,118 \text{ мм}.$$

На чертеже корпусной детали следует проставить  $A_1 \pm 0,06$  мм и  $A_2 \pm 0,06$  мм.

*Обеспечение точности по перекосу осей валов цилиндрических зубчатых передач*

Предельные отклонения  $f_y$  на перекос осей вращения колёс по СТ СЭВ 641-77 относят к ширине зубчатого колеса ( $f_y/B$ ). Для расчётов этот допуск удобнее отнести к размеру  $L$  между внешними стенками корпуса (см. рис. 2.1, а). Тогда допуск перекоса осей вращения валов  $T_{\Delta} = 2f_y \frac{L}{B}$ .

Предельные отклонения исходного размера задают симметрично относительного значения, поэтому  $em_{\Delta} = 0$ .

На перекос осей вращения валов влияют: перекос осей отверстий под опоры валов в корпусной детали, отклонение от соосности дорожек качения наружных колец подшипников, зазоры в местах сопряжения подшипников с корпусом и радиальные зазоры в самих подшипниках.

На рис. 2.4, б приведена расчётная схема  $\gamma$ , соответствующая эскизу зубчатой передачи (см. рис. 2.1, а). На схеме  $\gamma_{\Delta}$  - исходный размер - перекос осей вращения колёс;  $\gamma_1, \gamma_5, \gamma_{10}, \gamma_{14}$  - отклонения от соосности дорожек качения наружных колец подшипников;  $\gamma_2$  и  $\gamma_6, \gamma_{11}$  и  $\gamma_{15}$  - смещения наружных колец подшипников в отверстиях корпуса (сопряжение с зазором);  $\gamma_9$  - перекос осей отверстий корпуса;  $\gamma_3, \gamma_7, \gamma_{12}, \gamma_{16}$  - смещение центров дорожек качения внутренних колец подшипников вследствие зазоров в подшипниках;  $\gamma_4, \gamma_8, \gamma_{13}, \gamma_{17}$  - отклонения от соосности наружных и внутренних поверхностей втулок.

Влияющий размер  $\gamma_9$  - скалярная, а  $\gamma_1, \gamma_4, \gamma_5, \gamma_8, \gamma_{10}, \gamma_{13}, \gamma_{14}$  и  $\gamma_{17}$  векторные величины. Размеры  $\gamma_2, \gamma_6, \gamma_{11}, \gamma_{15}$ , а также  $\gamma_3$  и  $\gamma_{12}$  или  $\gamma_7$  и  $\gamma_{16}$

характеризуют сопряжения с зазорами, полностью выбираемыми в направлении действующих на опоры валов сил.

При наличии осевых сил зазоры в самих подшипниках с той или другой стороны вала выбираются, поэтому размеры  $\gamma_3$  и  $\gamma_{12}$  или  $\gamma_7$  и  $\gamma_{16}$  в этом случае из расчётной схемы исключаются. Коэффициент приведения размера  $\gamma_9$  (перенос осей отверстий корпуса)  $\xi_9 = 1,0$ .

Отклонения от соосности колец подшипников и втулок влияют на перекос осей вращения в зависимости от расположения опор относительно внешних стенок корпуса. Коэффициенты приведены для них (см. рис.2.1, а)  $\xi_1 = \xi_5 = \xi_{10} = \xi_{14} = \xi_4 = \xi_8 = \xi_{13} = \xi_{17} = L / \ell$ .

Коэффициенты влияющих размеров для сопряжений с зазорами при учёте направления выборки зазоров

$$\xi_2 = \xi_3 = \frac{L}{\ell} \sin \beta_1; \quad \xi_2 = \xi_7 = \frac{L}{\ell} \sin \beta_2;$$

$$\xi_{11} = \xi_{12} = \frac{L}{\ell} \sin \beta_3; \quad \xi_{15} = \xi_{16} = \frac{L}{\ell} \sin \beta_4;$$

здесь  $\beta_1 - \beta_4$  – углы между направлениями сил, действующих на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

Точность исходного размера достигают по методу взаимозаменяемости

$$T_9 = \frac{1}{K_9} \sqrt{K_{\Delta}^2 T_{\Delta}^2 - K_{\Delta v}^2 T_{\Delta v}^2 - K_{\Delta z}^2 T_{\Delta z}^2}$$

где  $T_{\Delta}$  - допуск перекоса осей вращения цилиндрических зубчатых колёс на длине  $L$ . Координату середины допуска размера  $\gamma_9$  находим по условию  $em_9 = -M_{\Delta z}$ .

Пример. Определить допуск перекоса осей отверстий корпуса для зубчатой передачи (см. рис.2.2). Для этой передачи  $a_w = 180$  мм;  $b_2 = 45$  мм.

По СТ СЭВ 641-77 для степени точности 8-предельные отклонения на перекос  $f_y = \pm 0,013/45$  мм/мм.

Отнеся предельные отклонения к внешним стенкам корпуса ( $L = 160$  мм – см.рис.2.40, а), получим

$$T_{\Delta} = 2 \frac{0,013 \cdot 160}{45} = 0,092 \text{ мм}.$$

Следовательно, характеристики исходного размера на длине  $L = 160$  мм;  $em_{\Delta} = 0$ ;

$t_{\Delta} = 0,092$  мм. Непосредственно в корпусе без промежуточных втулок установлены шариковые радиальные однорядные подшипники, поэтому из расчётной схемы на рис.2.4, б исключаются влияющие размеры  $\gamma_4, \gamma_8, \gamma_{13}$  и  $\gamma_{17}$ , относящиеся к втулкам.

При принятых ранее геометрических размерах определим реакции в опорах и построим пространственную схему сил, определим углы  $\beta$  между силами давления вала на опоры и плоскостью расположения валов (см. рис.2.3).

Так как осевые силы, действующие в зацеплении, воспринимаются опорами 2 и 4, то размеры  $\gamma_7$  и  $\gamma_{13}$  из расчётной схемы (см. рис.2.4,б) выпадают.



Коэффициенты приведения:  $\xi_9 = 1,0$ ;  $\xi_1 = \xi_5 = \xi_{10} = \xi_{14} = L/\ell = 160/135 = 1,185$ .  
Вертикальные составляющие сил давления валов на опоры 1, 2 и 3, 4 взаимно противоположны по направлению (см. рис.2.3). Учтём это в коэффициентах приведения

$$\begin{aligned}\xi_2 = \xi_3 &= -\frac{L}{\ell} \sin \beta_1 = -\frac{160}{135} \sin 71^\circ 30' = -1,125; \\ \xi_6 &= -\frac{L}{\ell} \sin \beta_2 = -\frac{160}{135} \sin 54^\circ 10' = -0,97; \\ \xi_{11} = \xi_{12} &= \frac{L}{\ell} \sin \beta_3 = \frac{160}{135} \sin 85^\circ 20' = 1,181;\end{aligned}$$

Предельные расчётные отклонения размера  $\gamma_9$

$$es'_9 = em_9 + 0,5T_9 = -0,066 + 0,5 \cdot 0,032 = -0,050 \text{ мм};$$

$$ei'_9 = em_9 - 0,5T_9 = -0,066 - 0,5 \cdot 0,032 = -0,082 \text{ мм}.$$

Итак, для размера  $\gamma_9$  имеем  $0_{-0,082}^{-0,050} \text{ мм}$ .

По результатам расчёта можно ориентировочно принимать допуск перекоса осей отверстий корпусной детали  $T_9 \approx (0,3 - 0,4)T_\Delta$ , где  $T_\Delta$  - допуск перекоса осей вращения зубчатых колёс, отнесённый к расстоянию  $L$  между внешними стенками корпуса. Допуск  $T_9$  несимметричный. Координату середины допуска определим по суммарной характеристике сопряжений с зазором  $em_9 = -M_{\Sigma z}$ .

#### *Параллельность осей валов цилиндрических зубчатых передач*

По СТ СЭВ 641-77 предельные отклонения от параллельности  $f_x$  осей вращения колёс симметричны и отнесены к ширине зубчатого колеса ( $f_x/B$ ). Для расчёта отклонения от параллельности осей отверстий корпуса их удобнее отнести к расстоянию  $L$  между внешними стенками корпуса (рис.2.1, а). Тогда

$$T_\Delta = 2 f_x \frac{L}{B}.$$

Для зубчатой передачи, изображённой на рис.2.1, а, на рис.2.4, б приведена расчётная схема  $\varphi$ . На схеме  $\varphi_\Delta$  - исходный размер - отклонение от параллельности осей вращения колёс;  $\varphi_9$  - отклонение от параллельности осей отверстий корпуса. Остальные влияющие размеры схемы  $\varphi$  совпадают с размерами схемы  $\gamma$ . Коэффициенты приведения для схемы  $\varphi$

$$\xi_9 = 1,0; \xi_1 = \xi_5 = \xi_{10} = \xi_{14} = \xi_4 = \xi_8 = \xi_{13} = \xi_{17} = L/\ell$$

Коэффициенты влияющих размеров, характеризующих сопряжения с зазорами, с учётом направления выборки зазоров определим по формулам

$$\xi_2 = \xi_3 = \frac{L}{\ell} \cos \beta_1; \xi_6 = \xi_7 = \frac{L}{\ell} \cos \beta_2;$$

$$\xi_{11} = \xi_{12} = \frac{L}{\ell} \cos \beta_3; \xi_{15} = \xi_{16} = \frac{L}{\ell} \cos \beta_4;$$

здесь  $\beta_1$ -  $\beta_4$  - углы между направлениями сил, действующих на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

Точность исходного размера достигают по методу взаимозаменяемости. Конкретные расчётные формулы совпадают с приведёнными для расчёта допуска на перекос осей отверстий корпуса.

По результатам расчётов допуск на отклонение от параллельности осей отверстий корпуса приближённо можно принимать симметричным и численно равным  $T_9 \approx (0,3...0,4)T_\Delta$ , где  $T_\Delta = 2f_x L / B$  – допуск на отклонение от параллельности осей вращения зубчатых колёс, отнесённый к расстоянию  $L$  между внешними стенками корпуса.

### Конические зубчатые передачи

*Совпадение вершины делительного конуса конической шестерни с осью вращения конического колеса*

На рис.2.5 приведен эскиз конической зубчатой передачи и расчетная схема  $E$ , выявляющая отклонения, вследствие которых вершина делительного конуса конической шестерни может не совпадать с осью вращения конического колеса. Предельное осевое смещение ( $\pm f_{am}$ ) устанавливает СТ СЭВ 186—75.

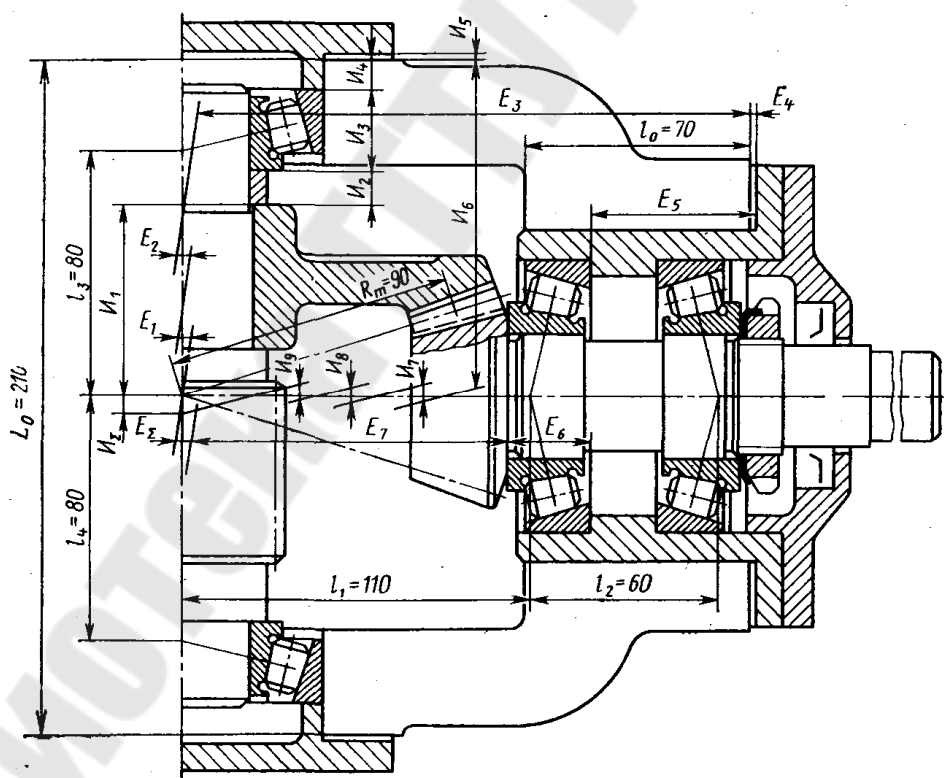


Рис.2.5. Расчётная схема

*Пример.* Для 8-й степени точности,  $m_n = 3$  мм и  $R_m$  до 100 мм предельное осевое смещение  $\pm 0,080$  мм. Следовательно,  $e_{m\Delta} = 0$ ;  $T_\Delta = 0,160$  мм.

Составляющие размеры:  $E_1$  и  $E_2$  - смещение центра дорожки качения наружного кольца подшипника в левой и правой опорах вала колеса (численно равно половине радиального биения дорожки качения наружного кольца);  $E_3$  - расстояние между осью отверстий в корпусе под опоры вала колеса и торцом прилива под стакан;  $E_4$  - толщина набора прокладок (компенсатор) между торцом прилива корпуса и фланцем стакана;  $E_5$  - расстояние от фланца до упорного буртика стакана;  $E_6$  - монтажная высота левого по схеме подшипника вала-шестерни;  $E_7$  - расстояние от упорного буртика вала-шестерни до вершины делительного конуса.

Коэффициенты приведения составляющих размеров

$$\xi_1 = -\frac{l_3}{l_3 + l_4} = -\frac{80}{160} = -0,5; \xi_2 = -\frac{l_4}{l_3 + l_4} = -\frac{80}{160} = -0,5;$$

$$\xi_5 = \xi_6 = \xi_7 = -1; \quad \xi_3 = \xi_4 = 1$$

Так как в расчётной схеме есть компенсатор  $E_4$ , то допуски на влияющие размеры  $E_3, E_5$  примем по  $\pm 1T12 / 2$ , а на размер  $E_7$  – по  $h12$ . Предельные отклонения размеров, относящихся к подшипникам, принимаем по справочнику. Так как смещение центра дорожки качения наружного кольца подшипника может быть направлено в любую сторону, то в расчётные формулы подставляем  $e_m = 0; T_0 = 0,035$  мм.

Составим расчётную таблицу (табл.2.2).

Размеры  $E_1$  и  $E_2$  – векторные величины, остальные размеры – скалярные. Для исходного размера можно принять  $d_\Delta = 0; K_\Delta = 1,0$  (большое число звеньев с однородными допусками).

Приняв  $T'_\Delta = \omega_\Delta$ , имеем

$$T'_\Delta = \frac{1}{1} \sqrt{2 \cdot 0,75^2 \cdot 0,5^2 \cdot 0,035^2 + 1,2^2 (0,46^2 + 0,3^2 + 0,5^2 + 0,35^2)} = 0,99 \text{ мм}$$

Таблица 2.2

Размер	С	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчётные			$\alpha$	К
		$Y_{ei}^{es}$	$e_m$	T	$Y'_{ei}^{es}$	$e_m'$	T'		
$E_\Delta$	-	$0 \pm 0,08$	0	0,16	-	-	-	0	1
$E_1$	-0,5	$0^{+0,035}$	0	0,035	-	-	-		0,75
$E_2$	-0,5	$0^{+0,035}$	0	0,035	-	-	-		0,75
$E_3$	1	$188 \pm 0,23$	0	0,46	-	-	-	1,2	
$E_4$	1	-	-	-	$0,6 \pm 0,5$	0	1,0		
$E_5$	-1	$70,85 \pm 0,15$	0	0,3	-	-	-		
$E_6$	-1	$22,75 \pm 0,25$	0	0,5	-	-	-		
$E_7$	-1	$95_{-0,35}$	-0,175	0,35	-	-	-	0,1	

Принимаем  $Y_k = 0,6$  мм.

Проверим согласование номинальных размеров:

$$E_{\Delta} = 188 + 0,6 - 70,85 - 22,75 - 95 = 0.$$

Расчётная координата середины допуска по формулам из предыдущего примера

$$em'_{\Delta} = -1[-0,18 + 0,1 \cdot 0,35] = 0,14 \text{ мм}$$

$$em'_k = \frac{1}{1}(0 - 0,14) = -0,14 \text{ мм}$$

Тогда максимальный размер компенсатора

$$Y'_{k \max} = 0,6 - 0,14 + \frac{0,5 \cdot 0,99}{1} = 0,955 \text{ мм}$$

Выполняя условие, принимаем толщину первой самой тонкой прокладки  $h_1 = 0,15$  мм ( $0,15 < 0,16$  мм). Толщина последней прокладки набора  $h_m \geq 0,5 \cdot 0,955 = 0,477$  мм. Тогда толщины других прокладок  $h_2 = 0,3$  мм;  $h_3 = 0,6$  мм. Проверим выполнение условия:  $0,15 + 0,3 + 0,6 > 0,955$ . Таким образом, точность совпадения вершины делительного конуса конической шестерни с осью вращения конического колеса может быть обеспечена применением компенсатора – набора прокладок с толщинами  $h_1 = 0,15$  мм;  $h_2 = 0,3$  мм;  $h_3 = 0,6$  мм.

*Совпадение вершины делительного конуса конического колеса с осью вращения конической шестерни*

Расчётная схема И (см. рис.2.5) определяет смещение вершины делительного конуса колеса с оси вращения шестерни. Предельное осевое смещение устанавливает СТ СЭВ 186-75.

Влияющие размеры:  $I_1$  – размер конического колеса от базового торца до вершины делительного конуса;  $I_2$  – размер дистанционного кольца;  $I_3$  – монтажная высота подшипника;  $I_4$  – расстояние между торцовыми поверхностями в крышке подшипников;  $I_5$  – компенсатор – набор прокладок;  $I_6$  – расстояние в корпусе от торца до оси отверстия под стакан;  $I_7$  – смещение осей отверстия и наружной поверхности стакана;  $I_8$  – смещение центра дорожки качения наружного кольца левого подшипника вала-шестерни;  $I_9$  – то же, для правого подшипника.

Коэффициенты приведения влияющих размеров

$$\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = \xi_4 = 1,0; \xi_5 = \xi_6 = \xi_7 = 1;$$

$$\xi_8 = \frac{l_1 + l_2}{l_2}; \xi_9 = \frac{l_1}{l_2},$$

здесь, так же, как и для схемы Е,  $a_{\Delta} = 0$ ;  $K_{\Delta} = 0$ .

Размеры  $I_7$ ,  $I_8$ ,  $I_9$  – векторные величины, остальные – скалярные. Необходимая точность исходного размера обеспечивается компенсатором (размер  $I_5$ ). Компенсатор рассчитываем по тем же зависимостям, что и для схемы Е.

*Угол между осями вращения конических колёс в передаче*

Расчётная схема  $\varphi$  (рис.2.6) выявляет отклонения, влияющие на точность угла между осями вращения конических колёс.

По СТ СЭВ 186-75 на этот параметр установлены симметричные отклонения  $\pm E_{\Delta}$  на длине среднего конусного расстояния  $R_m$ .

Следовательно, параметры исходного размера  $e_{m\Delta} = 0$ ;  $T_{\Delta} = 2|E_{\Delta}|/R$  мм/мм.

Для расчётов допуск  $T_{\Delta}$  удобнее отнести к условной длине  $L_0$

$$T_{\Delta} = \frac{2|E_{\Delta}|L_0}{R}$$

где  $L_0$  – условная длина (200, 300, 500 мм или расстояние между платиками).

Влияющие размеры:  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – отклонение от соосности дорожек качения наружных колец подшипников (правого и левого – см. рис. 2.5)

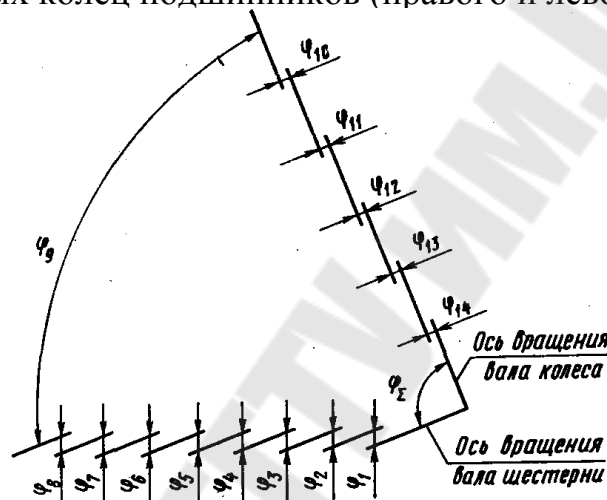


Рис.2.6. Расчётная схема

вала-шестерни;  $\varphi_3$  и  $\varphi_4$  - зазоры в сопряжении наружных колец правого и левого подшипников вала-шестерни с отверстием стакана;  $\varphi_5$  - радиальный зазор в подшипнике вала-шестерни, не нагруженном внешней осевой силой;  $\varphi_6$  - отклонение от параллельности оси наружного цилиндра стакана общей оси его отверстий;  $\varphi_7$  - зазор в сопряжении стакана с отверстием корпуса;  $\varphi_8$  - поворот стакана в отверстии корпуса за счет конусности стакана и отверстия;  $\varphi_9$  - угол между осями отверстий корпуса;  $\varphi_{10}$  и  $\varphi_{11}$  - отклонение от соосности наружных колец подшипников вала колеса;  $\varphi_{12}$  и  $\varphi_{13}$  - зазоры в сопряжении наружных колец подшипников вала колеса с отверстием корпуса;  $\varphi_{14}$  - радиальный зазор в подшипнике вала колеса, не нагруженном внешней осевой силой.

Если все допуски отнести к условной длине  $L_0$ , то для коэффициентов приведения влияющих размеров можно записать

$$\xi_1 = \xi_2 = \frac{L_0}{l_2}; \xi_3 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_1; \xi_4 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_2,$$

где  $l_2$  – расстояние между подшипниками вала-шестерни (см. рис.2.5);  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы между направлениями сил, действующих на правую и левую опоры вала-шестерни, и плоскостью, в которой расположены оси валов (рис.2.7).

Если внешнюю осевую силу воспринимает левая опора, то  $\xi_5 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_1$ . В противном случае  $\xi_5 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_2$ .

Остальные коэффициенты:  $\xi_6 = \xi_8 = \frac{L_0}{l_0}$ , где  $l_0$  – длина наружного цилиндра стакана;  $\xi_7 = \frac{L_0}{l_0} \cos \beta_1$ ;  $\xi_9 = \frac{L_0}{L_0} = 1$ ;  $\xi_{10} = \xi_{11} = \frac{L_0}{l_k}$ , где  $l_k = l_3 + l_4$  – расстояние между подшипниками вала колеса;

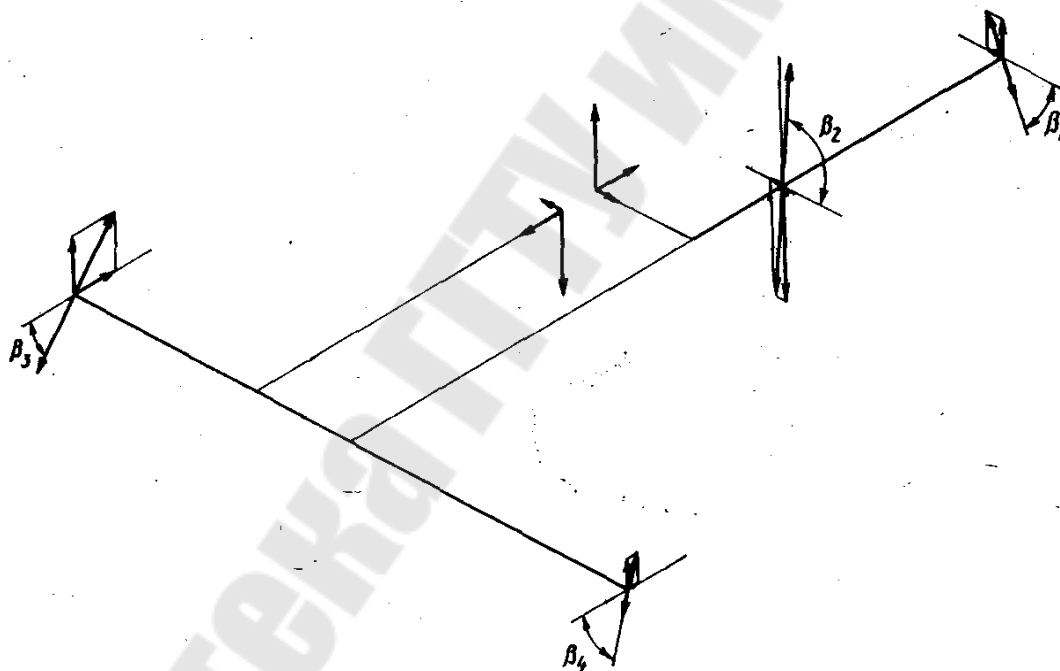


Рис.2.7. Расчётная схема

$\xi_{12} = \frac{L_0}{l_k} \cos \beta_3$ , где  $\beta_3$  – угол между направлением действия силы на верхнюю (см.рис.2.5) опору вала колеса и плоскостью расположения валов конической передачи;  $\xi_{13} = \frac{L_0}{l_k} \cos \beta_4$ , где  $\beta_4$  – соответствующий угол для нижней (см. рис.2.5) опоры вала колеса;  $\xi_{14} = \frac{L_0}{l_k} \cos \beta_4$ , если

внешнюю осевую силу воспринимает верхняя по рис.2.5 опора вала колеса; в противном случае  $\xi_{14} = \frac{L_0}{\ell_k} \cos \beta_3$ .

В схеме  $\varphi$  размеры  $\varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_7, \varphi_{12}, \varphi_{13}, \varphi_{14}$  – скалярные величины, размеры  $\varphi_3, \varphi_4, \varphi_7, \varphi_{12}$  и  $\varphi_{13}$  – зазоры в цилиндрических сопряжениях, и  $\varphi_5$  и  $\varphi_{14}$  – зазоры между телами качения и кольцами. Размеры  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_6, \varphi_8, \varphi_{10}$  и  $\varphi_{11}$  – векторные величины.

Допуск угла между осями отверстий корпуса

$$T_9 = \frac{1}{K_9} \sqrt{K_{\Delta}^2 T_{\Delta}^2 - K_{\Delta x}^2 T_{\Delta x}^2 - K_{\Delta z}^2 T_{\Delta z}^2}.$$

Координата середины допуска размера  $\varphi_9$  по условию  $em_9 = -M_{\Delta z}$ .

Сумма характеристик рассеивания векторных величин

$$K_{\Delta x}^2 T_{\Delta x}^2 = 0,75^2 \left[ \left( \frac{L_0}{\ell_2} \right)^2 (T_{x1}^2 + T_{x2}^2) + \left( \frac{L_0}{\ell_0} \right)^2 (T_{x6}^2 + T_{x8}^2) + \left( \frac{L_0}{\ell_k} \right)^2 (T_{x10}^2 + T_{x11}^2) \right].$$

При выполнении требований к форме и точности расположения поверхностей стаканов, приведённых ниже, для упрощения расчётов размеры  $\varphi_6$  и  $\varphi_8$  вследствие их малого влияния на конечный результат из расчётной формулы можно исключить.

Сумма характеристик рассеивания сопряжений с зазором

$$K_{\Delta z}^2 T_{\Delta z}^2 = \frac{1}{4} \left\{ \sum_i \left[ \xi_i^2 (K_{ai}^2 T_{ai}^2 + K_{bi}^2 T_{bi}^2) \right] + \sum_j \xi_j^2 K_{zj}^2 T_{zj}^2 \right\},$$

$i = 3, 4, 7, 12, 13; j = 5, 14.$

Суммарная характеристика сопряжений с зазором

$$M_{\Delta z} = \frac{1}{2} \left\{ \sum_i \xi_i \left[ \left( em_{ai} + \alpha_{ai} \frac{T_{ai}}{2} \right) - \left( em_{bi} + \alpha_{bi} \frac{T_{bi}}{2} \right) + \sum_j 0,5 \xi_j T_j \right] \right\},$$

$i = 3, 4, 7, 12, 13; j = 5, 14.$

Для радиально-упорных подшипников радиальный зазор определяют по осевому зазору  $z_8$ :  $T_z = z_8 \operatorname{tg} \alpha$ , где  $\alpha$  - угол контакта радиально-упорного подшипника.

Пример. Определить допуск угла между осями отверстий в корпусе конической зубчатой передачи, изображённой на рис.2.5.

Для этой передачи по СТ СЭВ 186-75 при  $R_m$  до 100 мм и сопряжения. В предельные отклонения межосевого угла передачи  $\pm 0,060$  мм.

Отнеся предельные отклонения к расстоянию между пластиками ( $L_0 = 210$  мм), получим

$$T_{\Delta} = \frac{2 |E_{\Delta}| L_0}{R_m} = \frac{2 \cdot 0,60 \cdot 210}{90} = 0,280 \text{ мм}.$$

Таким образом, характеристики исходного размера на длине  $L_0$ :  $em_\Delta = 0$ ;  $T_\Delta = 0,280$  мм. При принятых ранее геометрических размерах определим реакции в опорах, построим пространственную схему сил и найдём углы  $\beta$  между векторами сил, действующих со стороны валов на опоры, и плоскостью расположения валов (рис.2.7).

Коэффициенты приведения:

$$\xi_1 = \xi_2 = \frac{L_0}{\ell_2} = \frac{210}{60} = 3,5; \xi_3 = \frac{L_0}{\ell_2} \cos \beta_1 = \frac{210}{60} \cos 64^\circ 30' = 1,51;$$

$$\xi_4 = \frac{L_0}{\ell_2} \cos \beta_2 = \frac{210}{60} \cos 87^\circ 50' = 0,132; \xi_5 = \frac{L_0}{\ell_2} \cos \beta_1 = \frac{210}{60} \cos 64^\circ 30' = 1,51;$$

$$\xi_7 = \frac{L_0}{\ell_0} \cos \beta_1 = \frac{210}{70} \cos 64^\circ 30' = 1,29; \xi_9 = 1,0; \xi_{10} = \frac{L_0}{\ell_\kappa} = \frac{210}{160} = 1,31;$$

$$\xi_{12} = \frac{L_0}{\ell_\kappa} \cos \beta_3 = \frac{210}{160} \cos 51^\circ 10' = 0,82; \xi_{13} = \xi_{14} = \frac{L_0}{\ell_\kappa} \cos \beta_4 = \frac{210}{160} \cos 82^\circ 40' = 0,17$$

Таблица 2.3

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчётные			$\alpha$	K
		$Y_{ei}^{es}$	em	T	$Y_{ei}^{es}$	em'	T'		
$\varphi_\Delta$	-	$0 \pm 0,125$	0	0,25	-	-	-	0	1,0
$\varphi_1$	3,5	$0^{+0,035}$	0	0,035	-	-	-	0	0,75
$\varphi_2$	3,5	$0^{+0,035}$	0	0,035	-	-	-	0	0,75
$\varphi_3$	1,51	$80 \begin{matrix} +0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0175 \\ -0,0075 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,035 \\ 0,015 \end{matrix}$	-	-	-	$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2
$\varphi_4$	0,132	$80 \begin{matrix} +0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0175 \\ -0,0075 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,035 \\ 0,015 \end{matrix}$	-	-	-	$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2
$\varphi_5$	1,51	$0^{+0,020}$	-	0,020	-	-	-	0	1,0
$\varphi_7$	1,29	$95 \begin{matrix} +0,035 \\ -0,022 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0175 \\ -0,011 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,035 \\ 0,022 \end{matrix}$	-	-	-	$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2
$\varphi_9$	1	-	-	-	$0 \begin{matrix} -0,003 \\ -0,178 \end{matrix}$	-0,09	0,175		
$\varphi_{10}$	1,31	$0^{+0,035}$	-	0,035	-	-	-	0	0,75
$\varphi_{11}$	1,31	$0^{+0,035}$	-	0,035	-	-	-	0	0,75
$\varphi_{12}$	0,82	$80 \begin{matrix} +0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0175 \\ -0,0075 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,035 \\ 0,015 \end{matrix}$	-	-	-	$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2
$\varphi_{13}$	0,17	$80 \begin{matrix} +0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0175 \\ -0,0075 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,035 \\ 0,015 \end{matrix}$	-	-	-	$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2
$\varphi_{14}$	0,17	$0^{+0,020}$	-	0,020	-	-	-	0	1,0

Составим расчётную таблицу (табл.2.3).

Определим величины, входящие в формулу для нахождения  $T_9$ .

Сумма характеристик рассеивания векторных величин

$$K_{\Delta x}^2 T_{\Delta x}^2 = 0,75^2 (3,5^2 \cdot 2 \cdot 0,035^2 + 1,31^2 \cdot 2 \cdot 0,035^2) = 0,019 \text{ мм}^2$$



Сумма характеристик рассеивания сопряжений с зазором

$$K_{\Delta Z}^2 T_{\Delta Z}^2 = \frac{1}{4} [1,51^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + 0,132^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + 0,02^2 + 1,29^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,022^2) + 0,82^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + 0,17^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + 0,02^2] = 0,0026 \text{ мм}^2$$

Суммарная характеристика сопряжений с зазором

$$M_{\Delta Z} = \frac{1}{2} \{ 3,5 [0,0175 - (-0,0075) + (-0,1)0,035 + (-0,1)0,015] + 0,1 + 0,0175 - (-0,011) + (-0,1)0,035 + (-0,1)0,022 \} = 0,096 \text{ мм};$$

тогда  $em_9 = -M_{\Delta Z} = -0,096 \text{ мм}$ .

Так как число влияющих размеров больше пяти, то принимаем  $K_{\Delta} = 1,0$ . Подставив полученные данные в расчётную формулу, определим допуск размера  $\phi_9$  (угла между осями отверстий корпуса)

$$T_9 = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,28^2 - 0,019 - 0,0026} = 0,198 \text{ мм}$$

Предельные расчётные отклонения размера  $\phi_9$

$$es'_9 = em_9 + 0,5T_9 = -0,096 + 0,5 \cdot 0,198 = +0,003 \text{ мм};$$

$$ei'_9 = em_9 - 0,5T_9 = -0,096 - 0,5 \cdot 0,198 = -0,195 \text{ мм}.$$

По результатам расчёта можно ориентировочно принимать допуск угла между осями отверстий корпусной детали  $T_9 = (0,6 \dots 0,7)T_{\Delta}$ , где  $T_{\Delta}$  - допуск угла между осями вращения конических колёс, отнесённый к размеру  $L_0$  между платиками корпуса. Допуск  $t_9$  несимметричный. Координату середины допуска определим по суммарной характеристике сопряжений с зазором  $em_9 = -M_{\Delta Z}$ .

*Расстояние между осями вращения конических колёс*

На рис.2.8 приведена расчётная схема  $T$ , определяющая межосевое

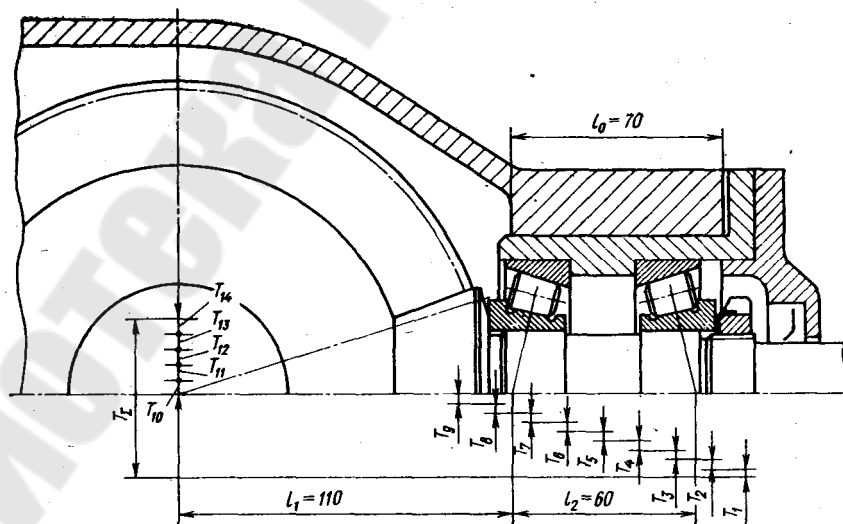


Рис.2.8. Расчётная схема

расстояние передачи. ПО СТ СЭВ 186-75 на этот параметр установлены симметричные отклонения, поэтому характеристики исходного размера  $em_{\Delta} = 0$ ;  $T_{\Delta} = 2 |f_a|$ .

Влияющие размеры схемы Т:

$T_1$  и  $T_2$  – отклонение от соосности дорожек качения наружных колец левого и правого подшипников вала-шестерни;  $T_3$  и  $T_4$  – зазоры в сопряжении наружных колец левого и правого подшипников вала-шестерни с отверстием стакана;  $T_5$  – радиальный зазор в подшипнике вала-шестерни, не нагруженном внешней осевой силой;  $T_6$  – отклонение от соосности оси наружного цилиндра стакана относительно общей оси его отверстий;  $T_7$  – отклонение от параллельности оси наружного цилиндра стакана общей оси его отверстий;  $T_8$  – зазор в сопряжении стакана с отверстием корпуса;  $T_9$  – межосевое расстояние в корпусе;  $T_{10}$  и  $T_{11}$  – отклонение от соосности наружных колец подшипников вала колеса;  $T_{12}$  и  $T_{13}$  – зазоры в сопряжении наружных колец подшипников вала колеса с отверстиями корпуса;  $T_{14}$  – радиальный зазор в подшипнике вала колеса, не нагруженном внешней осевой силой.

Коэффициенты приведения влияющих размеров

$$\xi_1 = \frac{l_1 + l_2}{l_2}; \xi_2 = \frac{l_1}{l_2}; \xi_3 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} \sin \beta_2; \xi_4 = \frac{l_1}{l_2} \sin \beta_1;$$

где  $\beta_2$  и  $\beta_1$  – углы между направлениями сил, действующих в левой и правой опорах вала-шестерни, и плоскостью, в которой расположены оси

валов;  $\xi_5 = \frac{l_1}{l_2} \sin \beta_1$ , если внешнюю силу воспринимает левый

подшипник вала-шестерни; в противном случае

$\xi_5 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} \sin \beta_2$ ;  $\xi_6 = 1,0$ ,  $\xi_7 = \frac{l_0 + l_1}{l_0}$ , где  $l_0$  – длина наружного

цилиндра стакана;

$$\xi_8 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} \sin \beta_2; \xi_9 = 1,0, \xi_{10} = \frac{l_3}{l_k}; \xi_{11} = \frac{l_4}{l_k},$$

где  $l_3$  и  $l_4$  – расстояния от подшипников вала колеса до оси шестерни;  $l_k = l_3 + l_4$  – расстояние между подшипниками вала колеса;

$\xi_{12} = \frac{l_3}{l_k} \sin \beta_3$ ;  $\xi_{13} = \frac{l_4}{l_k} \sin \beta_4$ , где  $\beta_3$  и  $\beta_4$  – углы между

направлениями сил, действующих в опорах вала колеса, и плоскостью, в

которой расположены оси валов;  $\xi_{14} = \frac{l_4}{l_k} \sin \beta_4$ , если внешнюю осевую

силу воспринимает верхний (по рис.2.5) подшипник вала колеса; если внешнюю осевую силу воспринимает нижний (по рис.2.5) подшипник вала

колеса, то  $\xi_{14} = \frac{\ell_3}{\ell_\kappa} \sin \beta_3$ . Размеры  $T_1, T_2, T_6, T_7, T_{10}, T_{11}$  – векторные величины, а  $T_3, T_4, T_5, T_8, T_9, T_{12}, T_{13}, T_{14}$  – скалярные.

Следует отметить также, что размеры  $T_6, T_7$  и  $T_9$  вследствие их малости при обычных расчётах можно во внимание не принимать.

Расчётные зависимости можно получить аналогично предыдущему случаю.

Пример. Определим отклонения межосевого расстояния конической зубчатой передачи, представленной на рис.2.5. Для этой передачи по СТ СЭВ 186-75 при  $R_m$  до 100 мм в степени точности 7 предельные отклонения межосевого расстояния  $\pm 0,020$  мм. Таким образом, характеристики исходного размера  $em_\Delta = 0$ ;  $T_\Delta = 0,040$  мм.

При принятых ранее геометрических размерах определим реакции в опорах, построим пространственную схему сил и рассчитаем углы  $\beta$  между векторами сил со стороны валов на опоры и плоскостью расположения валов (см. рис.2.5, 2.7).

Коэффициенты приведения

$$\xi_1 = \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_2} = \frac{110 + 60}{60} = 2,84; \xi_2 = \frac{\ell_1}{\ell_2} = \frac{110}{60} = 1,83;$$

$$\xi_3 = \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_2} \sin \beta_2 = \frac{110 + 60}{60} \sin 87^\circ 50' = 2,83;$$

$$\xi_4 = \frac{\ell_1}{\ell_2} \sin \beta_1 = \frac{110}{60} \sin 64^\circ 30' = 1,65;$$

$$\xi_5 = \frac{\ell_1}{\ell_2} \sin \beta_1 = \frac{110}{60} \sin 64^\circ 30' = 1,65;$$

$$\xi_8 = \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_2} \sin \beta_2 = \frac{110 + 60}{60} \sin 87^\circ 50' = 2,83;$$

$$\xi_{10} = \frac{\ell_3}{\ell_\kappa} = \frac{80}{160} = 0,5; \xi_{11} = \frac{\ell_4}{\ell_\kappa} = \frac{80}{160} = 0,5;$$

$$\xi_{12} = \frac{\ell_3}{\ell_\kappa} \sin \beta_3 = \frac{80}{160} \sin 51^\circ 10' = 0,39;$$

$$\xi_{13} = \frac{\ell_4}{\ell_\kappa} \sin \beta_4 = \frac{80}{160} \sin 82^\circ 40' \approx 0,5;$$

$$\xi_{14} = \frac{\ell_4}{\ell_\kappa} \sin \beta_4 = \frac{80}{160} \sin 82^\circ 40' \approx 0,5$$

Составим расчётную таблицу (табл.2.4).

Таблица 2.4

Размер	С	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчётные			α	К
		$Y_{ei}^{es}$	em	T	$Y_{ei}'^{es}$	em'	T'		
$T_\Delta$	-	$0 \pm 0,020$	0	0,040				0	1,0
$T_1$	2,84	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
$T_2$	1,83	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
$T_3$	2,83	$80^{+0,035}$ $-0,015$	$0,0175$ $-0,0075$	$0,035$ $0,015$				$-0,1$ $0,1$	

T <sub>4</sub>	1,65	$80 \begin{matrix} +0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\frac{0,0175}{-0,0075}$	$\frac{0,035}{0,015}$				$\frac{-0,1}{0,1}$	
T <sub>5</sub>	1,65	0 <sup>+0,020</sup>	0	0,020				0	1,2
T <sub>8</sub>	2,83	$95 \begin{matrix} +0,035 \\ -0,022 \end{matrix}$	$\frac{0,0175}{-0,011}$	$\frac{0,035}{0,022}$				$\frac{-0,1}{0,1}$	
T <sub>9</sub>	1,0	-	-	-	0±0,015	0	0,03	0	
T <sub>10</sub>	0,5	0 <sup>+0,035</sup>	0	0,035				0	0,75
T <sub>11</sub>	0,5	0 <sup>+0,035</sup>	0	0,035				0	0,75
T <sub>12</sub>	0,39	$80 \begin{matrix} +0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\frac{0,0175}{0,0075}$	$\frac{0,035}{0,015}$				$\frac{-0,1}{0,1}$	1,2
T <sub>13</sub>	0,5	$80 \begin{matrix} +0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\frac{0,0175}{0,0075}$	$\frac{0,035}{0,015}$				$\frac{-0,1}{0,1}$	1,2
T <sub>14</sub>	0,5	0 <sup>+0,020</sup>	0	0,020				0	1,2

Как видно по табл.2.4, большая часть составляющих размеров имеет допуски, примерно равные допуску исходного размера. Расчёты показывают, что сумма погрешностей всех размеров даже без учёта T<sub>9</sub> значительно превышает допуск исходного размера ( $\omega'_{\Delta} = 0,4 \text{ мм} > T_{\Delta} = 0,040 \text{ мм}$ ).

Анализ табличных данных показывает, что наибольшее влияние оказывают погрешности, связанные с левым подшипником вала-шестерни, стакана сопряжением с корпусом, установкой подшипников в стакане (для всех этих случаев большие значения коэффициента приведения). На размер T<sub>9</sub> можно рекомендовать допуск T<sub>9</sub> ≈ (0,7 ... 0,8)f<sub>a</sub>.

Как следует из расчётов, допуски f<sub>a</sub> по СТ СЭВ 186-75 очень жёсткие и значительное число передач имеет действительные отклонения исходного размера, намного превосходящие регламентированные стандартом отклонения.

## Червячные передачи

### Межосевое расстояние

На рис.2.9 приведены расчётные схемы червячной передачи. На рис.2.9, а опоры червяка III и IV – радиально-упорные подшипники, поставленные «враспор». На рис.2.9, б III – фиксирующая опора червяка (два радиально-упорных подшипника), IV – плавающая опора (радиальный подшипник). На схемах обозначены: A<sub>1</sub>, A<sub>3</sub>, A<sub>7</sub>, A<sub>9</sub> – отклонения от соосности дорожек качения наружных колец подшипников вала колеса и вала червяка; A<sub>2</sub>, A<sub>4</sub>, A<sub>8</sub>, A<sub>10</sub> – зазоры между кольцами подшипников и отверстием корпусной детали (стакана); A<sub>5</sub>, A<sub>11</sub> – зазоры между телами качения и кольцами в подшипниках вала колеса и червяка, не воспринимающих внешнюю осевую нагрузку; A<sub>6</sub> – межосевое расстояние корпусной детали; A<sub>12</sub> – отклонение от соосности внешнего цилиндра стакана и его отверстия; A<sub>13</sub> – зазор между стаканом и отверстием корпуса. Размеры A<sub>1</sub>, A<sub>3</sub>, A<sub>7</sub>, A<sub>9</sub> и A<sub>12</sub> – векторные величины, остальные – скалярные.

Допуск исходного размера T<sub>Δ</sub> = 2 |f<sub>ar</sub>|, где показатель ±f<sub>ar</sub> принимают по СТ СЭВ 311-76.

Допуски всех размеров, кроме  $A_6$ , известны. Выполняя такие же действия, как для зубчатой цилиндрической передачи, определяют допуск и

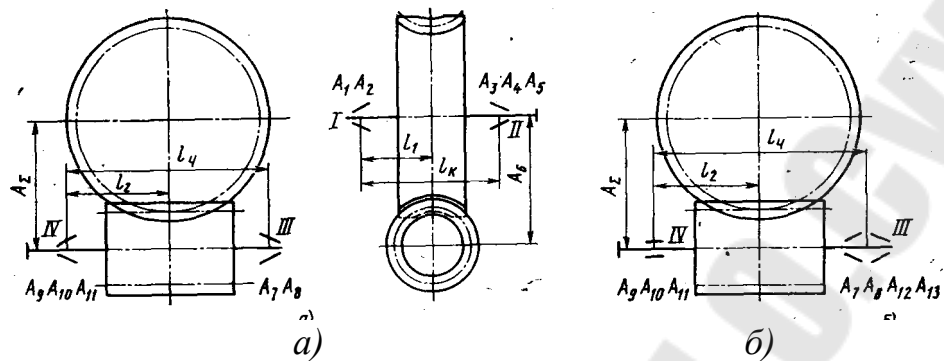


Рис.2.9. Расчётная схема

предельные отклонения размера  $A_6$ , которые затем проставляют на чертеже корпуса. Коэффициенты приведения размеров

$$\xi_1 = \frac{l_K - l_1}{l_K}; \xi_2 = \frac{l_K - l_1}{l_K} \cos \beta_1; \xi_3 = \frac{l_1}{l_K}; \xi_4 = \frac{l_1}{l_K} \cos \beta_2;$$

$$\xi_5 = \frac{l_K - l_1}{l_K} \cos \beta_1, \text{ если внешнюю осевую силу воспринимает}$$

подшипник опоры II, или  $\xi_5 = \frac{l_1}{l_K} \cos \beta_2$ , если внешнюю осевую силу воспринимает подшипник опоры I;  $\xi_6 = 1,0$ ;

$$\xi_2 = \frac{l_K - l_1}{l_K} \cos \beta_1; \xi_3 = \frac{l_1}{l_K}; \xi_4 = \frac{l_1}{l_K} \cos \beta_2; \xi_5 = \frac{l_K - l_1}{l_K} \cos \beta_1.$$

если внешнюю осевую силу воспринимает подшипник опоры II, или

$$\xi_5 = \frac{l_1}{l_K} \cos \beta_2, \text{ если внешнюю осевую силу воспринимает}$$

подшипник

опоры

$$I; \xi_6 = 1,0; \xi_7 = \frac{l_2}{l_4}; \xi_8 = \frac{l_2}{l_4} \cos \beta_3; \xi_9 = \frac{l_4 - l_2}{l_K}; \xi_{10} = \frac{l_4 - l_2}{l_4} \cos \beta_4; \xi_{11} = \frac{l_2}{l_4} \cos \beta_3;$$

если внешнюю осевую силу воспринимает подшипник опоры IV

$$\text{или} \quad \xi_{11} = \frac{l_4 - l_2}{l_4} \cos \beta_4,$$

если эту силу воспринимает подшипник опоры III

$$\xi_{12} = \frac{\ell_2}{\ell_4}; \xi_{13} = \frac{\ell_2}{\ell_4} \cos \beta_3;$$

здесь  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$  – углы между направлениями векторов сил, действующих на опоры I, II, III, IV, и вертикальными плоскостями, проходящими через оси вала колеса и вала червяка.

Для размера  $A_7$ , относящегося к опоре IV с двумя рядом расположенными подшипниками, в расчётных зависимостях следует писать  $0,5 \xi_7^2 K_7^2 T_7^2$ .

*Перекося осей валов*

Допуск перекося осей вращения валов

$$T_{\Delta} = \frac{2|f_{\Sigma r}|L_0}{B},$$

где  $B$  – ширина зубчатого червячного венца колеса;  $f_{\Sigma r}$  – отклонение межосевого угла передачи СТ СЭВ 311-76);  $L_0$  – условная длина, равная 100, 150, 300, 500 мм или расстоянию между платиками опор червяка или колеса.

На рис.2.10 обозначены:  $\psi_1, \psi_2, \psi_7, \psi_8$  – отклонения от соосности дорожек качения наружных колец подшипников валов колеса и червяка;  $\psi_3, \psi_4, \psi_9, \psi_{10}$  – зазоры между наружными кольцами подшипников и отверстием корпуса (стакана);  $\psi_5, \psi_{11}$  – зазоры между телами качения и кольцами подшипников вала колеса и червяка, не воспринимающих внешнюю осевую нагрузку;  $\psi_6$  – угол между осями отверстий корпуса;  $\psi_{12}$  – отклонение от соосности внешнего цилиндра стакана и его отверстия;  $\psi_{13}$  – зазор в сопряжении стакана с корпусом.

Коэффициенты приведения

$$\xi_1 = \xi_2 = \frac{L_0}{\ell_{\kappa}}; \xi_3 = \frac{L_0}{\ell_{\kappa}} \sin \beta_1; \xi_4 = \frac{L_0}{\ell_{\kappa}} \sin \beta_2;$$

$$\xi_5 = \frac{L_0}{\ell_{\kappa}} \sin \beta_1,$$

если внешнюю осевую силу  $P_0$  воспринимает подшипник опоры II

или 
$$\xi_5 = \frac{L_0}{\ell_{\kappa}} \sin \beta_2,$$

если её воспринимает подшипник опоры I: 
$$\xi_6 = \frac{L_0}{L},$$

где  $L$  – расстояние между платиками.

$$\xi_7 = \xi_8 = \xi_{12} = \frac{L_0}{\ell_4}; \xi_9 = \frac{L_0}{\ell_4} \sin \beta_3; \xi_{10} = \frac{L_0}{\ell_4} \sin \beta_4; \xi_{11} = \frac{L_0}{\ell_4} \sin \beta_3;$$

если  $P_0$  воспринимает подшипник опоры IV; 
$$\xi_{11} = \frac{L_0}{\ell_4} \sin \beta_4;$$

если  $P_0$  воспринимает подшипник опоры III;  $\xi_{13} = \frac{L_0}{l_4} \sin \beta_4$ .

Для  $\psi_7$  в расчётах зависимостях следует использовать  $0,5 \xi_{77}^2 K^2 T^2$ .

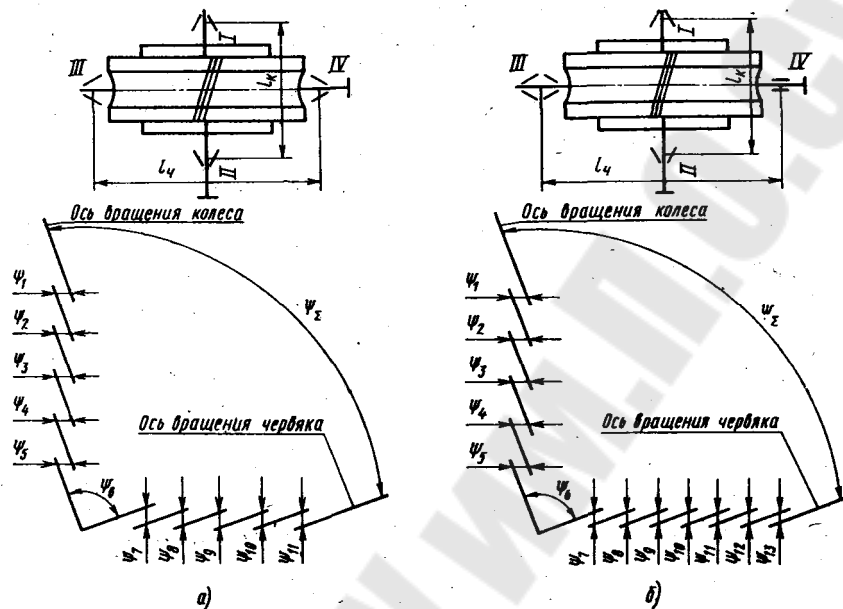


Рис.2.10. Расчётная схема

Допуски всех размеров, известны, поэтому, делая переходы, аналогичные выполненным для зубчатых или конических передач, определяют допуск и предельные отклонения размера  $\psi_6$ , которые проставляют на чертеже корпусной детали.

*Совпадение средней плоскости зубчатого червячного венца колеса с осью вращения червяка*

По СТ СЭВ 311—76 одним из показателей, обеспечивающих выполнение норм контакта, является предельное смещение  $\pm fx$  средней плоскости зубчатого червячного венца колеса в передаче. Допуск смещения средней плоскости червячного колеса в передаче  $T_\Delta = 2 (fx)$  следует рассматривать как допуск расстояния между средней плоскостью червячного колеса и плоскостью, перпендикулярной его оси и проходящей через ось червяка в собранной передаче.

Требуемую точность осевого положения червячного колеса обеспечивают применением компенсаторов.

На рис.2.11 приведена расчетная схема  $P$ . На схеме обозначены:  $P_\Delta$  - исходный размер - расстояние между средней плоскостью зубчатого червячного венца колеса и осью червяка;  $P_1$  - расстояние в корпусе между осью отверстий под подшипники вала червяка и платиком;  $P_2$  - размер компенсатора;  $P_3$  - расстояние между торцами крышки подшипника;  $P_4$  -

монтажная высота конического роликоподшипника;  $P_5$  - расстояние между буртиками вала;  $P_6$  - расстояние между средней плоскостью зубчатого червячного венца колес и торцом ступицы.

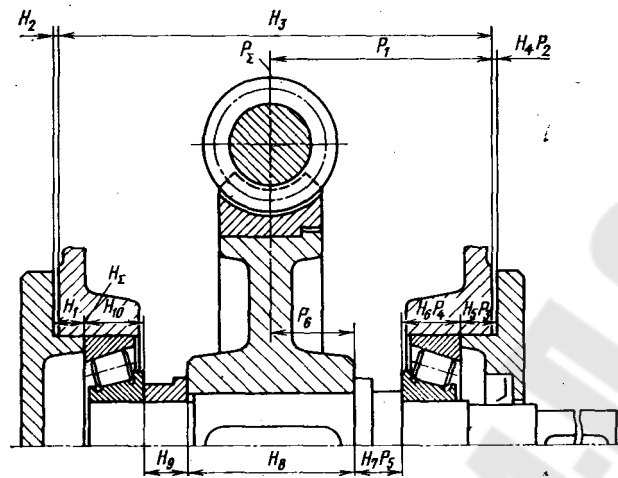


Рис.2.11.Расчётная схема

Для расчетной схемы Р коэффициенты приведения  $\xi_1 = \xi_2 = -1,0$ ;  
 $\xi_3 = \xi_4 = \xi_5 = \xi_6 = 1,0$ .

На этом же рисунке показана расчетная схема Н, определяющая осевой зазор подшипников вала колеса. Требуемая величина зазора достигается применением компенсаторов. На рис.2.11 обозначены:  $H_2$  (исходный размер) - осевой зазор подшипников;  $H_1, H_5, P_3$  - расстояния между торцами крышек подшипников;  $H_2, H_4P_2$  - размер компенсатора;  $H_3$  - расстояние между пластинами корпусной детали;  $H_{10}, H_6P_4$  - монтажная высота конического роликоподшипника;  $H_7P_5$  - расстояние между буртиками вала;  $H_8$  - длина ступицы червячного колеса;  $H_9$  - размер дистанционной втулки.

Коэффициенты приведения для схемы Н:  $\xi_1 = \xi_5 = \xi_6 = \xi_7 = \xi_8 = \xi_9 = \xi_{10} = -1,0$ ;  $\xi_2 = \xi_3 = \xi_4 = 1,0$ .

Как видно, некоторые размеры входят в обе расчетные схемы. В связи с этим окончательные размеры компенсатора следует выбирать таким образом, чтобы была обеспечена возможность регулирования компенсатором в необходимых пределах, как зацепления, так и осевого зазора подшипников.

Пример. Рассчитать параметры компенсатора по расчётным схемам Р и Н (см. рис.2.11). Межосевое расстояние червячной передачи  $a_{\omega} = 200$  мм. Степень точности 8. Вал колеса установлен на подшипниках 7212 класса точности 0.

Вначале рассчитаем компенсаторы отдельно для схем Р и Н, а затем согласуем их параметры. Примем в качестве компенсатора прокладки разной толщины.

Расчётная схема Р. По СТ СЭВ 311-76 предельные смещения средней плоскости в передаче  $f_x = \pm 0,080$  мм. Следовательно, характеристики исходного размера  $P_{\Delta}$ :  $em_{\Delta} = 0$ ;  $T_{\Delta} = 0,160$  мм.



Предельные отклонения на монтажную высоту подшипника  $\pm 0,25$  мм. Тогда для размера  $P_4$ :  $em_4 = 0$ ;  $T_4 = 0,5$  мм. На остальные размеры назначим допуски конструктивно.

Результаты расчёта сведём в табл.2.5.

Таблица 2.5

Размер	С	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчётные			$\alpha$	К
		$Y_{ei}^{es}$	em	T	$Y_{ei}'^{es}$	em'	T'		
$P_\Delta$	-	$0 \pm 0,08$	0	0,16	-	-	-	0	1
$P_1$	-1	$130 \pm 0,2$	0	0,4	-	-	-		1,2
$P_2$	-1	-	-	-	$0,5^{+0,36}_{-0,56}$	-0,1	0,92		
$P_3$		$24 \pm 0,105$	0	0,21	-	-	-		
$P_4$		$23,75 \pm 0,25$	0	0,5	-	-	-		
$P_5$	1	-	-	-	$32,75_{-0,25}$	-0,125	0,25	0,1	
$P_6$		$50 \pm 0,125$	0	0,25	-	-	-	0	

Так как число составляющих размеров достаточно велико, примем  $\alpha_\Delta = 0$  и  $K_\Delta = 1$ . Вначале номинальный размер компенсатора неизвестен, поэтому и один из составляющих размеров может быть намечен только ориентировочно (например,  $P_5 \approx 32$  мм).

Толщину первой самой тонкой прокладки определим по условию  $h_1 \leq 0,16 / 1$ .

Примем в качестве первой прокладки ленту медную  $h_1 = 0,1 \pm 0,01$  мм.

Поскольку остальные прокладки будут иметь большую толщину и, следовательно, большие отклонения, то для размера  $P_2$  предварительно примем предельные отклонения  $\pm 0,05$  мм ( $T_2 = 0,1$  мм). Тогда расчётный допуск

$$T'_\Delta = 1,2 \sqrt{0,4^2 + 0,1^2 + 0,21^2 + 0,5^2 + 2 \cdot 0,25^2} = 0,92 \text{ мм}$$

Номинальный размер набора прокладок по формуле

$$Y_\kappa = \frac{0,5 \cdot 0,92}{1} = 0,46 \text{ мм}.$$

Примем номинальные размеры  $Y_2 = 0,5$  мм и  $Y_5 = 32,75$  мм.

Проверим правильность назначения номинальных размеров

$$Y_\Delta = -130 - 0,5 + 24 + 23,75 + 32,75 + 50 = 0 \text{ мм}$$

По формуле (2.19) находим расчётную координату середины поля допуска исходного размера  $em'_\Delta = 1(-0,125 + 0,1 \cdot 0,25) = -0,1$  мм.

Тогда среднее отклонение компенсатора по формуле

$$em'_k = \frac{1}{-1} [0 - (-0,1)] = -0,1 \text{ мм.}$$

Наибольший размер компенсатора  $Y'_{k \max} = 0,5 - 0,1 + 0,5 \frac{0,92}{1} = 0,86 \text{ мм.}$

В соответствии с выражением толщина последней прокладки должна быть  $h_{\max} > 0,43 \text{ мм.}$  Следовательно, в набор должны входить прокладки следующих толщин:  $h_1 = 0,1 \text{ мм; } h_2 = 0,2 \text{ мм; } h_3 = 0,4 \text{ мм; } h_4 = 0,8 \text{ мм.}$

Таблица 2.6

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчётные			$\alpha$	K
		$Y_{ei}^{es}$	em	T	$Y'_{ei}^{es}$	em'	T'		
H <sub>Δ</sub>	-	$0^{+0,150}_{+0,080}$	0,115	0,070	-	-	-	0	1
H <sub>1</sub>	-1	-	-	-	$24 \pm 0,105$	0	0,21	0	1,2
H <sub>3</sub>	+1	$260_{-0,52}$	0,26	0,52	-	-	-	0,1	
H <sub>4</sub>	+1	-	-	-	$0,65^{+0,613}_{-0,647}$	-0,017	1,26	0	
H <sub>5</sub>	-1	-	-	-	$24 \pm 0,105$	0	0,21	0	
H <sub>6</sub>	-1	-	-	-	$23,75 \pm 0,25$	0	0,5	0	
H <sub>7</sub>	-1	-	-	-	$32,75_{-0,25}$	-0,125	0,25	0,1	
H <sub>8</sub>	-1	$100_{-0,35}$	-0,175	0,35	-	-	-	0,1	
H <sub>9</sub>	-1	-	-	-	$32,4_{-0,25}$	-0,125	0,25	0,1	
H <sub>10</sub>	-1	-	-	-	$23,75 \pm 0,25$	0	0,5	0	

При этом выполняется условие  $0,1 + 0,2 + 0,4 + 0,8 > 0,86 \text{ мм.}$

По найденным толщинам прокладок определим их действительные предельные отклонения и найдём  $T_2 = 0,09 \text{ мм,}$  что меньше принятой предварительной величины; поэтому уточняющий расчёт проводить не требуется.

*Расчётная схема H*

Рекомендуемый осевой зазор для конических однорядных роликовых подшипников, устанавливаемых по одному в каждой опоре (ряд 2),  $+0,150/+0,080 \text{ мм.}$  Таким образом, характеристики исходного размера  $em_{\Delta} = 0,115 \text{ мм; } T_{\Delta} = 0,070 \text{ мм.}$

Для удобства расчётов примем, что все прокладки для регулирования подшипников описываются размером H<sub>4</sub>. Размер H<sub>2</sub>, таким образом, из рассмотрения исключается.

Составим расчётную таблицу (табл.2.6).

Так как число влияющих размеров больше пяти, примем  $K_{\Delta} = 1,0.$

Поскольку вначале номинальный размер компенсатора для регулирования подшипников неизвестен, то и размер дистанционной втулки наметим ориентировочно  $H_9 \approx 32 \text{ мм.}$

Толщина первой самой тонкой прокладки по условию  $h \leq 0,007/1$ .

С учётом того, что компенсатор для схем Р и Н один и тот же, назначим в качестве прокладки ленту медную  $h_1 = 0,05 \pm 0,01$  мм. Примем для предварительных расчётов допуск на суммарный набор прокладок  $T_4 = 0,1$  мм. Тогда расчётный допуск

$$T'_\Delta = 1,2\sqrt{2 \cdot 0,21^2 + 0,52^2 + 0,1^2 + 2 \cdot 0,5^2 + 0,35^2 + 2 \cdot 0,25^2} = 1,26 \text{ мм};$$

Номинальный размер прокладок  $Y_k = \frac{0,5 \cdot 1,26}{1} = 0,63 \text{ мм}$ .

Примем номинальные размеры  $Y_4 = 0,65$  мм и  $Y_9 = 32,4$  мм.

Следует отметить, что выполнение условия  $Y_\Delta = Y'_\Delta$  должно достигаться за счёт тех размеров, которые входят только в схему Н.

$$Y'_\Delta = -24 + 260 + 0,65 - 24 - 23,75 - 32,75 - 100 - 32,4 - 23,75 = 0$$

Среднее отклонение компенсатора

$$em'_k = 1(-0,26 + 0,1 \cdot 0,52) - 1(-0,125 + 0,1 \cdot 0,25) - 1(-0,175 + 0,1 \cdot 0,35) - \\ - 1(-0,125 + 0,1 \cdot 0,25) = 0,132 \text{ мм}.$$

Расчётная координата середины поля допуска компенсатора

$$em'_k = \frac{1}{1}(0,115 - 0,132) = -0,017 \text{ мм}.$$

Наибольший размер компенсатора  $Y'_{k \max H} = 0,65 - 0,017 + 0,5 \cdot 1,26 = 1,26$  мм.

Формируем набор прокладок:  $h_1 = 0,05$  мм;  $h_2 = 0,1$  мм;  $h_3 = 0,2$  мм;  $h_4 = 0,4$  мм;  $h_5 = 0,8$  мм.

Таблица А1 - Точность методов механической обработки

Методы обработки	Квалитет точности (СТ СЭВ 145 - 75 )	
	Размеры	
	диаметральные	линейные
<b>Обтачивание на токарных станках:</b>		
черновое.....	12 - 14	14
чистовое.....	10 - 11	11 - 12
чистовое повышенной точности.....	7	—
тонкое.....	6	—
<b>Фрезерование и строгание:</b>		
черновое		
стали.....	—	12
чугуна.....	—	11
чистовое		
стали.....	—	11
чугуна.....	—	10
чистовое повышенной точности		
стали.....	—	9
чугуна.....	—	8
<b>Шлифование:</b>		
за один проход.....	9	9
чистовое.....	8 - 7	8 - 7
чистовое повышенной точности.....	6 - 7	6 - 7
тонкое.....	5 - 6	—
<b>Растачивание:</b>		
черновое.....	12	14 - 17
чистовое.....	11	14
чистовое на станках агрегатных.....	8 - 9	9 - 10
алмазно-расточных.....	6 - 7	9
координатно-расточных.....	6 - 7	9
<b>Сверление:</b>		
без кондуктора.....	12	15
по кондуктору.....	11	10 - 11
<b>Развертывание:</b>		
однократное.....	9	—
двукратное.....	7	—
Протягивание.....	7 - 8	7 - 8
Хонингование.....	6 - 7	—

Таблица А2 - Значения  $\sqrt[3]{Q_i}$  и  $\sqrt[3]{Q_i^2}$

Интервалы размеров, мм	$Q_i=D_i+0,001D_i$	$\sqrt[3]{Q_i}$	$\sqrt[3]{Q_i^2}$	Интервалы размеров, мм	$Q_i=D_i+0,001D_i$	$\sqrt[3]{Q_i}$	$\sqrt[3]{Q_i^2}$	Интервалы размеров, мм	$Q_i=D_i+0,001D_i$	$\sqrt[3]{Q_i}$	$\sqrt[3]{Q_i^2}$
до 3	1,73	1,22	1,44	18 - 30	23,24	2,86	8,15	120 - 180	146,97	5,30	27,50
3 - 6	4,24	1,62	2,62	30 - 50	38,73	3,36	11,40	180 - 250	212,13	5,90	35,50
6 - 10	7,75	1,98	3,90	50 - 80	63,24	3,96	16,20	250 - 315	280,50	6,60	42,50
10 - 18	13,42	2,36	5,60	80 - 120	97,98	4,60	21,30	315 - 400	346,40	7,00	49,00
								400 - 500	447,20	7,70	58,00

Таблица А3 - Число единиц допуска  $a$  для квалитетов с 5 по 17-й (СТ СЭВ 145 - 75)

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$a$	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

## ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев, П.Ф. Расчет допусков размеров/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - М.: Машиностроение, 1984 - 189с.
2. Врагов, Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков/ Ю.Д. Врагов. - М.: Машиностроение, 1978 - 208с.
3. Расчет сборочных размерных и функциональных цепей. Моделирование сборочно-регулирующих процессов: Справочник/ Сост. А.А. Зорин. - М.: Из-во МАИ, 1992 - 120с.

**Михайлов Михаил Иванович**

**РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ  
ПРИВОДОВ СТАНКА И АНАЛИЗ  
ФОРМООБРАЗУЮЩИХ КРОМОК  
РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА**

**Лабораторный практикум  
по дисциплине «Математическое моделирование  
и САПР технологического оборудования»  
для студентов специальности 1-36 01 03  
«Технологическое оборудование  
машиностроительного производства»  
дневной формы обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 09.03.11.

Рег. № 70Е.  
E-mail: [ic@gstu.by](mailto:ic@gstu.by)  
<http://www.gstu.by>