

РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

1 Общие положения.

Наличие первичных погрешностей при изготовлении и монтаже зубчатых передач приводит к погрешностям в их работе, проявляющихся в кинематической погрешности передачи, представляющей собой разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи, а также мертвом ходе, возникающем при реверсировании передачи. Значения первичных погрешностей различных типов зубчатых передач ограничены стандартами, перечень которых приведен в таблице 1.1.

Стандарты устанавливают 12 степеней точности и 8 видов сопряжения зубчатых колес. В точных механизмах применяются зубчатые колеса 5...8 степеней точности. При этом для высокоточных отсчетных и кинематических цепей механизмов приборов используются передачи 5-й степени точности.

Таблица 1.1

Вид передачи	Модуль, мм	Стандарт	Степень точности	Вид сопряжения
Цилиндрические, внешнего и внутреннего зацепления с прямыми и косозубыми зубчатыми колесами	от 1 до 55	ГОСТ 1643-81	3...12	A, B, C, D, E, H
	0,1...1,0 (исключительно)	ГОСТ 9178-81	3...12	D, E, F, G, H
реечные прямозубые и косозубые	1...40	ГОСТ 10242-81	3...12	A, B, C, D, E, H
	0,1...1,0 (исключительно)	ГОСТ 13506-81	3...12	D, E, F, G, H,
конические и гипоидные внешнего зацепления с прямыми, тангенциальными и криволинейными зубьями	1...56	ГОСТ 1768-81	4...12	A, B, C, D, E, H
конические мелко модульные внешнего зацепления с прямыми зубьями	0,1...1,0 (исключительно)	ГОСТ 9368-81	4...12	D, E, F, G, H
червячные цилиндрические с червяками типа ZA, Z1, ZN, ZK	1...25	ГОСТ 3675-81	1...12	A, B, C, D, E, H
	0,1...1,0 (исключительно)	ГОСТ 9774-81	3...12	D, E, F, G, H

Необходимая степень точности устанавливается в зависимости от заданной кинематической погрешности зубчатой передачи. Вид сопряжения зависит от условий эксплуатации зубчатой передачи, главным из которых является температурной режим.

2 Расчет кинематической погрешности

Для определения кинематической погрешности механизма, составленного из зубчатых передач, сначала необходимо определить минимальные и максимальные значения кинематической погрешности каждой пары, а затем произвести суммирование этих погрешностей относительно заданного вала методом максимума-минимума или вероятностным.

2.1 Минимальное значение кинематической погрешности, мкм

Передачи зубчатые цилиндрические:

$$F'_{i0\min} = k_1 \cdot k_s \cdot k_\varphi \cdot (F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (2.1)$$

где F'_{i1}, F'_{i2} - допуск на кинематическую погрешность соответственно ведущего и ведомого колеса зубчатой пары; выбирается из ГОСТ 1643-81 или ГОСТ 9178-81 в зависимости от степени точности колеса.

Передачи зубчатые конические:

$$F'_{i0\min} = k_1 \cdot k_s \cdot k_\varphi \cdot (F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (2.2)$$

где - допуск на кинематическую погрешность ведущего и ведомого колес соответственно, выбирается из ГОСТ1756-81 и ГОСТ 9368-81 в зависимости от степени точности.

Передачи червячные цилиндрические:

$$F'_{i0\min} = 0,62 \cdot k_\varphi \cdot (0,7(f_{hk} + f_{f1}) + F'_{i2}), \quad (2.3)$$

где f_{hk} - допуск на погрешность винтовой линии на длине нарезанной части червяка;

f_{f1} - допуск на погрешность профиля витка червяка;

F'_{i2} - допуск на кинематическую погрешность червячного колеса.

Значения величин f_{hk} , f_{f1} , F'_{i2} выбираются из ГОСТ 3675-81 и ГОСТ 9774-81 в зависимости от принятой степени точности.

Передачи зубчатые реечные:

$$F'_{i0min} = k_1 \cdot k_s \cdot k_\varphi \cdot (F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (2.4)$$

где k_s - коэффициент фазовой компенсации, значение которого выбирается из таблицы 2.2.

Примечание 1.1

В формулах 2.1...2.3 k_s - коэффициент фазовой компенсации, выбираемый в зависимости от передаточного числа зубчатой пары $u=Z_2/Z_1$ по таблице 2.1;

В формулах 2.1... 2.4 k_f -коэффициент, зависящий от степени точности;

Тип передачи	Степень точности	
	5;6	7;8
Цилиндрическая; реечная	0,62	0,71
коническая	0,67	0,72

k_φ - коэффициент, учитывающий угол поворота ведомого зубчатого колеса, вычисляется по формуле: $k_\varphi = 0,5 \cdot (\sin(0,5 \cdot \varphi - 90) + 1)$,

где φ (...°) - угол поворота ведомого колеса зубчатой пары;

F'_i - допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса:

$F'_i = F_p + f_f$, где F_p и f_f параметры, определяемые по таблицам

стандартов (см. таблицу 1.1) в зависимости от степени точности. Для цилиндрических зубчатых колёс эти параметры можно определить по таблицам Приложения 1.

Таблица 2.1

u	k_s	k	u	k_s	k
от 1,0 до 1,5	0,3	0,98	св.4,0 до 4,5	0,90	0,96
св. 1,5 до 2,0	0,76	0,85	св.4,5 до 5,0	0,87	0,96
св. 2,0 до 2,5	0,75	0,83	св. 5,0 до 5,5	0,85	0,98
св.2,5 до 3,0	0,74	0,93	св.5,5 до 6,0	0,88	0,96
св.3,0 до 3,5	0,75	0,97	св.6,0 до 6,5	0,94	0,97
св.3,5 до 4,0	0,80	0,96	св. 6,5	0,99	0,98

Если передаточное число не выражается конечным, числом, а угол поворота ведомого колеса $\varphi_2 \geq 2\pi$ то принять $k_s = 0,98$

Таблица 2.2

Unp	k_s	k	Unp	k_s	k
от 0,25 до 0,5	0,07	0,90	св. 2,00 до 2,25	0,68	0,87
св. 0,5 до 0,75	0,17	0,95	св.2,25 до 2,50	0,78	0,94
св. 0,75 до 1,00	0,4	0,80	св. 2,50 до 2,75	0,72	0,98
св. 1,00 до 1,25	0,65	0,80	св. 2,75 до 3,00	0,68	0,92
св. 1,25 до 1,50	0,65	0,95	св. 3,00 до 3,25	0,73	0,90
св. 1,50 до 1,75	0,60	0,95	св. 3,25 до 3,5	0,83	0,95
св. 1,75 до 2,00	0,59	0,88	св. 3,5	0,98	0,98

$U_{np} = Z_{рейки} / Z_{колеса}$

2.2 Максимальное значение кинематической погрешности передач, мкм.

Передачи зубчатые цилиндрические и конические

$$F'_{i0max} = k \cdot k_\varphi \cdot \left(\sqrt{(F'_{i1})^2 + (\Delta E_{\Sigma M1})^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + (\Delta E_{\Sigma M2})^2} \right), \quad (2.5)$$

где k - коэффициент фазовой компенсации, значение которого выбирается из таблицы 2.1 в зависимости от передаточного числа в зубчатой паре u .

$\Delta E_{\Sigma M}$ - суммарная приведенная погрешность монтажа, мкм.

Передачи червячные цилиндрические:

$$F'_{i0max} = k_\varphi \cdot \left(0,8 \sqrt{(f_{hk} + f_{f1})^2 + (\Delta E_{\Sigma M1})^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + (\Delta E_{\Sigma M2})^2} \right), \quad (2.6)$$

Передачи зубчатые реечные:

$$F'_{i0\max} = k \cdot k_{\varphi} \cdot \left(\sqrt{(F'_{i1})^2 + (\Delta E_{\Sigma M1})^2} + F'_{i2} \right), \quad (2.7)$$

где k - коэффициент фазовой компенсации, значение которого выбирается из таблицы 2.2 в зависимости от приведенного передаточного числа

2.3 Суммарная приведенная погрешность монтажа

Нормируемый стандартами допуск кинематической точности зубчатой передачи F'_i обеспечивается технологическим процессом изготовления и контроля зубчатых колес, валов (осей), опорных поверхностей корпусных элементов и процессом сборки с использованием выбранных по классу точности подшипников качения. Однако уже на стадии проектирования зубчатой передачи необходимо соблюдать рациональное соотношение между принятой степенью точности зубчатых колес и допусками на размеры формы и расположения поверхностей, которые прямо или косвенно определяют положение рабочей поверхности зубьев. В таблице 2.3 приведены рекомендуемые значения допусков на элементы зубчатых колес и валов, оказывающих влияние на степень точности зубчатой передачи. На рисунке 2.1 и рисунке 2.2 показаны обозначения допусков формы и расположения поверхностей отдельных зубчатых колес (рисунок 2.1) и собранных в узел (рисунок 2.2).

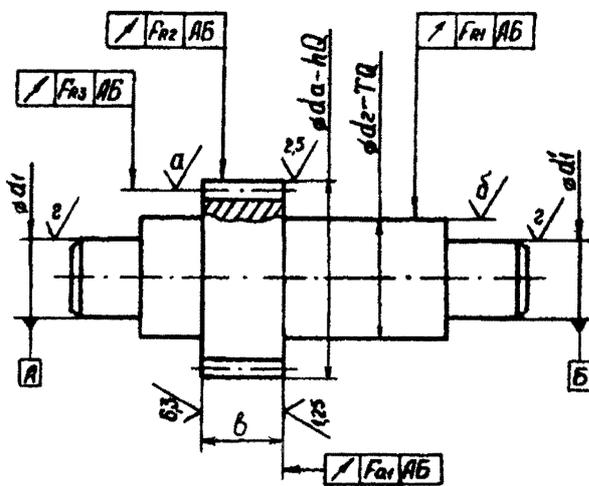


Рисунок 2.1а

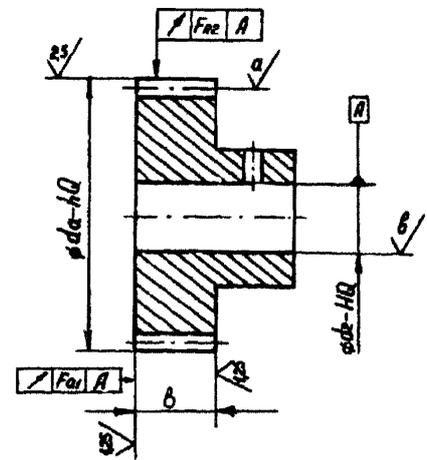


Рисунок 2.16

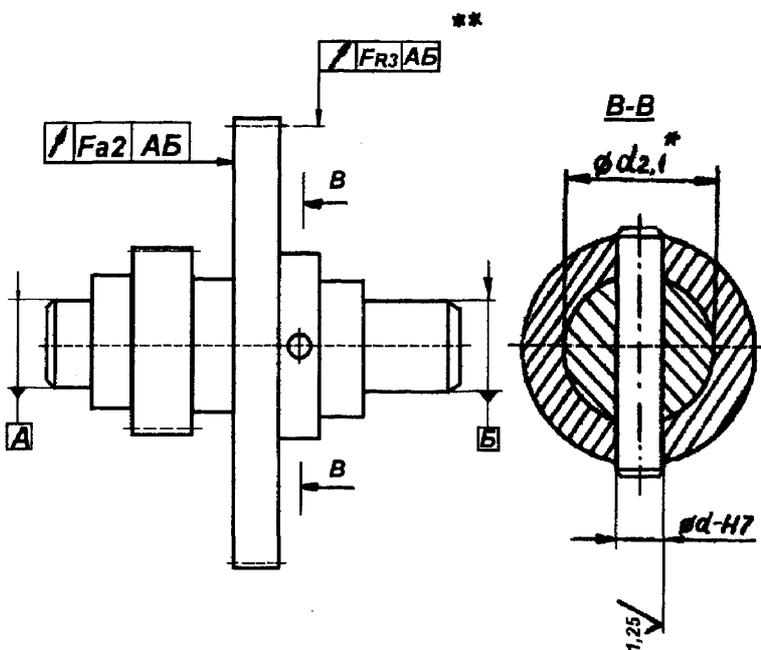


Рисунок 2.2

Для реечных, конических, червячных и винтовых передач соотношение уровней точности при выборе классов точности подшипников, посадок колес на вал, допусков на диаметр поверхности вершин и шероховатостей поверхностей также можно использовать рекомендации таблицы 2.3.

При назначении на элементы зубчатых колес и валов допусков в соответствии с рекомендациями таблицы 2.3 суммарная приведенная погрешность монтажа отсутствует ($\Delta E_{\Sigma M} = 0$). В случае назначения (с целью удешевления деталей) более грубых значений допусков, необходимо вычислить значение возможной суммарной погрешности монтажа.

Таблица 2.3 - К выбору допусков на элементы монтажа цилиндрических эвольвентных зубчатых колес на валах по рисунку 2.1 и рис.2.2

Рекомендуемые параметры и характеристики		Степень точности передачи по ГОСТ 1643-81 или ГОСТ 9178-81			
		5-	6	7	8
Класс точности подшипников качения		P4	P5	P6	P6
Посадка ступицы колеса, на вал $\varnothing d_2$; (Hq/TQ)		H5/k5*	H6/k6	H7/j ₆	
Радиальное биение посадочной поверхности вала F_{R1} мкм		IT5/4	IT6/4	IT6/2	
Радиальное биение поверхности вершин зубьев F_{R2} , мкм		$F_{R2}=0,6F_r$			
Предельное отклонение диаметра окружности вершин hQ		$h7$	$h8$		
Биение базового торца шестерни или колеса F_{a1} мкм; d, мм		$F_{a1} = 0,5 \cdot F_\beta \cdot d/b$			
Биение базового торца колеса после сборки F_{a2} мкм		$F_{a2}=1,2 \cdot F_{a1}$			
Радиальное биение зубчатого венца F_{R3} , мкм		$F_{R3}=0,75 \cdot F_r$			
Шероховатость поверхности	рабочих профилей зубьев - a]]	0,63		1,25	
	посадочной поверхности вала - σ]]	0,32	0,63	1,25	
	посадочной поверхности ступицы колеса - B]]	0,63	1,25		
	поверхности цапф вала - c]]	0,32	0,63	1,25	

Обозначения:
IT- допуск на диаметр d_2 (по ГОСТ 25346-89);
 F_r - допуск радиального биения зубчатого венца, в мкм (по ГОСТ 1643-81, - для $m > 1$ мм или по ГОСТ9178-81, - для $m < 1$ мм);
 d - делительный диаметр, мм;
 b - ширина венца зубчатого колеса, мм;
 F_β - допуск на направление зуба, мкм (по ГОСТ 9178-81, таблице 7 - для $m < 1$ мм или ГОСТ 1643-81, таблице 11 для $m \geq 1$ мм).

Для зубчатых цилиндрических, конических и червячных колес:

$$\Delta E_{\Sigma M} = \sqrt{\left(\frac{e_r \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right)^2 + (e_a \cdot \operatorname{tg} \beta)^2}, \quad (2.8)$$

где e_r - монтажное радиальное биение зубчатого колеса;

e_a - монтажное осевое биение зубчатого колеса.

α - угол профиля исходного контура зубчатого колеса; ($\alpha=20^\circ$);

β - угол наклона линии зуба зубчатого колеса;

Монтажное радиальное биение может быть определено по формуле:

$$e_r = 0,85 \sqrt{(\Delta F_{R1})^2 + (\Delta F_{R3})^2 + (\Delta R_i)^2}, \quad (2.9)$$

где ΔF_{R1} - избыточное радиальное биение посадочной поверхности вала, мкм.

$$\Delta F_{R1}' = F_{R1}' - F_{R1}, \quad (2.10)$$

где F_{R1}' - принятое значение радиального биения посадочной поверхности вала, отличное от табличного значения F_{R1} .

ΔF_{R3} - избыточное радиальное биение зубчатого венца, мкм:

$$\Delta F_{R3} = F_{R3}' - F_{R3}, \quad (2.11)$$

F_{R3}' - принятое значение радиального биения зубчатого венца отличное от табличного F_{R3} ;

ΔR_i - избыточное радиальное биение дорожек качения внутреннего кольца шарикоподшипников, на которых установлен вал данного колеса:

$$\Delta R_i = R_i' - R_i, \quad (2.12)$$

где R_i' - принятое радиальное биение дорожек качения внутреннего кольца в случае применения шарикоподшипников более грубого класса точности, чем рекомендуется по таблице 2.3. Значения радиального биения дорожек подшипников выбираются по ГОСТ 520-89

Осевое биение зубчатого колеса определяется по формуле:

$$e_a = 0,85 \cdot \sqrt{(\Delta F_{a1})^2 + (\Delta F_{a2})^2 + (\Delta A_i)^2}, \quad (2.13)$$

где ΔF_{a1} – избыточное торцевое биение базового торца шестерни или колеса, мкм;

$$\Delta F_{a1} = F'_{a1} - F_{a1}, \quad (2.14)$$

где F'_{a1} – принятое торцевое биение базового торца шестерни или колеса значения F_{a1} , отличное от рекомендуемого по таблице 2.3.

ΔF_{a2} – избыточное торцевое биение базового торца колеса после сборки, мкм

$$\Delta F_{a2} = F'_{a2} - F_{a2}, \quad (2.15)$$

где F'_{a2} – принятое торцевое биение базового торца колеса после сборки отличное от значения F_{a2} рекомендуемое по таблице 2.3;

ΔA_i – избыточное торцевое биение дорожек шарикоподшипников:

$$\Delta A_i = A'_i - A_i, \quad (2.16)$$

где A'_i – торцевое биение дорожек шарикоподшипников более грубых классов точности, чем рекомендуется по таблице 2.3. Значения торцевого биения дорожек выбираются по ГОСТ 520-89.

Суммарная приведенная погрешность монтажа цилиндрических червяков может быть определена по формуле:

$$\Delta E_{\Sigma M} = 1,2 \cdot \sqrt{(e_a)^2 + (e_r \cdot \operatorname{tg} \alpha_r \cdot \operatorname{tg} \gamma)^2}. \quad (2.17)$$

Значения e_a и e_r могут быть вычислены по формулам (2.9) и (2.13).

2.4 Значение кинематической погрешности зубчатой передачи в угловых единицах.

При расчете погрешностей механизма в угловых единицах, вычисленные по формулам (2.1)...(2.7) значения минимальной и максимальной кинематической погрешностей из линейных единиц (мкм) переводятся в угловые (...):

$$\delta_\varphi = 6,875 \cdot \frac{F'_{i0}}{d}, \quad (2.18)$$

где δ_φ – минимальное или максимальное значение кинематической погрешности, (...);

F'_{i0} – минимальное или максимальное значение кинематической погрешности, мкм;

d – делительный диаметр ведомого колеса зубчатой пары, мм.

2.5 Суммарная кинематическая погрешность зубчатого механизма

2.5.1 При расчете по методу максимума-минимума

$$\delta_{\varphi \Sigma} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{\varphi \max i}}{i_{\Sigma i}} = \frac{\delta_{\varphi \max 1-2}}{i_{e2-en}} + \frac{\delta_{\varphi \max 3-4}}{i_{e3-en}} + \dots + \delta_{\varphi \max n}, \quad (2.19)$$

где $\delta_{\varphi \max i}$ – максимальное значение кинематической погрешности зубчатой пары, вычисленное в зависимости от вида передачи;

$i_{\Sigma i}$ – передаточное отношение от вала, на котором находится ведомое колесо данной зубчатой пары, до вала, к которому приводится погрешность.

Полученное по формуле (2. 19) значение кинематической погрешности должно быть меньше или равно допустимому значению погрешности, заданному для данной кинематической цепи механизма.

2.5.2 При расчете по вероятностному методу

Координата середины поля рассеяния кинематической погрешности зубчатой пары:

$$E_{v\varphi i} = 0,5 \cdot (\delta_{\varphi \max i} + \delta_{\varphi \min i}), \quad (2.20)$$

где i - номер зубчатой пары.

Поле рассеяния кинематической погрешности зубчатой пары:

$$V_{\varphi i} = \delta_{\varphi \max i} - \delta_{\varphi \min i} \quad (2.21)$$

Координата середины поля рассеяния кинематической погрешности рассматриваемой цепи механизма:

$$E_{v\Sigma\varphi} = \sum_{i=1}^n \frac{E_{v\varphi i}}{i_{\Sigma i}} = \frac{E_{v\varphi 1-2}}{i_{\varphi 2-\varphi n}} + \frac{E_{v\varphi 3-4}}{i_{\varphi 3-\varphi n}} + \dots + E_{v\varphi n} \quad (2.22)$$

Суммарное вероятностное значение кинематической погрешности рассматриваемой цепи механизма:

$$\delta_{\varphi \Sigma p} = E_{v\Sigma\varphi} + t_1 \cdot \sqrt{\left(\frac{V_{\varphi 1-2}}{i_{\varphi 2-\varphi n}}\right)^2 + \left(\frac{V_{\varphi 3-4}}{i_{\varphi 3-\varphi n}}\right)^2 + \dots + V_{\varphi n}^2}, \quad (2.23)$$

где t_1 - коэффициент, зависящий от процента риска, значение его выбирается из следующей таблицы

Процент риска p, %	10	4,5	1,0	0,27
Коэффициент t_1	0,26	0,35	0,46	0,57

Вероятностное значение кинематической погрешности цепи, состоящей из одной зубчатой пары, определяется по формуле:

$$\delta_{\varphi \max i} = K_p \cdot \delta_{\varphi \max}, \quad (2.24)$$

где K_p - вероятностный коэффициент, значение которого выбирается из таблиц (2.4)...(2.6), в зависимости от вида передачи, процента риска и передаточного числа.

Таблица 2.4-Значение коэффициента K_p для цилиндрических и конических зубчатых передач

Процент риска	Передаточное число											
	от 1,0 до 1,5	св. 1,5 до 2,0	св. 2,0 ДО 2,5	св. 2,0 ДО 3	св. 3,0 до 3,5	св. 3,5 до 4,0	св. 4,0 до 4,5	св. 4,5 до 5,0	св. 5,0 до 5,5	св. 5,5 до 6,0	св. 6,0 до 6,5	св. 6,5
32	0,58	0,68	0,60	0,74	0,71	0,71	0,68	0,71	0,78	0,70	0,78	0,80
10	0,92	0,78	0,73	0,88	0,82	0,32	0,80	0,82	0,90	0,88	0,91	0,94
4,5	0,95	0,83	0,81	0,91	0,91	0,91	0,88	0,92	0,94	0,94	0,94	0,96
1,0	0,96	0,84	0,82	0,92	0,95	0,95	0,94	0,95	0,97	0,95	0,96	0,96

Таблица 2.6--Значение коэффициента K_p для червячной передачи

Процент риска p, %	Коэффициент K_p
32	0,79
10	0,87
4,5	0,89
1,0	0,92
0,25	0,93

Таблица 2.5 - Значение коэффициента K для зубчатой реечной передачи

Процент риска	Приведенное передаточное число										
	От 0,25 до 0,50	св. 0,5 до 0,75	св. 0,75 до 1,00	св. 1,00 до 1,25	св. 1,25 до 1,50	св. 1,50 ДО 1,75	св. 1,75 до 2,00	св. 2,00 до 2,25	св. 2,25 до 2,50	св. 2,50 до 2,75	св. 2,75 до 3,00
32	0,54	0,62	0,42	0,54	0,70	0,70	0,76	0,73	0,76	0,76	0,73
10	0,81	0,83	0,75	0,70	0,86	0,86	0,86	0,81	0,84	0,91	0,82
4,5	0,85	0,87	0,77	0,76	0,88	0,86	0,84	0,84	0,90	0,93	0,86
1,0	0,88	0,89	0,78	0,78	0,89	0,89	0,86	0,86	0,93	0,95	0,88

2.6 Кинематическая погрешность планетарных механизмов

При проектировании механизмов часто возникает требование компоновки, при которой входной и выходной валы были бы соосны. Такая задача лучше других способов решается планетарными зубчатыми механизмами. Одной из наиболее распространенных является кинематическая схема механизма, представленная на рисунке 2.3. При этом вопрос о том, какое из центральных колес должно быть неподвижным (а или с), решается в зависимости от требуемой ориентации входного и выходного вала

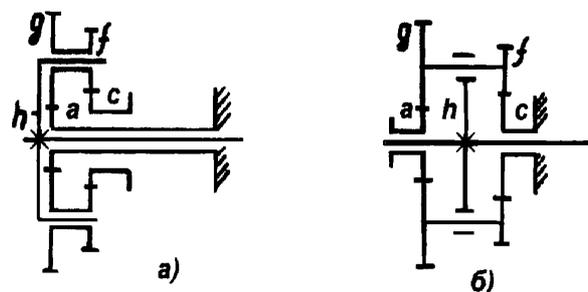


Рисунок 2.3

Передаточное отношение механизма по схеме 2.3а при ведущем водиле h определяется по формуле:

$$i_{hc}^a = \frac{1}{1 - z_f \cdot z_a / z_c \cdot z_g}, \quad (2.25)$$

а для механизма по схеме рис. 2.3:б

$$i_{ha}^c = \frac{1}{1 - z_c \cdot z_g / z_f \cdot z_a}. \quad (2.26)$$

Суммарная кинематическая погрешность планетарного механизма рассчитывается в соответствии с вышеприведенной методикой, но при этом водило условно считается неподвижным, а кинематическая погрешность суммируется от вала неподвижного центрального колеса до вала подвижного центрального колеса.

2.7. Методы достижения заданной кинематической погрешности

В случае если расчетное значение суммарной кинематической погрешности превышает заданное, его можно уменьшить за счет следующих мероприятий:

1. Применением зубчатых колес более высоких степеней точности, начиная с последних (выходных) ступеней.
2. Уменьшением приведенной погрешности монтажа за счет выбора подшипников более высокого класса точности и уменьшением допусков на погрешность формы и размеров посадочных мест зубчатых колес.
3. Перераспределением передаточных отношений между ступенями механизма с целью увеличения передаточных отношений последних ступеней при соответствующем уменьшении передаточных отношений первых ступеней.
4. Увеличение процента риска и соответствующим уменьшением значения коэффициента t_I в формуле 2.23.

2.8. Рекомендации по расчету кинематической погрешности

Расчет кинематической погрешности зубчатого механизма производится после определения геометрических размеров зубчатых колес, составляющих механизм. Далее в зависимости от типов зубчатых передач (цилиндрические, конические, червячные, реечные) и степени точности по соответствующим стандартам (см. таблицу 1.1) составить

Номер колеса	d	u	F _r	F _p	f _f	F _i	f _{hk}	k ₁	k _s	k	k _φ	ΔE _{ΣМ}	i _{Σi}	t ₁
1														
2														
...														

таблицу первичных погрешностей, а также параметров и коэффициентов, учитываемых при расчете кинематической погрешности

После этого произвести расчет кинематической погрешности заданной кинематической цепи.

3. Расчет погрешности мертвого хода

Мертвый ход возникает в механизмах, работающих в реверсивных режимах. Составляющими погрешности мертвого хода зубчатых механизмов являются зазоры между рабочими поверхностями зубьев, зазоры в опорах валов и упругие деформации: скручивание и изгиб валов.

3.1 Определение вида сопряжения.

В зависимости от вида сопряжения в зацеплении устанавливается значение гарантированного бокового зазора J_{min} , которое в свою очередь определяется в зависимости от условий эксплуатации с учетом температурного режима, способа смазывания и окружной скорости работы зубчатых колес. В мелко модульных зубчатых колесах основным критерием для выбора вида сопряжения является температурная деформация.

Минимальный боковой зазор из условий предотвращения заклинивания зубьев при температурных деформациях \mathcal{U}_{np} определяется в зависимости от типа передач по следующим формулам:

3.1.1 Передачи цилиндрические зубчатые и червячные:

$$j_{np} = 1000((d_1(\alpha_k - \alpha_1) + d_2(\alpha_k - \alpha_2))(t_0 - t) \sin \alpha_{tw} + 0,5 \cdot \pi \cdot m(\alpha_1 - \alpha_2) \cdot |t_0 - t|), \quad (3.1)$$

где \mathcal{U}_{np} - допустимый зазор, мкм;

d_1, d_2 - диаметры делительной окружности шестерни и колеса соответственно, мм;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_k$ - температурный коэффициент теплового расширения материала шестерни, колеса и корпуса соответственно, °C;

t_0 - нормальная температура, °C ($t_0 = 20^\circ\text{C}$);

t - рабочая температура, °C;

α_{nv} - угол зацепления шестерни и колеса;

m - модуль зацепления, мм.

Для цилиндрических зубчатых и червячных передач, у которых имеются колеса из искусственных смол или других пластмасс, необходимо учитывать набухания венца во влажной атмосфере. В этом случае минимальный допустимый зазор равен:

$$j_{np} = 1000 \cdot \left((d_1(\alpha_k - \alpha_1) + d_2(\alpha_k + \alpha_2))(t_0 - t) \sin \alpha_{nv} + 0,5\pi m(\alpha_1 - \alpha_2) |t_0 - t| + (\Delta d \sin \alpha_{nv} + 0,5\pi m) \xi \right), \quad (3.2)$$

где Δd - ширина части колеса, изготовленной из пластмассы, мм;

ξ - коэффициент набухания пластмассы (для полиамидных смол $\xi = 0,05$ %).

3.1.2. Передачи зубчатые конические

$$J_{np} = 1000 \left((d_{e1} \cdot \cos \delta_1 (\alpha_k - \alpha_1) + d_{e2} \cdot \cos \delta_2 (\alpha_k + \alpha_2))(t_0 - t) \sin \alpha_{nv} + 0,5\pi m(\alpha_1 - \alpha_2) |t_0 - t| \right), \quad (3.3)$$

где δ_{e1}, δ_{e2} - угол делительного конуса шестерни и колеса соответственно;

d_{e1}, d_{e2} - внешний делительный диаметр шестерни и колеса соответственно.

Значения температурных коэффициентов линейного расширения различных материалов, приведены в таблице 3.1

Таблица 3.1

Минимальное значение бокового зазора, определяющее вид сопряжения, назначается из условия: $J_{nmin} \geq J_{np}$ и выбирается по таблицам соответствующих стандартов (см. таблицу 1.1)

Материал	Марка	$\alpha \cdot 10^5, ^\circ\text{C}^{-1}$	Материал	Марка	$\alpha \cdot 10^5, ^\circ\text{C}^{-1}$
Чугун	белый	0,8	Алюминиевый сплав	АМг	2,36
	серый	1,05		Д16-Т	2,27
	ковкий	1,1		В95	2,31
Сталь	10...20	1,16		АЛ2	2,11
	30,45,А12	1,06		АЛ3	2,2
	40Х	1,34		АЛ9	2,3
	40Х13	1,1	Бронза	БрОФ6,5-1,5	1,72
	Х18Н9Т	1,6		БрОЦ4-3	1,8
	ШХ15	1,4		БрАЖ9-4	1,62
	30ХГСА	1,1		БрБ2	1,66
	Латунь	12ХН3А	1,2	Л62	2,06
25Х13Н2А		1,2	ЛС59-1	2,06	

3.2 Минимальное значение мертвого хода передачи

Для всех видов передач минимальное значение мертвого хода, приведенное к дуге делительной окружности, определяется по формуле:

$$J_{tmin} = \frac{J_{nmin}}{\cos \alpha_t \cdot \cos \gamma}, \quad (3.4)$$

где J_{tmin} - гарантированный боковой зазор, мкм

α_t - торцовый угол профиля;

γ - делительный угол подъема винтовой линии червяка. Для косозубых колес $\gamma = \beta$ для прямозубых $\gamma = 0$.

3.3 Максимальное значение мертвого хода передач

3.3.1 Передачи зубчатые цилиндрические:

$$J_{tmax} = 0,7 \cdot (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5 \cdot (T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2f_a^2 + G_{r1}^2 + G_{r2}^2}, \quad (3.5)$$

где E_{HS1}, E_{HS2} - наименьшее дополнительное смещение исходного контура шестерни и колеса соответственно, мкм;

T_{H1}, T_{H2} - смещение исходного контура шестерни и колеса соответственно, мкм;

f_a - предельное отклонение межосевого расстояния, мкм;

G_{r1} и G_{r2} - радиальный зазор в опорах шестерни и колеса соответственно, мкм.

3.3.2 Передачи зубчатые конические:

$$J_{tmax} = 0,94 \cdot (E_{SS1} + E_{SS2}) + \sqrt{0,46 \cdot [(f_{AM1} \cdot \sin \delta_1)^2 + (f_{AM2} \cdot \sin \delta_2)^2 + E_{\Sigma}^2 + (G_{a1} \cdot \sin \delta_1)^2 + (G_{a2} \cdot \sin \delta_2)^2 + (G_{r1} \cdot \sin \delta_1)^2 + (G_{r2} \cdot \sin \delta_2)^2]} + 0,9 \cdot (T_{S1}^2 + T_{S2}^2), \quad (3.6)$$

где E_{SS1}^-, E_{SS2}^- - наименьшее отклонение средней делительной толщины зуба по хорде шестерни и колеса соответственно, мкм;

f_{AM1}, f_{AM2} - предельное осевое смещение зубчатого венца шестерни и колеса соответственно, мкм;

E_{Σ} - предельное отклонение межосевого угла передачи;

T_{S1}^-, T_{S2}^- - допуск на среднюю делительную толщину зуба по хорде в шестерне и колесе соответственно, мкм;

G_{a1}, G_{a2} - осевой зазор в опорах шестерни и колеса, мкм;

δ_1, δ_2 - угол делительного конуса шестерни и колеса соответственно.

3.3.3 Передачи червячные цилиндрические:

$$J_{t \max} = 0,94 \cdot E_{SS}^- + \sqrt{0,9 \cdot (T_S^2 + G_{a1}^2) + 2(f_a^2 + f_{ac}^2 + G_{r1}^2 + G_{r2}^2)}, \quad (3.7)$$

где E_{SS}^- - наименьшее отклонение толщины витка по хорде, мкм;

T_S^- - допуск на толщину витка, мкм;

f_a - предельное отклонение межосевого расстояния червячной передачи, мкм;

f_{ac} - предельное отклонение межосевого расстояния в обработке $f_{ac} = 0,75 f_a$.

3.3.4 Передачи зубчатые реечные:

$$J_{t \max} = 0,7(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5(T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2f_a^2 + G_{r1}^2}. \quad (3.8)$$

Все значения величин, входящих в формулы (3,5)...(3,8), выбираются по таблицам стандартов, указанных в таблице 1.1 в зависимости от типа передач, степени точности и вида сопряжения. Значения радиальных G_r , и осевых G_a зазоров назначаются в зависимости от типа опор.

3.4 Погрешность мертвого хода в угловых единицах (...)

При необходимости получения погрешности мертвого хода в угловых единицах, вычисленные по формулам (3.5) ... (3.8) значения минимальной и максимальной погрешностей, из линейных единиц (мкм) переводятся в угловые (...):

$$J_{\varphi} = 6,875 \cdot \frac{J_t}{d}, \quad (3.9)$$

где J_{φ} - минимальное или максимальное значение погрешности мертвого хода в угловых единицах (...);

J_t - минимальное или максимальное значение погрешности мертвого хода в мкм,

d - делительный диаметр ведомого колеса зубчатой пары, мм.

3.5 Суммирование погрешностей мертвого хода, вызванных боковым зазором в передаче.

3.5.1 При расчете по методу максимума-минимума:

$$J_{\varphi \Sigma} = \sum_{i=1}^n \frac{J_{\varphi \max i}}{i_{\Sigma i}} = \frac{J_{\varphi \max 1-2}}{i_{e2-en}} + \frac{J_{\varphi \max 3-4}}{i_{e3-en}} + \dots + J_{\varphi \max n}, \quad (3.10)$$

где $J_{\varphi \max i}$ - максимальное значение мертвого хода i -ой ступени, рассматриваемой кинематической цепи;

$i_{\Sigma i}$ - передаточное отношение между валом ведомого колеса зубчатой пары и валом, к которому приводится погрешность

3.5.2 При расчёте по вероятностному методу:

1. Определить координату середины поля рассеяния погрешности мертвого хода каждой ступени:

$$E_{Vj} = 0,5 \cdot (J_{\varphi \max} + J_{\varphi \min}). \quad (3.11)$$

2. Определить поле рассеяния погрешности мертвого хода каждой ступени:

$$V_j = (J_{\varphi \max} - J_{\varphi \min}). \quad (3.12)$$

3. Определить суммарную координату середины поля рассеяния, рассматриваемой кинематической цепи

$$E_{vj \Sigma} = \sum_{i=1}^n \frac{E_{vj i}}{i_{\Sigma i}} = \frac{E_{vj 1-2}}{i_{e2-en}} + \frac{E_{vj 3-4}}{i_{e3-en}} + \dots + E_{vj n}, \quad (3.13)$$

где E_{Vj} - координата середины поля рассеяния i -ой ступени.

4. Суммарное вероятностное значение погрешности мертвого хода, рассматриваемой кинематической цепи:

$$J_{\varphi \Sigma p} = E_{vj \Sigma} + t_2 \cdot \sqrt{\left(\frac{V_{j1-2}}{i_{e2-en}}\right)^2 + \left(\frac{V_{j3-4}}{i_{e3-en}}\right)^2 + \dots + V_{jn}^2}, \quad (3.14)$$

где V_{ji} - поле рассеяния i -ой ступени,

t_2 - коэффициент, учитывающий процент риска. Его значение вбирается по таблице:

Процент риска $p, \%$	10	4,5	1,0	0,27
Коэффициент t_2	0,21	0,28	0,39	0,46

3.6 Погрешность упругого мертвого хода

3.6.1. Погрешность упругого мертвого хода от скручивания валов

Эта погрешность определяется как двойной угол скручивания вала при нагружении его крутящим моментом:

$$J_{\varphi_{кр}} = \frac{2 \cdot T \cdot l}{J_p \cdot G}, \quad (3.15)$$

где $J_{\varphi_{кр}}$ - двойной угол скручивания вала, рад;

T - крутящий момент на валу, Н-мм;

l - расстояние между средними плоскостями зубчатых колес, установленных на валу, или расстояние между средними плоскостями колеса и места съема движения с вала, мм;

J_p - полярный момент инерции поперечного сечения вала, мм⁴. Для вала круглого сечения $J_p = \pi \cdot d^4 / 32$,

G - модуль упругости материала вала при кручении, МПа. Для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Значение погрешности упругого мертвого хода от скручивания для стального вала круглого сечения в угловых минутах (...) определяется по формуле:

$$J_{\varphi_{кр}} = 0,875 \cdot \frac{T \cdot l}{d_e^4}, \quad (3.16)$$

где d_e - диаметр вала, мм.

Суммарная погрешность мертвого хода от скручивания валов кинематической цепи определяется по формуле:

$$J_{\varphi_{кр \Sigma}} = \sum_{i=1}^n \frac{J_{\varphi_{кр i}}}{i_{\Sigma i}}, \quad (3.17)$$

где $J_{\varphi_{кр i}}$ - погрешность упругого мертвого хода от скручивания отдельных валов,

$i_{\Sigma i}$ - передаточное отношение между i -тым валом и выходным валом, рассматриваемой кинематической цепи.

3.6.2 Погрешность упругого мертвого хода от изгиба валов, приведенная к оси ведомого колеса зубчатой пары в угловых минутах (...) для стальных валов круглого сечения определяется по формуле:

$$J_{\varphi_{и}} = 0,934 \cdot \frac{T_2}{d_{\varpi 2}^2} \cdot \left(\frac{k_1}{d_{e1}^4} + \frac{k_2}{d_{e2}^4} \right), \quad (3.18)$$

где T_2 - крутящий момент на валу ведомого колеса зубчатой пары, Н-мм;

$d_{\varpi 2}$ - диаметр начальной окружности ведомого колеса, мм;

d_{e1}, d_{e2} - диаметры валов, на которых установлены ведущее и ведомое колеса данной зубчатой пары, мм;

k_1, k_2 - коэффициенты, учитывающие расположение зубчатых колес относительно опор вала, мм. Для схемы на рисунке. 3.1а

$k = l_1^2 \cdot (l_1 + l)$, для схемы на рисунке. 3.1б $k = l_1^2 \cdot l^2 / l$.

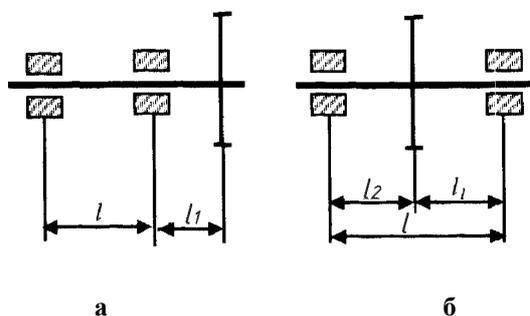


Рисунок 3.1

Если $\sqrt[3]{k} \leq (5 \cdot \dots \cdot 10) \cdot d_g$, то погрешность упругого мертвого хода от изгиба валов не учитывается.

Суммарная погрешность упругого мертвого хода от изгиба валов может быть определена по формуле:

$$J_{\varphi_{\Sigma}} = \sum_{i=1}^n \frac{J_{\varphi_{ui}}}{i_{\Sigma i}}, \quad (3.19)$$

$J_{\varphi_{ui}}$ - погрешность упругого мертвого хода от изгиба валов i -ой зубчатой пары;

$i_{\Sigma i}$ - передаточное отношение между валом ведомого колеса данной пары и валом, к которому приводится погрешность.

3.7 Полная погрешность мертвого хода

Полная погрешность мертвого хода представляет собою сумму погрешностей мертвого хода от зазоров между зубьями, определяемую по формулам (3.10) или (3.14), и погрешностей упругого мертвого хода, определяемой по формулам (3.17) и (3.19),

Таким образом

$$J_{\varphi_{\Sigma}} = (J_{\varphi_{\Sigma \max}} + J_{\varphi_{\text{упр} \Sigma} + J_{\varphi_{\Sigma}}) \leq [J_{\varphi_{\Sigma}}] \quad (3.20)$$

или

$$J_{\varphi_{\Sigma}} = (J_{\varphi_{\Sigma}} + J_{\varphi_{\text{упр} \Sigma} + J_{\varphi_{\Sigma}}) \leq [J_{\varphi_{\Sigma}}], \quad (3.21)$$

где $[J_{\varphi_{\Sigma}}]$ - допустимое значение погрешности мертвого хода кинематической цепи.

3.8 Погрешность мертвого хода в планетарных механизмах

Погрешность мертвого хода, вызванная боковым зазором между зубьями в отдельно взятых зубчатых парах, составляющих планетарный механизм, определяется по формулам (3.1)...(3.8). Суммарная погрешность (максимальная) мертвого хода в (...) между водилом и подвижным центральным колесом для схемы на рисунке 2.3а может быть определена по формуле:

$$J_{\varphi_{\Sigma \max}} = 6,875 \cdot i_{hc}^a \cdot \left(\frac{J_{t \max c-f}}{d_c} \cdot i_{hc}^a + \frac{J_{t \max g-a}}{d_a} \cdot i_{ha}^c \right), \quad (3.22)$$

а для схемы на рисунке 2.3б по формуле

$$J_{\varphi_{\Sigma \max}} = 6,875 \cdot i_{ha}^c \cdot \left(\frac{J_{t \max c-f}}{d_c} \cdot i_{ha}^c + \frac{J_{t \max g-a}}{d_a} \cdot i_{hc}^a \right), \quad (3.23)$$

где d_a, d_c - диаметры делительных окружностей центральных колес, мм;

$J_{t \max c-f}, J_{t \max g-a}$ - максимальная погрешность мертвого хода в зубчатых парах, мкм;

i_{hc}^a, i_{ha}^c - передаточные отношения планетарного механизма, вычисляемые по формулам (2.25) или (2.26).

При суммировании вероятностным методом:

для схемы на рисунке 2.3а:

$$J_{\varphi_{\Sigma p}} = E_{V_{\Sigma}}^a + t_2 \sqrt{(V_{a-g} \cdot i_{hc}^a)^2 + (V_{f-c} \cdot i_{ha}^c)^2}; \quad (3.24)$$

-для схемы на рисунке 2.3.б.:

$$J_{\varphi_{\Sigma p}} = E_{V_{\Sigma}}^c + t_2 \sqrt{(V_{a-g} \cdot i_{ha}^c)^2 + (V_{f-c} \cdot i_{hc}^a)^2}, \quad (3.25)$$

где $E_{V_{\Sigma}}^a$ - координата середины поля рассеяния погрешности мертвого хода для планетарного механизма на рисунке 2.3.а:

$$E_{V_{\Sigma}}^a = E_{V_{a-g}} \cdot i_{hc}^a + E_{V_{f-c}} \cdot i_{ha}^c, \quad (3.26)$$

где $E_{V_{\Sigma}}^c$ - координата середины поля рассеяния погрешности мертвого хода для планетарного механизма на рисунке 2.3б:

$E_{V_{a-g}}$ и $E_{V_{f-c}}$ - координаты середины поля рассеяния погрешности мертвого хода зубчатых пар а-г и f-с, вычисляемые по формуле (3.11);

V_{a-g}, V_{f-c} - поле рассеяния погрешности мертвого хода зубчатых пар а-г и f-с, вычисляемых по формуле (3.12);

t_2 - коэффициент, учитывающий процент риска. Его значения выбираются по таблице 3.2.

3.9 Способы уменьшения погрешности мертвого хода.

В случае превышения расчетной суммарной погрешности над допустимой необходимо принять меры по уменьшению погрешности мертвого хода. Основные из них следующие:

1. Уменьшение зазора в опорах валов.

2. Применение специальных конструкций зубчатых колес, уменьшающих или устраняющих боковой зазор между зубьями.

Наиболее эффективными являются безлюфтовые зубчатые колеса, состоящие из 2-х колес: основного и поджимного и устанавливаемых между ними пружинами (винтовыми или плоскими).

Рабочее усилие пружины (в Н) определяется из условия:

$$P_{np} \geq \frac{1,5 \cdot T_{кр}}{l_2 n}, \tag{3.28}$$

где $T_{кр}$ - момент, передаваемый валом, на котором устанавливается безлюфтовое зубчатое колесо, Н мм;

l_2 - расстояние между осями пружины и зубчатого колеса, мм;

n - количество пружин.

Расчет усилия пружины по формуле (3.28) производится в случае применения пружин сжатия или растяжения. В случае использования конструкций безлюфтовых колес с пружинами, создающими вращающий момент, пружина выбирается по условию:

$$T_{np} \geq 1,5 T_{кр} . \tag{3.29}$$

Конструкции и размеры элементов безлюфтовых колес в зависимости от требуемого усилия пружины приведены в Приложении 2.

3.10 Рекомендации по расчету погрешности мертвого хода

Расчет погрешности мёртвого хода производится после определения геометрических размеров зубчатых колес и выполнения компоновки механизма с целью определения положения зубчатых колес на валах и значений пролетов валов. Далее необходимо определить минимальный боковой зазор из условий предотвращения заклинивания зубьев при температурных деформациях по формулам (3.1)...(3.3), выбрать вид сопряжения, значения величин, входящих в формулы (3.4)...(3.8), в зависимости от видов передач по стандартам (таблица 1.1). Значения этих величин свести в таблицу, куда также занести значения других параметров, входящих в формулы (3.4)...(3.8):

Номер колеса	d	a _w	J _{nmin}	f _a	E _H	T _H	E _{SS}	f _{aM}	E _Σ	T _§	f _{ac}	G _r	G _a	t ₂
1														
2														
3														
4														

После составления таблицы исходных данных произвести суммирование погрешностей в заданной кинематической цепи

Приложение 1

Таблица 1-Нормы кинематической точности

Степень точности	Обозначение	Модуль m , мм	Делительный диаметр d , мм									
			До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 200	Св. 200 до 315	Св. 315 до 400	
			МКМ									
5	Fr	От 0,1 до 0,5	7	8	9	10	12	14	16	—	—	
		Св. 0,5 до 1,0	9	10	11	12	14	16	19	22	22	
	Fp	От 0,1 до <1,0	10	11	12	14	16	19	22	25	30	
6	Fr	От 0,1 до 0,5	11	12	14	16	19	22	26	—	—	
		Св. 0,5 до <1,0	15	16	18	20	22	25	30	35	36	
	Fp	От 0,1 до <1,0	16	17	19	22	25	30	36	40	45	
7	Fr	От 0,1 до 0,5	16	18	20	22	26	30	36	—	—	
		Св. 0,5 до <1,0	21	22	24	26	30	36	42	48	50	
	Fp	От 0,1 до <1,0	22	24	26	30	35	42	50	56	63	
8	Fr	От 0,1 до 0,5	19	21	25	28	32	38	45	—	—	
		Св. 0,5 до <1,0	26	28	30	34	38	45	50	55	63	
	Fp	От 0,1 до <1,0	32	34	38	42	50	60	70	80	90	

*- для этих диапазонов диаметров числовые значения допусков относятся к зубчатым колесам с модулями свыше 0,5 мм
Fr - допуск на радиальное биение зубчатого колеса;
Fp - допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса

Таблиц 2-Нормы плавности работы (показатель f_f -допуск на погрешность профиля зуба)

Обозначения	Модуль m , мм	Степень точности			
		5	6	7	8
		МКМ			
f_f	От 0,1 до 0,5	5	7	9	11
	Св. 0,5 < 1	3	4	10	13

Таблица 3-Нормы контакта зубьев (показатель F_p)

Обозначения	Ширина зубчатого венца b_w , мм	Степень точности			
		5	6	7	8
		МКМ			
F_p	До 10	6	7	9	13
	Св. 10 до 20	7	9	11	15
	Св. 20 до 40	7	9	11	17

Таблица 4 -Нормы бокового зазора (показатели J_{nmin}, f_a)

Вид сопряжения	Межосевое обозначения	Межосевое расстояние a_w , мм									
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
		МКМ									
H	II	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G	III	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25
F	IV	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36
E	V	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57
D	VI	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89
H	II	±8	±9	±11	±14	±16	±18	±20	±22	±25	±28
G	III	±11	±14	±16	±20	±22	±28	±30	±35	±40	±45
F	IV	±18	±22	±25	±32	±35	±45	±50	±55	±60	±70
E	V	±30	±36	±40	±50	±60	±70	±80	±90	±100	±110
D	VI	±45	±55	±63	±80	±90	±110	±120	±140	±160	±180

* Класс отклонений межосевого расстояния используется при измерении соответствия между видом сопряжения и классом отклонения межосевого расстояния

Таблица 5 - Нормы бокового зазора (показатели E_{wms} или $+E_{wmi}$ слагаемое I и $-E_{ws}$ или E_{wi})

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d , мм									
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
		МКМ									
H	3-7	3	4	5	6	7	8	9	9	10	10
G	3-6	8	9	11	13	15	17	19	25	28	30
	7	11	12	13	15	17	19	21	26	28	32
	8	15	16	17	18	20	22	24	30	32	35
F	3-6	12	15	18	21	24	26	30	36	40	45
	7	15	16	19	22	25	28	32	36	40	45
	8	18	20	22	25	28	32	36	40	42	45
E	3-7	19	22	26	30	36	42	48	55	63	70
	8	24	26	30	35	40	45	50	60	63	70
	9	28	32	36	40	45	50	55	60	63	70
D	3-7	28	34	40	48	55	63	75	85	95	105
	8	34	38	42	48	55	63	80	85	95	105
	9	38	42	48	55	60	70	80	90	100	110

Таблица 6- Нормы бокового зазора (показатели E_{HS} - для зубчатых колёс с внешними зубьями; E_{HI} - для зубчатых колёс с внутренними зубьями)

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм									
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
		МКМ									
H	3-7	5	6	7	6	9	11	13	14	16	18
G	3-6	12	14	16	18	22	25	28	38	40	45
	7	16	18	20	22	26	28	30	40	40	45
	8	22	24	26	28	30	32	34	45	50	50
F	3-6	18	22	26	30	35	40	45	55	60	63
	7	22	24	28	32	36	42	48	55	60	63
	8	26	30	34	38	42	45	53	60	63	70
E	3-7	28	32	38	45	53	60	70	80	90	100
	8	35	40	45	50	55	63	75	85	95	105
	9	42	48	55	60	63	70	80	90	100	110
D	3-7	40	55	60	70	80	90	110	130	140	150
	8	50	55	60	70	80	95	118	130	150	160
	9	55	60	70	80	90	100	120	130	150	160

Таблица 7-Нормы бокового зазора (T_{wm} - допуск на среднюю длину)

Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r															
		До 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160	Св. 160
		МКМ															
H	h	6	7	7	8	9	10	11	12	14	16	18	21	25	28	35	38
G	g	8	8	9	9	11	12	14	15	16	20	21	28	32	40	48	50
F	f	9	10	10	11	12	14	16	19	21	22	28	35	38	45	56	63
E, D	e	11	11	12	14	15	17	21	22	26	30	38	45	53	67	80	85

Таблица 9-Нормы бокового зазора (T_H - допуск на смещение исходного контура)

Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r															
		До 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160	Св. 160
		МКМ															
H	h	14	16	18	20	25	30	34	40	50	60	70	90	110	140	170	190
G	g	16	18	20	22	28	32	38	45	53	67	75	100	120	150	190	210
F	f	18	20	22	25	30	36	42	50	60	70	85	110	130	160	200	230
E, D	e	20	22	25	30	34	40	48	56	70	80	100	125	150	190	240	260

Таблица 8-Нормы бокового зазора (T_w - допуск на длину общей нормали)

Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r															
		До 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160	Св. 160
		МКМ															
H	h	10	11	12	14	17	20	22	26	34	40	48	60	75	95	112	130
G	g	11	12	14	15	19	22	26	30	36	45	50	67	80	100	130	140
F	f	12	14	15	17	20	24	28	34	40	48	56	75	90	110	140	160
E, D	e	14	15	17	20	22	28	32	38	48	53	67	85	100	130	160	180

Таблица 9-Нормы бокового зазора (Т _н - допуск на смещение исходного контура)																	
Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r															
		До 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160	Св. 160
МКМ																	
Н	h	14	16	18	20	25	30	34	40	50	60	70	90	110	140	170	190
G	g	16	18	20	22	28	32	38	45	53	67	75	100	120	150	190	210
F	f	18	20	22	25	30	36	42	50	60	70	85	110	130	160	200	230
E, P	e	20	22	25	30	34	40	48	56	70	80	100	125	150	190	240	260

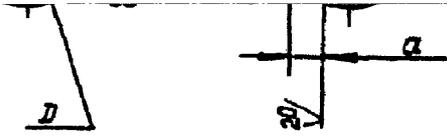
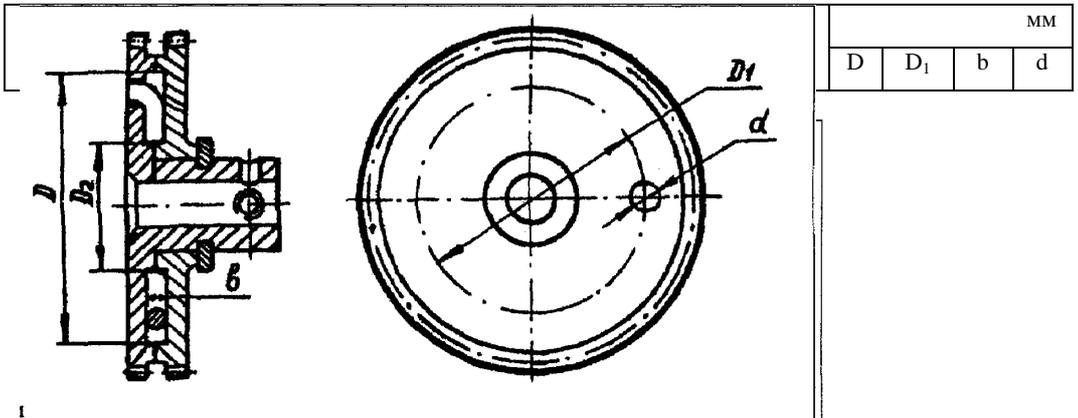
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.

Параметры и конструктивные элементы безлюфтовых зубчатых колес.

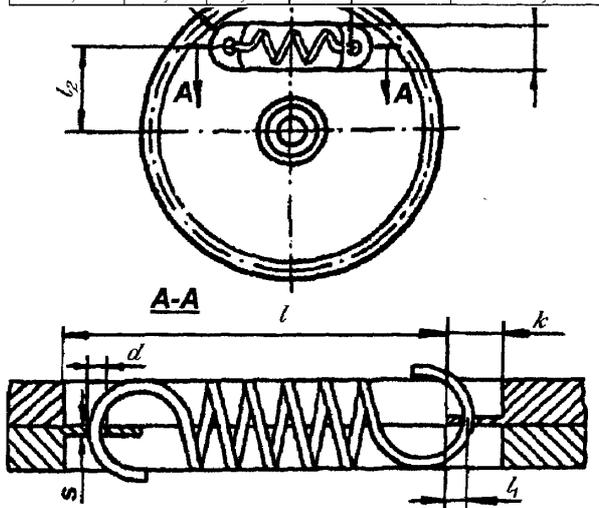
В зависимости от конструктивных особенностей механизма и допустимых его габаритов люфтовывбирающее устройство может устанавливаться либо на ведущем колесе зубчатой пары, либо на ведомом. Тип безлюфтового зубчатого колеса и размеры его элементов зависят от значения момента, передаваемого валом, на котором установлено данное зубчатое колесо. На рисунке 1 даны размеры винтовых пружин растяжения в зависимости от рабочей нагрузки, определяемой по формуле (3.28), а на рисунке 2 даны размеры мест установки этих пружин на зубчатых колесах. На рисунке 3 даны размеры пружины кручения в зависимости от потребного значения крутящего момента пружины, определяемого по формуле (3.29), а на рисунке 4 показана конструкция безлюфтового колеса с пружиной кручения и даны размеры элементов для ее установки.

Рисунок

Рисунок 2



Число рабочих витков	Размеры, мм				Деформация при рабочей нагрузке, мм	Рабочая нагрузка, Н
	D±0,3	d	H	a±0,5		
6,0	2,5	0,30	8	1,0	2,9	3,7
7,0	3,0	0,40	8		3,4	7,1
9,0	3,0	0,50	10		3,1	13,7
8,5	4,0	0,63	9	1,5	3,7	18,0
5,5	4,5	0,50	11	2,0	5,3	9,5
10,5	4,5	0,63	15		6,2	16,0
12,0	5,0	0,80	17		5,6	26,0



b	R	l	l ₁	l ₂	l ₃	d	k	s
4	2,0	9	1,0	13,9	2,0	0,8	2,5	0,6
5	2,5	11	1,5	14	4,4	0,9	3,0	0,7
6	3,0	12		12,7	2,5	1,0		
7	3,5	18	2,5	14,6	6,9	1,2	5,0	0,9
7		14,5		15,2	5,5	1,0	4,0	1,0
9	4,5	21		13,5	8,7	1,2	4,5	
11	5,5	23,5		16	9,5	1,3		

	17	14	1,2	1,3
	22	19		
	27	24	1,8	1,7
	32	29	1,5	1,5
	37	34		
	42	39		
	45	43,5	2,3	2,0
	50	48,5		

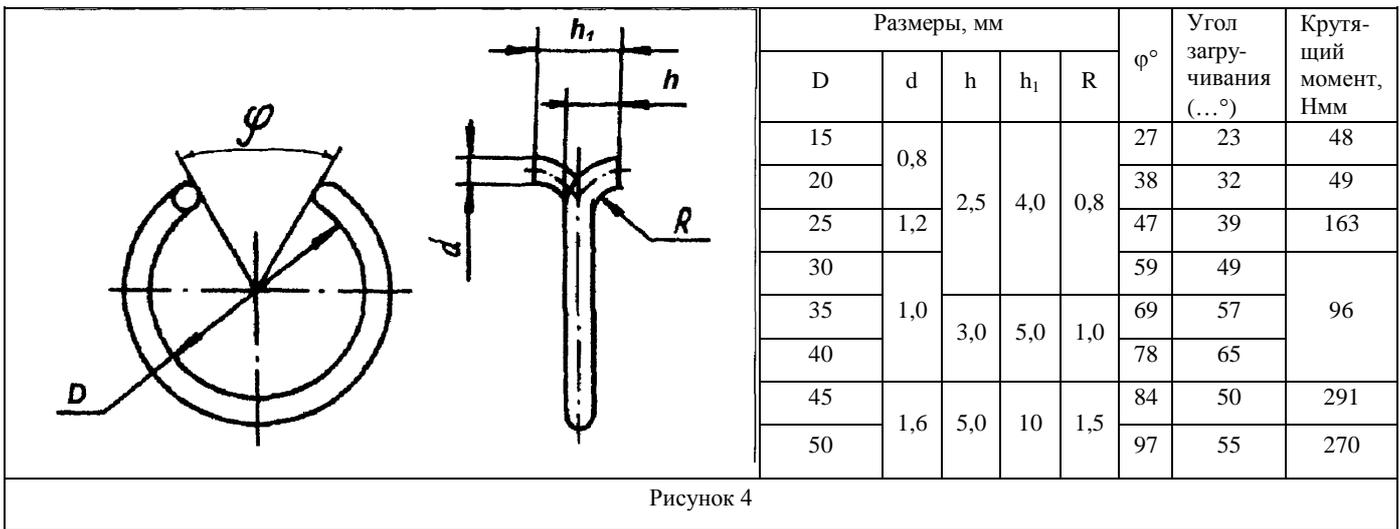


Рисунок 4

Литература

1. Детали и механизмы приборов: Справочник /Б.М. Уваров, В.А. Бойко, В.Б. Подаревский, Л.И. Власенко./- К.: Техніка, 1987.
- *2. Куцоконь В.А. Точность кинематических цепей приборов.-Л.: Машиностроение, 1980 г.
3. ГОСТ 21098-82. Цепи кинематические. Методы расчет точности.