

Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический
университет

ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ И РГЗ

Методические указания к выполнению
контрольной работы и расчетно – графического
задания для студентов заочной и дневной форм
обучения – по дисциплине «Детали приборов»

Севастополь
2006

УДК 621 – 81 Детали машин в целом.

УДК [621.855 + 621.839 + 621.83](07) Цепная передача, фрикционная передача, мелкомодульная передача, кулачково-зубчатые ограничители вращения.

Индивидуальные задания к контрольной работе и РГЗ. Методические указания / Разраб. О.И. Негреску, А. И. Балакин. - Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2006. – 40 с.

Целью методических указаний является оказания помощи студентам дневной и заочной форм обучения в решении индивидуальных заданий к контрольной работе и РГЗ.

Излагаются общие требования и методы решения поставленных задач по темам: цепные передачи, фрикционные передачи, мелкомодульные передачи, кулачково – зубчатые ограничители вращения .

Методические рекомендации предназначены для студентов специальности 7.090901. Приборы точной механики.

Методические указания рассмотрены и утверждены на научно – методическом семинаре кафедры АПС (протокол 4 от 17.11.2005 г.)

Допущено учебно – методическим центром СевГТУ в качестве методических указаний.

Рецензент

Поляков А.М., кандидат техн. наук, доцент кафедры ТММ.

Содержание

1.	Цель работы	4
2.	Цепные передачи	4
2.1	Общие сведения	4
2.2	Порядок выполнения расчетов	7
2.3	Индивидуальные задания №1	15
3.	Фрикционные передачи	16
3.1	Общие сведения	16
3.2	Основные расчётные формулы	16
3.3	Методика расчета фрикционной передачи	19
3.4	Индивидуальные задания № 2	20
4.	Проектирование мелкомодульных передач и зубчато- кулачкового ограничителя вращения	21
4.1	Общие сведения	21
4.2	Особенности конструирования мелкомодульных зубча- тых, цилиндрических, конических и червячных передач	22
4.3	Зубчато-кулачковые ограничители вращения	25
4.4	Порядок расчета зубчато-кулачкового ограничителя	27
4.5	Индивидуальные задания №3	30
5.	Содержание отчета	38
6.	Контрольные вопросы	39
	Библиографический список	40

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Темы индивидуальных заданий, предложенных для решения в контрольной работе для студентов заочной формы обучения и расчётно-графического задания для студентов дневной формы обучения не были рассмотрены ни на одном из видов занятий, а предназначены для самостоятельного изучения. Данные методические указания предназначены в помощь студентам для самостоятельного изучения и решения задач по разделам дисциплины «Детали приборов»:

-цепные передачи, приобретение навыков их расчёта и выбора требуемых параметров передачи для обеспечения заданных условий работы;

-фрикционные передачи, приобретение навыков их расчёта и проектирования;

-мелкомодульные зубчатые и червячные передачи, приобретение навыков проектирования с обеспечением требуемого направления вращения выходного вала и обеспечение вращения входного вала не более заданного числа;

- зубчато - кулачковые ограничители вращения; приобретение навыков расчёта и проектирования ограничителя вращения и компоновка прибора с ограничителем.

2. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общие сведения

Цепные передачи относятся к механическим передачам с гибкой связью. На ведущем и ведомом валах передачи устанавливаются звездочки с числом зубьев соответственно z_1 и z_2 , которые входят в зацепление с охватывающей их цепью (рисунок 2.1)

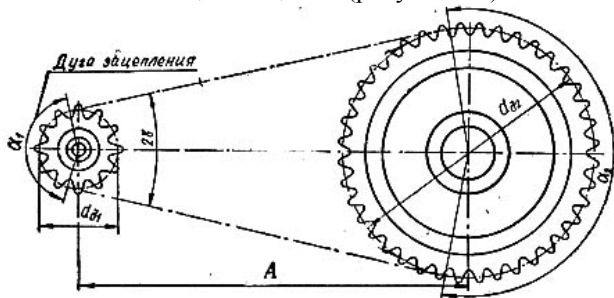


Рисунок 2.1 – Цепная передача.

Цепные передачи могут быть как понижающие, так и повышающие число оборотов ведомого звена. С помощью цепных передач можно от одного двигателя переводить в движение несколько агрегатов. Применение их в этом случае более оправдано, чем зубчатых передач с промежуточными колесами и опорами.

По сравнению с ременными, цепные передачи имеют меньшие габариты, потери на трение и эксплуатационные расходы, кроме того, в цепных передачах отсутствует проскальзывание, но несколько повышена виброактивность и интенсивность шума.

Цепные передачи предназначены для передачи мощности не более 100 кВт и работают, как при малых, так и при больших скоростях (до 35 м/с). Передаточное число обычно не превышает $i = 7$, но в тихоходных и маломощных передачах $i = 12, \dots, 15$.

Из всех типов приводных цепей наибольшее распространение имеют роликовые (рисунок 2.2), втулочные (рисунок 2.3) и зубчатые (рисунок 2.4.) цепи.

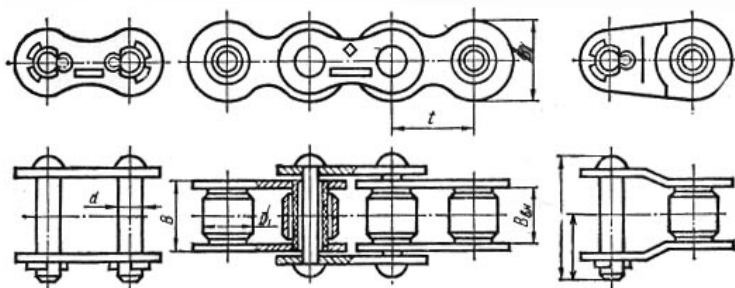


Рисунок 2.2 – Цепь роликовая однорядная

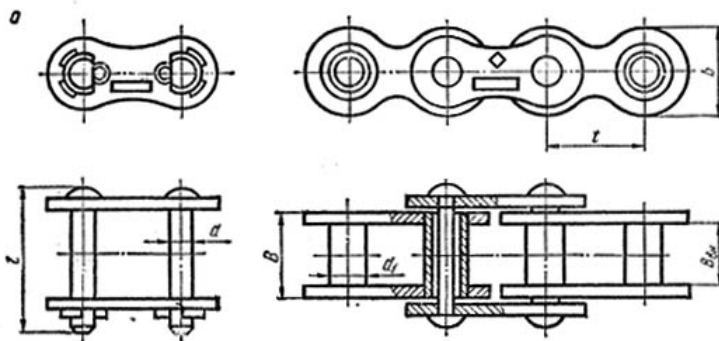


Рисунок 2.3 – Цепь втулочная

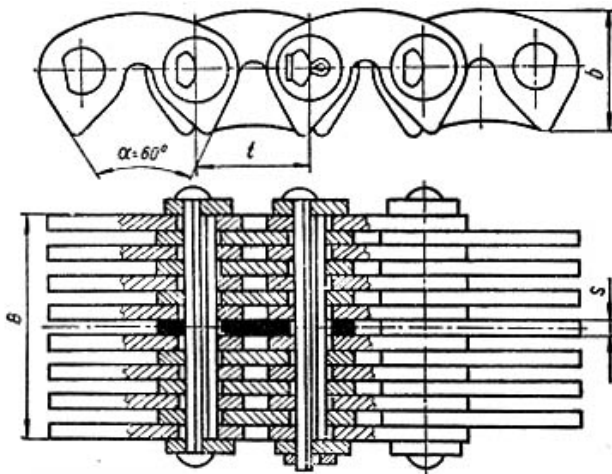


Рисунок 2.4 – Цепь зубчатая

Основным параметром роликовых и втулочных цепей является шаг t , равный расстоянию между осями двух смежных роликов или втулок.

Цепи изготавливают из качественных сталей с термообработкой:

- пластины – из стали 40,45,40X,40XH;
- валики, втулки, ролики, вкладыши – из стали 15,20,15X,12XH с термообработкой до обеспечения твердости HRC 50,...,65.

При выборе материала надо учитывать условия работы. Материал и термообработка ведущей звёздочки должна быть лучше, чем для ведомой, которая работает в более благоприятных условиях с точки зрения износа и динамических нагрузок.

Основные потери в цепных передачах обусловлены потерями на трение в шарнирах и между пластинками, а также в опорах звёздочек.

Для хорошо смазываемых передач общего назначения с валами на опорах качения

$\eta = 0,96$, для высокоточных передач с циркуляционной смазкой

$\eta = 0,98$, при периодической смазке $\eta = 0,94, \dots, 0,95$.

При скоростях цепи $v > 10$ м/с цепные передачи выполняют в закрытом корпусе и снабжают системой смазки.

Цепные передачи могут терять работоспособность по следующим принципам:

- износ шарниров в цепи, что приводит к удлинению цепи и нарушению правильности её зацепления со звёздочками;

- усталостные явления в пластинах цепи (разрушение проушин);
- выкрашивание и раскалывание роликов, может появиться при $v > 20$ м/с;
- ослабление запрессовки в пластинах валика и втулок;
- износ зубьев звёздочек.

За основной критерий работоспособности принята износостойкость, характеризующая степень износа звеньев цепи.

Этот критерий положен в основу расчёта по допускаемой удельной нагрузки, отнесенной к проекции опорной поверхности шарнира цепи. Расчёт позволяет обеспечить долговечность цепи по износу порядка 5000,...,8000 часов.

2.2. Порядок выполнения расчетов

2.1.1 Определение передаточного отношения цепной передачи i по формуле

$$i = \frac{n_1}{n_2},$$

где n_1 - число оборотов ведущего вала, об/мин; n_2 - число оборотов ведомого вала, об/мин.

2.2.2 Выбор числа зубьев Z_1 меньшей звёздочки в зависимости от передаточного числа.

Число зубьев ведущей звёздочки выбирается в зависимости от передаточного отношения по таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Рекомендуемое число зубьев меньшей звёздочки

Тип цепи	z_1 при передаточном числе $u = i$						
	1 - 2	2 - 3	3 - 4	4 - 5	5 - 6	6	$z_{\min}$
Роликовая и втулочная	31,...,27	27,...,25	25,...,23	23,...,21	21,...,17	17,...,15	13

2.2.3 Определение числа зубьев ведомой звёздочки Z_2

Число зубьев ведомой звёздочки определяется по формуле

$$z_2 = uz_1,$$

где u - передаточное число, численно равное передаточному отношению i .

Полученное значение z_2 округлить до ближайшего целого числа, проверить уточнённое значение передаточного числа u

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad u = i.$$

Определяем фактическую угловую скорость ведомого вала n_2'

$$n_2' = \frac{n_1}{i}.$$

Полученное значение угловой скорости n_2' не должно превышать 1% от заданного.

2.2.4. Определение коэффициента эксплуатации K_9

$$K_9 = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6,$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий характер нагрузки:

- при спокойной $K_1 = 1,0$;
- при переменной или с толчками $K_1 = 1,25, \dots, 1,5$;

K_2 – коэффициент, учитывающий способ регулировки натяжения цепи:

- при перемещении опор звёздочки $K_2 = 1,0$;
- при применении оттяжных звёздочек или нажимных роликов $K_2 = 1,1$;
- для нерегулируемых передач $K_2 = 1,0$;

K_3 – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние.

Рекомендуется принимать межосевое расстояние в интервале $(30, \dots, 50)t$,

где t - шаг цепной передачи, в этом случае $K_3 = 1,0$,

K_4 – коэффициент, учитывающий угол наклона передачи к горизонту β :

- при $\beta \leq 70^\circ$ $K_4 = 1,0$;
- при $\beta > 70^\circ$ $K_4 = 1,25$;

K_5 – коэффициент, учитывающий способ смазки:

- при непрерывной смазке $K_5 = 0,8$;
- при регулярной смазке $K_5 = 1,0$;
- при нерегулярной смазке $K_5 = 1,5$;

K_6 – коэффициент, учитывающий продолжительность работы:

- при односменной работе $K_6 = 1,0$;

- при двухсменной работе $K_6 = 1,25$;

- при непрерывной работе $K_6 = 1,5$.

Если $K_3 \geq 3$, рекомендуется изменить условие работы передачи.

2.2.5. Выбор среднего значения допускаемого среднего давления $[p]_{\text{ср.}}$ в шарнире при заданных оборотах вала n_1

Допускаемое среднее давление выбирать по таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Значения допускаемого среднего давления $[p]$ для втулочных и роликовых цепей при $z_1 = 15, \dots, 30$

n_1 , об/мин	Значения $[p]$ МПа при t , мм				среднее значение $[p]_{\text{ср.}}$
	12,7, ..., 15,87	19,05, ..., 25,4	31,75, ..., 38,1	44,45, ..., 50,8	
50	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7	28,525
400	28,1	25,7	23,7	20,6	24,525
600	25,7	22,9	20,6	17,2	21,6
800	23,7	20,6	18,1	14,7	19,275
1000	22,0	18,6	16,3	-	18,97
1200	20,6	17,2	14,7	-	17,5
1600	18,1	14,7	-	-	16,4
2000	16,3	-	-	-	16,3
2400	14,7	-	-	-	14,7
2800	13,4	-	-	-	13,4

2.2.6. Определение ориентированного значения шага цепи t , приняв число рядов цепи равным 1

$$t \approx 620 \sqrt[3]{\frac{NK_3}{z_1 n_1 [p]_{\text{ср.}}}},$$

где N - мощность, кВт, задана в условиях задачи.

По рассчитанному значению “ t ” определить два ближайших стандартных значений шага t_1 и t_2 по таблицам 2.3 и 2.4. Обозначения геометрических размеров показаны на рисунках 2.2 и 2.3. Значение геометрических параметров: t, d, d_1, A , указанные в таблицах 2.3 и 2.4 имеют размерность в мм.

Таблица 2.3 – Обозначение и основные геометрические параметры ро-
ликовых цепных передач

Обозначение цепи	t , мм	$B_{вн}$, мм не менее	d , мм	d_1 , мм	h , мм	b , мм	b_1 , мм	Разру- шающая нагрузка Q_H не менее	Масса 1 м цепи, кг
					не более				
ПРЛ-15,875- 2270	15,87 5	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	22246	0,9
ПРЛ-19,05- 2950	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	17	28910	1,6
ПРЛ-25,4-5000	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	22	49000	2,6
ПРЛ-31,75- 7000	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	24	68600	3,8
ПРЛ-38,1- 10000	38,1	25,40	11,12	22,23	36,2	58	30	98000	5,5
ПРЛ-44,45- 13000	44,45	25,40	12,72	25,40	42,4	62	34	127400	7,5
ПРЛ-50,8- 16000	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	38	156800	9,7
ПР-8-460	8,0	3,0	2,31	5,0	7,5	12	7	4508	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	8918	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	8,7	-	8820	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,3	3,66	7,75	10,0	12	7	8820	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	10	17836	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	17836	0,75
ПР-15,875- 2270-1	15,87 5	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	22246	0,8
ПР-15,875- 2270-2	15,87 5	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	22246	1,0
ПР-19,05-3180	19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	18	31164	1,9

Продолжение таблицы 2.3

ПР-25,4-5670	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	22	55565	2,6
ПР-31,75-8850	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	24	86730	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	30	124460	5,5

Таблица 2.4 – Обозначение и основные геометрические параметры втулочных цепных передач

Обозначение цепи	t , мм	B_{BH} , мм не менее	d , мм	d_1 , мм	A , мм	h , мм	b , мм	b_1 , мм	Разрушающая нагрузка, кгс, не менее	Масса, 1 м цепи, кг
						не более				
ПВ-9,525-1100	9,525	7,60	3,59	5	-	8,80	18,5	10	10780	0,50
ПВ-9,525-1200		9,52	4,45	6	-	9,85	21,2	12	11760	0,65
2ПВ-9,525-1800		5,20	4,45	6	10,75	9,85	27,5	8,5	17640	1,00

Дальнейший расчет выполнять для двух вариантов шагов t_1 и t_2 , результаты сведем в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Результаты расчета основных параметров

Определяемая величина	Результаты расчёта при шаге, мм		Примечание
	t_1	t_2	
1.Параметры цепи d ,мм; B ,мм; q ,кг/м (масса 1 м. цепи в кг.); $F = Bd$, мм ² (проекция опорной поверхности шарнира цепи на диаметральную плоскость); Q , Н (разрушающая нагрузка)			
2. Межосевое расстояние, A мм, $A = 40t$. Проверяем отношение $A_t = \frac{A^*}{t}$			Полученное значение округлим до ближайшего целого числа. A_t – целое число. $\frac{A - A_t}{A} \cdot 100\% \leq 1\%$
3.Число звеньев цепи L_t $L_t = A_t \cos j + \frac{z_1}{2} (i + 1) + \frac{jz_1}{\pi} (i - 1)$ $\sin j = \frac{1}{2A_t} \left(\frac{1}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} - \frac{1}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \right)$ $\alpha_1 = 180^\circ - 2j; \alpha_2 = 180^\circ + 2j$			L_t – округлять до ближайшего целого числа. α_1 и α_2 - углы обхвата соответственно малой и большой звёздочек.
4.Проверка условия. $n1 \leq [n_1]_{\max}$.			$[n]_{\max}$ -данные брать из таблицы 2.6.
5.Число ударов цепи, $e \frac{1}{c}$ $e = \frac{z_1 n_1}{15 L_t} \leq [e]$			$[e]$ - данные брать из таблицы 2.7.

Продолжение таблицы 2.5

6. Скорость цепи. $v = \frac{z_1 t n_1}{6 \cdot 10^4}$			
7. Окружное усилие F_t, H $F_t = \frac{N \cdot 10^3}{v} H$			N – передаваемая мощность.
8. Средняя удельная нагрузка в шарнирах $p, \text{МПа}$ $p = \frac{F_t \cdot K_\Sigma}{F}$			
9. Условие прочности. $p \leq [p]$			Допускаемое значение $[p]$ выбрать из таблицы 2.2.
10. Обосновать выбор шага по условию прочности.			Дальнейший расчёт ведём для цепи с выбранным шагом t

Таблица 2.6 – Предельные и угловые скорости малой звёздочки

Число зубьев звёздочки	$[n]_{\max}$ в об/мин, при шаге t , мм.							
	12,7	15,87	19,25	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	850	750	700
30	260	2200	1550	1300	1100	850	750	700

Таблица 2.7 – Допускаемое число ударов $[e]$, в секунду.

Тип цепи	$[e]$ в 1/с при t , мм							
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
Втулочка и роликовая цепь	60	50	35	30	25	20	15	15

2.2.6. Определение усилия от провисания цепи F_f , Н

$$F_f \approx 5q \cdot t \cdot \cos \beta,$$

где β - угол наклона цепи к горизонту, град.

2.2.7. Определение усилия от центробежных сил, F_u , Н

$$F_u = qv^2.$$

2.2.8 Определение расчетного коэффициента запаса прочности n

$$n = \frac{Q}{F_t + F_u + F_f},$$

где Q - разрушающая нагрузка, Н.

Допускаемое значение коэффициента запаса прочности выбираем из таблицы 2.8.

Таблица 2.8 – Допускаемы коэффициенты запаса прочности $[n]$ для втулочных и роликовых цепей.

Шаг t , Мм	Значение $[n]$ при n_1 , об/мин. и $z_1 = 1,5, \dots, 30$										
	до 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,7, ..., 15,87	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11,0	11,7	13,2	14,8	16,3	18
19,05, ..., 25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14,8	16,3	-	-	-
31,75, ..., 38,4	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	-	-	-	-
44,5, ..., 50,8	7	9,7	11,7	14,8	16,3	-	-	-	-	-	-

2.2.9. Определяем нагрузку на валы передачи Q_e , Н

$$Q_e = 1,15 K_1 p.$$

2.2.10. Определяем уточненное значение A_t , по округленной величине L_t

$$A_t = \frac{1}{2 \cos j} \left[L_t - \frac{z_1}{2} (i+1) - \frac{j z_1}{\pi} (i-1) \right].$$

2.2.11. Определение расчетного межосевого расстояния A , мм

$$A = A_t \cdot t.$$

2.2.12. Монтажное и межосевое расстояние примем

$$A_m = 0,996A.$$

2.3. Индивидуальные задания №1

Рассчитать и разработать эскиз цепной передачи для привода транспортера, работающего в две смены, если известны:

- мощность на валу ведущей звёздочки N , кВт;
- угловая скорость ведущей n_1 и ведомой n_2 звёздочек, об/мин;
- угол наклона β линии центров звёздочек цепной передачи к горизонту, град.;

Численные значения заданных параметров выбрать по последней цифре зачётной книжки в таблице 2.9.

Таблица 2.9 – Исходные данные для расчета к индивидуальному заданию №1.

Последняя цифра зачетной книжки		N , кВт	n_1 , об/мин	n_2 , об/мин	β , град	Нагрузка	Вид при- водной цепи
	1	1,1	800	300	0^0	с толчками	роликовая
	2	0,7	1200	520	30^0	спокойная	втулочная
	3	2,0	1600	250	45^0	с толчками	роликовая
	4	1,8	850	150	70^0	спокойная	роликовая
	5	0,9	2800	1320	90^0	с толчками	роликовая
	6	0,4	2500	1000	30^0	спокойная	втулочная
	7	1,5	800	350	45^0	с толчками	роликовая
	8	0,25	1600	540	60^0	спокойная	втулочная
	9	1,8	2800	1000	0^0	с толчками	роликовая
	0	1,0	400	100	30^0	спокойная	роликовая

3. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Общие сведения

Фрикционными называются передачи, в которых ведомый элемент приводится в движение силами трения.

Простейшими из фрикционных передач являются передачи с нерегулируемым передаточным отношением, состоящие из двух цилиндрических или конических катков, (рисунок 3.1).

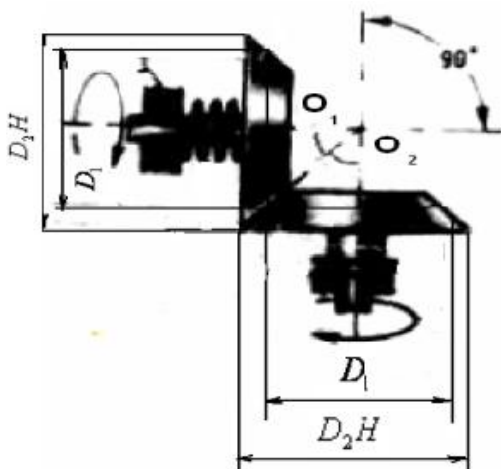


Рисунок 3.1 – Фрикционная передача с коническими катками

Катки изготавливают из высокопрочных сталей 40Х; 40ХН; 12ХНЗ; ШХ15; ШХ15ГС, подвергают термообработке для обеспечения высокой твердости поверхностных слоев. Быстроходные фрикционные передачи обычно выполняются закрытыми в общем корпусе и работают они в масляной ванне, что способствует их износостойкости и высокому КПД.

Тихоходные фрикционные передачи изготавливаются из чугуна, пластмасс и работают они чаще всего без смазки.

3.2. Основные расчетные формулы

Передаточное отношение фрикционных передач определяется исходя из того, что окружная скорость ведомого катка v_1 из-за проскаль-

зывания несколько меньше окружной скорости ведущего катка v_1

$$V_2 = V_1 \cdot \xi,$$

где ξ - коэффициент проскальзывания, $\xi = 0,97$.

Передаточное отношение i для цилиндрических катков определяется по формуле

$$i = n_1/n_2, \quad (1)$$

где n_1 и n_2 – угловая скорость соответственно ведущего и ведомого валов, об/мин.

Передаточное число U для цилиндрических катков

$$U = D_2/\xi D_1.$$

Передаточное число i и передаточное отношение U для передачи с перпендикулярными осями

$$i = n_1/n_2, \quad U = D_2/\xi D_1 = \sin \alpha_2 / \sin \alpha_1,$$

где D_2 и D_1 – средние диаметры катков, мм; α_2 и α_1 – углы между осью и образующей конусов.

При $\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$

$$U = \operatorname{tg} \alpha_2 / \xi = \operatorname{ctg} \alpha_1 / \xi.$$

Исходя из условия работоспособности передачи жесткими телами качения требуемая сила прижатия Q для цилиндрических катков определяется по формуле.

$$Q = CF_t/f,$$

где F_t – окружное полезное усилие, Н; C – коэффициент запаса сцепления:

- для силовых передач $C = 1,25; \dots; 1,5$;
- для передач приборов $C = 3, \dots, 5$.

Сила прижатия Q для передачи с пересекающимися осями определяется по формуле

$$Q \geq CF_t/f = 2T_1C/fD_1. \quad (2)$$

Усилие Q может быть разложено на две составляющие Q_1 и Q_2 , являющиеся одновременно радиальными силами с обратными индексами. Соответственно для катков

$$Q_1 = Q \sin \alpha_1 = 2T_1C/fD_1 \cdot \sin \alpha_1, \quad (3)$$

$$Q_2 = Q \cos \alpha_1 = 2T_1C/fD_1 \cos \alpha_1. \quad (4)$$

Для обеспечения контактной прочности фрикционных тел необходимо выполнить условие

$$\sigma_n \leq [\sigma_n],$$

где $[\sigma_n]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Для передачи с гладкими цилиндрическим катком, условие прочности имеет вид

$$\sigma_H = 0,836 \sqrt{\frac{CT_1 E (i \pm 1)}{f D_1^2 \cdot i \cdot \sigma}} \leq [\sigma_H],$$

или

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{T_1 C (i \pm 1)^3 E}{f \cdot A^2 \cdot i \cdot \sigma}} \leq [\sigma_H],$$

где E – приведенный модуль упругости определяется по формуле:

$$E = 2E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2),$$

где E_1 и E_2 – соответственно модули упругости ведущего и ведомого катков; f – коэффициент трения, определяемый по таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Коэффициент трения фрикционных пар

Материал	Условия работы	f
Закаленная сталь по закаленной стали	В масле	0,04;...;0,05
Закаленная сталь по закаленной стали	Всухую	0,15;...;0,18
Чугун по чугуну	В масле	0,04;...;0,05
Текстолит по стали или чугуну	Всухую	0,2;...;0,35
Пластмассы с асбестовым наполнителем	Всухую	0,5

σ – ширина катка, которая определяется исходя из рекомендованных коэффициентов ширины катка ψ_D по среднему диаметру D_1 или коэффициент ширины катка ψ_A по межосевому расстоянию :

- для точных закрытых передач $\psi_D = v/D_1 = 0,8...1,2$;
- для менее точных оборотных передач $\psi_D = 0,4...0,6$;
- $\psi_A = v/A \approx 0,2...0,4$.

Исходя из условия прочности (10), (11) производится проектный расчет, в котором определяется средний диаметр D_1 , ведущего катка или межосевое расстояние по формулам:

$$D_1 = 0,93 \sqrt[3]{\frac{CT_1 \cdot E (i \pm 1)}{f \cdot i \cdot \psi_D [\sigma_H]^2 \cdot i}},$$

$$A = (i + 1) \sqrt[3]{\frac{CT_1 \cdot E \left(\frac{0,418}{[\sigma_H]} \right)^2}{f \cdot i \cdot \psi_A}}.$$

Остальные размеры определяются по формулам:

$$\mathbf{b} = \psi_D \cdot \mathbf{D}_1 \text{ или } \mathbf{b} = \psi_a \cdot \mathbf{A}, \quad (5)$$

$$\mathbf{D}_2 = i \cdot \xi \cdot \mathbf{D}_1. \quad (6)$$

Для передачи коническими катками при условии $\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$, условие контактной прочности имеет выражение

$$\sigma_H = 0,836 \sqrt{\frac{CT_1 \cdot E \sqrt{i^2 + 1}}{f D_1^2 \cdot \sigma \cdot i}} \leq [\sigma_H].$$

Задавшись $\psi_D = 0,4 \dots 0,6$ можем провести проектный расчет среднего диаметра ведущего катка по формуле

$$D_1 \approx 0,93 \sqrt{\frac{CT_1 \cdot E \sqrt{i^2 + 1}}{f \psi_D [\sigma_H]^2 \cdot i^2}}. \quad (7)$$

Конусное расстояние L , определяющее габаритные размеры передачи определяются из выражения

$$L = L_o + \frac{\sigma}{2} = \frac{D_1}{2 \sin \alpha_1} \pm \frac{\sigma}{2} = \frac{D_1}{2} \left(\sqrt{(\xi i)^2 + 1} + \psi_D \right). \quad (8)$$

3.3. Методика расчета фрикционной передачи.

3.3.1. Определяем передаточное отношение по формуле (1)

$$i = n_1/n_2.$$

3.3.2. Определяем крутящий момент T_1 на входном валу

$$T_1 = P_1/\omega_1, \quad \omega_1 = \pi n_1/30,$$

где P_1 – мощность на входном валу, Вт; k – угловая скорость на входном валу, c^{-1} .

3.3.3. Задаемся численными значениями коэффициентов $\psi_D; C$;

3.3.4. Определяем средний диаметр D_1 ведущего звена по формуле (7)

$$D = 0,93 \sqrt{\frac{CT_1 \cdot E \sqrt{i^2 + 1}}{f \psi_D [\sigma_H]^2 \cdot i}}.$$

3.3.5. Определяем средний диаметр D_2 ведомого звена по формуле:

$$D_2 = i \cdot \xi D_1 \approx i D_1.$$

3.3.6. Определяем ширину катков «в», мм по формуле (5)

$$\mathbf{b} = \psi_D \cdot \mathbf{D}_1.$$

3.3.7. Определяем конусное расстояние по формуле (8)

$$L \approx \frac{D_1}{2} \left(\sqrt{i^2 + 1} + \psi_D \right).$$

3.3.8. Определяем угол конуса, ведущего катка α_1

$$\alpha_1 = \arctg 1/u.$$

3.3.9. Определяем наружные диаметры ведущего $D_{1н}$ и ведомого $D_{2н}$ катков по формулам (3) и (4)

$$D_{1н} = 2L \cdot \sin \alpha_1,$$

$$D_{2н} = D_{1н} \cdot i.$$

3.3.10. Определяем условие прижатия катков для обеспечения надежной работы по формуле (2)

$$Q = 2T_1 C / f D_1.$$

3.3.11. Определяем осевую нагрузку на ведущий Q_1 и ведомый Q_2 валы

$$Q_1 = Q \cdot \sin \alpha_1,$$

$$Q_2 = Q \cdot \cos \alpha_1.$$

3.4. Индивидуальные задания №2

Определить основные размеры и сделать эскиз открытой фрикционной передачи коническими катками с углом пересечения оси 90° , выполненных из материала 40Х. Модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. Коэффициент трения передачи $f = 0,2$. Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 400$ МПа. Определить нагрузки на валу передачи по следующим данным:

- передаваемая мощность на входе P_1 , кВт;
- угловая скорость ведущего вала n_1 , об/мин ;
- угловая скорость ведомого – n_2 , об/мин.

Заданные значения выбирать из таблицы 3.2. по последней цифре зачетной книжки.

Таблица 3.2 – Исходные данные для расчета задания 2

Параметры	Последняя цифра зачетной книжки										Примечание
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
P_1 , кВт	1,5	2,0	0,5	1,8	0,85	2,1	3,0	0,42	1,2	1,7	
n_1 , об/мин	520	1000	2500	1300	1440	750	600	150	480	1000	
n_2 , об/мин	135	350	500	700	620	250	200	30	180	320	

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕЛКОМОДУЛЬНЫХ ПЕРЕДАЧ И ЗУБЧАТО-КУЛАЧКОВОГО ОГРАНИЧИТЕЛЯ ВРАЩЕНИЯ

4.1. Общие сведения

Зубчатые передачи, применяемые в приборостроении, основаны на тех же принципах построения зацеплений и теории расчета, что и в общем машиностроении. Отличием является то, что в приборостроении они в большинстве случаев предназначены для передачи незначительных усилий и крутящих моментов, а размеры определяются не расчетом на прочность, а конструктивными соображениями и оптимизацией компоновки отдельных элементов и узлов приборов. Расчет ведется исходя из желаемой долговечности работы передачи, то есть полного числа оборотов, которые должна сделать передачи, прежде, чем люфт в ней в следствии износа достигнет предельно допустимой величины.

Основные требования в ненагруженных отсчетных линиях – требования постоянства передаточного числа в любой момент времени, равномерности и плавности вращения. Поэтому для достижения быстрой приработки сопряжённой пары колес выбирают передаточное отношение в парах

$$i = 1; 2; 3; 4; 5; \dots \text{ или } i = 1/2; 1/3; 1/4 \dots,$$

то есть число зубьев большего колеса должно без остатка делиться на число зубьев меньшего колеса.

В приборостроении, как и в машиностроении, наибольшее распространение получило эвольвентное зацепление, при котором боковые профили зубьев образуются двумя симметричными эвольвентами.

Мелкомодульные зубчатые колеса, работающие в ненагруженных отсчетных устройствах с окружной скоростью $v \leq 3$ м/с обычно изготавливают из стали 35, с более высокой окружной скоростью при небольшом удельном давлении на зубья применяют стали 45, 50. Коррозионностойкие колеса изготавливают из нержавеющей сталей 9Х18; 2Х13; 40Х; 30ХГН.

Передаточное число для металлических колёс рекомендуется выбирать в пределах

$$5 > i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} > 1/3.$$

В точных приборах применяют колеса с наименьшим числом зубьев равным 25, что позволяет увеличить точность изготовления зубчатых колес.

Число зубьев свыше 240 рекомендуется принимать кратным 10.

С целью уменьшения номенклатуры зуборезного измерительного инструмента ряд модулей ограничивается, и наиболее предпочтительными являются:

- по первому ряду: 0,3; 0,5; 1; 2; 3; 5;
- по второму ряду: 0,2; 0,8; 1,5; 2,5; 4; 6.

Для мелко модульных приборных механизмов необходимо совместное удовлетворение ряда критерий: к.п.д. передачи, суммарная угловая скорость, приведённый момент инерции, габаритные размеры. Теоретические исследования показывают, что угловая скорость, приведённый момент инерции I_{np} и к.п.д. имеют лучшие показатели при бо́льших передаточных отношениях, особенно тихоходных передачах. Поэтому принцип разбивки основывается на следующем условии

$$i_1 \leq i_2 \leq i_3 \leq i_4 \leq \dots \leq i_k.$$

В случае равенства передаточных отношений в механизме с k числом звеньев и общим передаточным отношением $i_{общ}$ при использовании одинаковых зубчатых колес передаточное отношение i_j ступени определяются по формуле

$$i_j = \sqrt[k]{i_{общ}}.$$

Оптимальное число ступеней $k_{опт}$ определяется

$$k_{опт} = 1,851 \cdot \lg i_{общ}.$$

4.2. Особенности конструирования мелко модульных зубчатых, цилиндрических, конических и червячных передач

При конструировании зубчатых передач рекомендуется придерживаться типовых конструкций колес, показанных на рисунке 4.1.

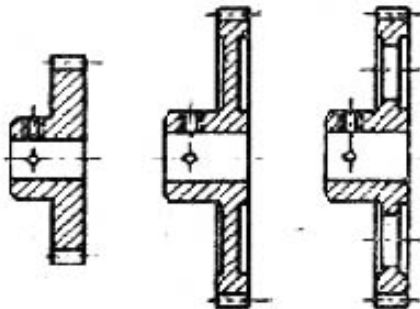


Рисунок 4.1 – Типовые конструкции цилиндрических колёс

Выточки на торцевых плоскостях делается для повышения технологичности детали, обеспечения её веса и уменьшение момента инерции. У колёс малого диаметра выточки технологичностью не обусловлены.

При больших наружных диаметрах колёс и относительно небольшой ширине венца рекомендуется применять колёса сборной конструкции, представленной на рисунке 4.2, у которых зубчатый венец нарезается на диске, причём, для передач седьмой и более грубых степеней точности зубчатый венец может быть нарезан до сборки диска со ступицей.

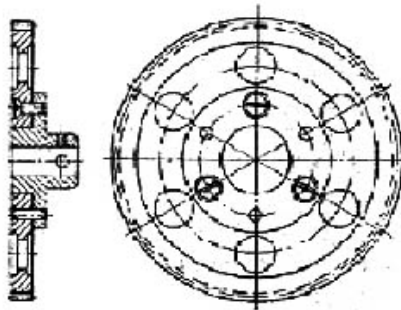


Рисунок 4.2 – Зубчатое колесо сборной конструкции

Конические прямозубые колёса применяются для передачи вращения между валами с пересекающимися осями. Эта передача по сравнению с аналогичной цилиндрической передачей обладает меньшей плавностью, а образование люфтов происходит быстрее, поэтому их не рекомендуют применять точных отчетных цепях.

Типовые конструкции конических зубчатых колёс приведены на рисунке 4.3.

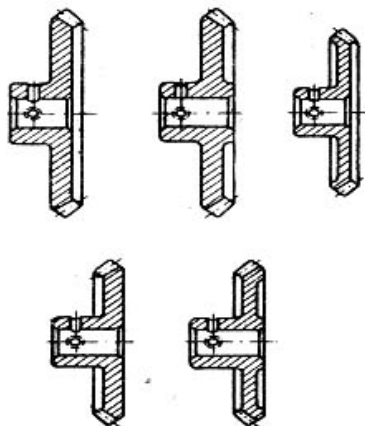


Рисунок 4.3 – Типовые конструкции конических зубчатых передач

Червячная передача применяется для передачи движения при скрещивающихся, но не пересекающихся валах. Отличительными особенностями приборной червячной передачи является то, что она:

- даёт возможность большого редуцирования скоростей одноступенчатым механизмом;
- обеспечивает большое передаточное отношение (доходит до 500) с заданным межцентровым расстоянием;
- обеспечивает плавность и бесшумность зацепления.

Ведущим звеном в этой передаче в основном является червяк. Обратная передача - от колеса к червяку при самотормозящихся передачах имеет малый КПД и применяется крайне редко.

Точность червячных передач зависит от точности изготовления червячных колёс, червяков и качества сборки.

В приборостроении наибольшее распространение получили передачи с архимедовым червяком, показанный на рисунке 4.4.

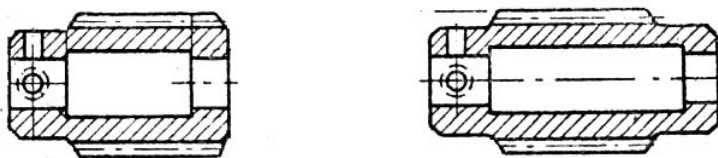


Рисунок 4.4 – Типовая конструкция червяков

Типовые конструкции червячных колёс приведены на рисунке 4.5.

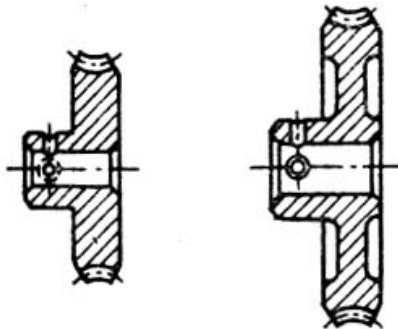


Рисунок 4.5 – Типовые конструкции червячных колёс

Пример проектирования мелко модульной передачи с заданным расположением валов приведён на рисунке 4.6.

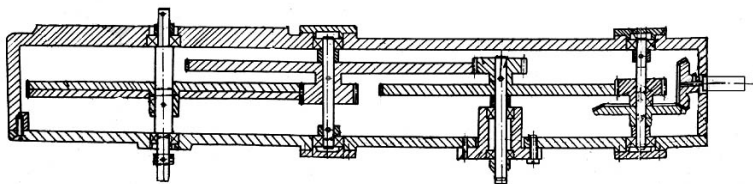


Рисунок 4.6 – Эскизный чертёж прибора

4.3. Зубчато - кулачковые ограничители вращения

Для ограничения вращения валов механизма в пределах заданного числа оборотов или в пределах заданного угла поворота применяют ограничители вращения, называемые стопорами.

В тех случаях, когда источником вращения является электродвигатель, применение механического ограничителя может вызвать сильный динамический удар, что приводит к сгоранию обмотки двигателя. Поэтому электрическая цепь электродвигателя должна прерываться несколько ранее механического стопорения. Для этого, ограничители могут снабжаться электрическими контактами для выключения электродвигателя при подходе к предельному положению.

Для предотвращения поломки механизма в кинематическую цепь включают предохранительное устройство, например, шариковую или фрикционную муфту. При ручном приводе предохранительное устройство не вводится, а ограничитель вращения располагают вблизи махо-

вика или двигателя, уменьшая количество элементов кинематической цепи воспринимающих удар в момент стопорения.

Широкое распространение в приборостроении получили зубчато-кулачковые ограничители вращения, представленные на рисунке 4.7.

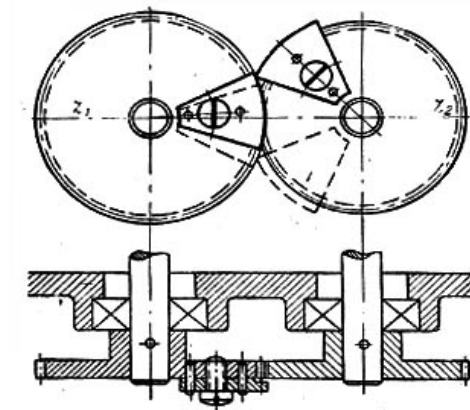


Рисунок 4.7 – Конструкция зубчато – кулачкового ограничителя вращения

Зубчато- кулачковые ограничители имеют простую конструкцию, компактны, с возможностью большого диапазона ограничения числа оборотов валиков механизма. Практически ограничен только верхний предел работы ограничителя до 200 оборотов. Ограничитель состоит из двух сцепленных цилиндрических зубчатых колес z_1 и z_2 с закреплёнными на них кулачками ограничивающими число оборотов колес.

Если вращать колесо Z_2 по часовой стрелки, то через N_2 число оборотов кулачки займут второе стопорное состояние, показанное пунктиром. Колесо Z_1 совершит N_1 число оборотов, которое может быть определённо по формуле

$$N_1 = N_2 \cdot z_1 / z_2.$$

Стопоримым называется колесо, совершаемое заданное число оборотов другое колесо называют спаренным или дополнительным. Рекомендуется применять зубчатые колёса в ограничителях с модулем $m=0,5$ мм и выше.

Заданное число N оборотов, которое должен совершить вал до стопорения может быть представлено в виде суммы

$$N = n + h,$$

где n – целое число оборотов стопоримого колеса; h – дробная часть оборота, выраженная в градусах.

Например:

Заданное число оборотов $N=30,5$, тогда $n=30$, а $h=360^0 \cdot 0,5$

Для обеспечения сборки зубчато- кулачкового стопора на сборном чертеже механизма на одном колесе должен быть указан угол установки кулачка α и радиус R , определяющий положение кулачка относительно центра. При этом на кулачке другого колеса наносятся контрольные риски соответствующие углу δ показанные на рисунке 4.8.

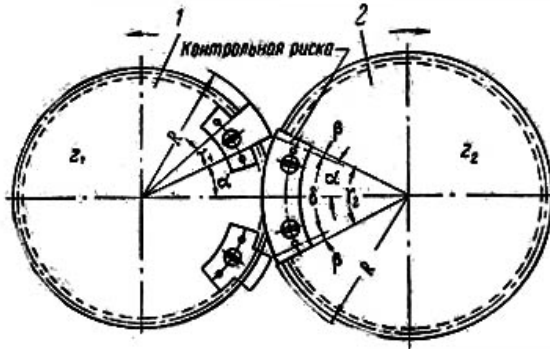


Рисунок 4.8 – Зубчато – кулачковый ограничитель вращения

4.4. Порядок расчета зубчато – кулачкового ограничителя

4.4.1. Определение в градусах дробной части заданного числа оборота h

Если заданное в задаче число оборотов N состоит из целого числа, то число оборотов в градусах будет равно:

$$N=360 \cdot n,$$

где n – целое число оборотов.

Если заданное число оборотов N состоит из целого и дробной части, то определение градусов дробной части h равно:

$$h=360 \cdot h,$$

где h – дробная часть заданного числа оборотов.

4.4.2. Определение числа оборотов N стопорного колеса в градусах

$$N=360 \cdot n + h.$$

4.4.3. Определение вспомогательного коэффициента B в градусах по формуле

$$B=2 \alpha + h,$$

где α - угол установки кулачков, находится в пределах от 20^0 до 30^0 , задан в условиях к заданию.

4.4.4. Задаём значением коэффициента К

Значение коэффициента К определяем как разность числа зубьев спаренных колес $K=Z_2-Z_1$. Рекомендуется выбирать значение К из ряда $K=1;2;3$, причем, чем больше разница в числе зубьев, тем меньше прочность одного из кулачков. Поэтому чаще всего принимают $K=1$.

4.4.5. Проводим расчет угловых параметров кулачков и значение радиуса установки кулачков по формулам, указанным в таблиц 4.1. в зависимости от углового положения момента стопорения h , выраженной в градусах.

Таблиц 4.1 – Расчет зубчато – кулачковых ограничителей вращения.

Истинная величина	Расчетные формулы в зависимости от h			
	$h=0$	$0 < h \leq 180-2\alpha$	$180-2\alpha \leq h \leq 360-2\alpha$	$360-2\alpha \leq h < 360$
Рекомендуемое стопоримое колесо	2	2	2	2
Число зубьев Z_1	$Z_1 = \frac{180(n+2)K}{180-\alpha}$	$Z_1 = \frac{(720+N)K}{360-B}$	$Z_2 = \frac{(720+N+B)K}{B}$	$Z_2 = \frac{(720+N)K}{720-B}$
Число зубьев Z_2	$Z_2 = Z_1 + K$			
Радиус установ. кулачков R мм	$R = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{4\cos \alpha}$			
Угол кулачка j_1 , град.	$J_1 = 360 - 2\alpha - \frac{360nK}{Z_1}$	$J_1 = 360 - B - \frac{NK}{Z_1}$	$J_1 = 360 - B$	$J_1 = 720 - B - \frac{NK}{Z_1}$
Угол δ , град.	$\delta = 2\alpha$	$\delta = B$	$\delta' = B - \frac{NK}{Z_2}$	$\delta = B - 360$
Угол выступов β , град.	$\beta = f(C - Z_1)$			
Угол кулачка j_2 , град.	$j_2 = \delta + 2\beta$			

Примечания:

1. Число зубьев Z_1 округлить до ближайшего целого числа. В случае если по конструктивным соображениям необходимо увеличить число зубьев Z_1 то это можно выполнять двумя способами:

- принять К отличным от «1», то есть 2,3...

- оставить $K=1$, а задаться любым значением числа зубьев z_1 большим полученного по расчету.

2. Угловой размер кулачка может доходить до 180° , в связи с этим в некоторых случаях целесообразно такой кулачек разбить на 2 одинаковых. При этом угол установки кулачка должен соответствовать расчетному значению.

3. Угол β может быть уменьшен, но следует учесть, что длина дуги угла β должна быть не меньше 0,6,...,0,8 мм. Длину дуги β можно рассчитать по формуле

$$\beta = 0.0175 \cdot R \cdot \beta.$$

4. Значение коэффициентов c и f выбрать по таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Значение коэффициентов c и f .

$\frac{z_1}{K}$	Угол установки α							
	20°		24°		27°		30°	
	c	f	c	f	c	f	c	f
От 20 до 36	$\beta \leq 4^\circ$							
Св. 36 – 50								
>> 50 – 70	113	4,3	95	5,2	88	4,7	72	5
>> 70 – 100	147	2,4	128	2,3	104	2,5	-	-
>> 100 – 140	188	1,3	153	1,2	-	-	-	-
>> 140 – 200	243	0,6	-	-	-	-	-	-
>> 200 – 280	283	0,3	-	-	-	-	-	-

Пример конструкции кулачка показан на рисунке 4.9.. Рекомендованные размеры кулачков приведены в таблице 4.3.

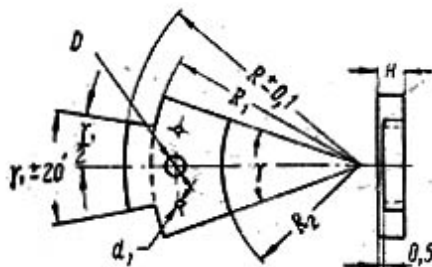


Рисунок 4.9 – Кулачек к зубчато – кулачковому ограничителю вращения

Таблица 4.3. Основные размеры кулачков.

Модуль зубчатых колес, m	H, мм	D, мм	d, мм	Крепление	
				винт	штифт цилиндр.
До 0,5	2,5	2,8	1,4	М 2,6–5	Ф1,5–6
Св. 0,5 до 1	3	3,2	1,9	М 3–6	Ф 2–8
Св. 1 до 3	5	5,5	2,9	М 5–10	Ф 3–12

4.5. Индивидуальные задания № 3

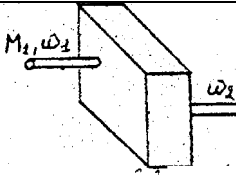
Выполнить эскизный чертеж измерительного устройства с зубчато – кулачковым ограничителем вращения по заданной схеме закрытого корпуса прибора. Передаточный механизм расположить так, чтобы входной вал ($T_1; \omega_1$) и выходные валы ($\omega_2; \omega_3$) имели положения и направления вращения, указанные в каждом задании стрелками.

Разбить передаточное отношение прибора по ступеням. Рассчитать крутящие моменты и диаметры каждого вала.

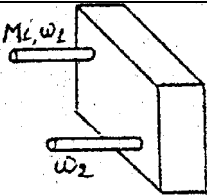
Обеспечить вращение входного вала в заданном направлении не более N числа оборотов с помощью зубчато-кулачкового ограничителя вращения.

Исходные данные для расчета и проектирования указаны в таблице 4.4. к каждой схеме. Номер схемы выбирать по последней цифре зачётной книжки, а данные для расчета по предпоследней цифре в каждой схеме.

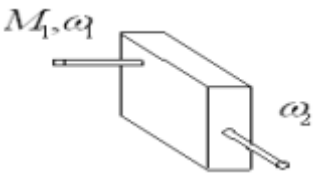
Таблица 4.4 – Индивидуальные задания №3

№ варианта по предпоследней цифре зачетной книжки	№ вариант по последней цифре зачетной книжки					
	1					
						
	Крутящий момент входного вала T_1 , Нмм	Угловая скорость, об/мин		Модуль колес ограничителя, мм	Мак число оборотов вала N, оборотов	Угол α установки кулачков ограничителя, град.
	T_1	n_1	n_2	m	N	α
1	1	↑40	↑4	0,5	102,3	20^0
2	3	↑80	↓5	0,6	90,5	20^0
3	5	↑100	↓4	0,7	30,1	22^0
4	7	↓160	↑8	0,5	50,3	24^0
5	9	↑200	↑5	1,0	2,3	20^0
6	2	↑250	↓10	1,2	10,3	26^0
7	4	↓320	↓8	0,6	40,8	22^0
8	6	↓400	↑16	0,8	25,6	26^0
9	8	↑500	↓25	1,0	8,9	24^0
0	10	↓800	↑40	0,5	128,1	20^0

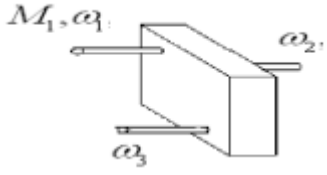
Продолжение таблицы 4.4

№ варианта по предпоследней цифре зачетки	№ вариант по последней цифре зачетной книжки					
	2					
						
	M1, Нмм	Угловая скорость, об/мин		Модуль колес ограничи- теля, m1, мм	Мах число оборотов вала n1, об/мин	Угол установки кулачков ограничи- теля 2°
		n ₁	n ₂			
1	2	↓50	↓10	0,5	81,1	20°
2	4	↓100	↑5	0,9	30,2	20°
3	6	↑160	↑16	1,0	8,1	30°
4	8	↑250	↓5	0,6	20,8	24°
5	10	↓320	↓20	0,8	50,3	26°
6	1	↓400	↑8	1,1	4,3	20°
7	3	↑500	↓20	0,7	90,3	20°
8	5	↑800	↑16	1,2	6,2	27°
9	7	↓1000	↑50	0,5	114,8	20°
0	9	↑80	↓4	0,7	36,5	22°

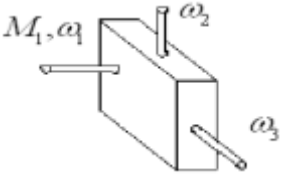
Продолжение таблицы 4.4

№ варианта по предпоследней цифре зачетной книжки	№ вариант по последней цифре зачетной книжки					
	5					
						
	T1, Нмм	Угловая скорость, об/мин		Модуль козес огран- ннчнтеля, m1, мм	Мах чнсло оборотов вала N,	Угол устан- новкн ку- лачков ограннчн- теля α , град.
		n_1	n_2	m	N	α
1	5	↓100	↑10	1,1	1,2	20
2	7	↑160	↑20	0,5	109,6	27
3	9	↑200	↓25	1,2	5,5	20
4	2	↓400	↓10	0,6	92,8	30
5	4	↓800	↑80	1,0	7,7	20
6	6	↑1000	↑25	0,7	31,3	22
7	8	↑320	↓16	0,9	22,2	20
8	10	↓250	↓25	0,5	88,8	30
9	1	↓40	↑5	0,8	33,3	20
0	3	↑80	↑8	0,6	77,7	30

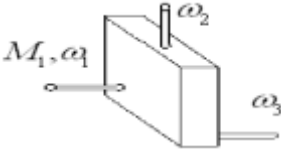
Продолжение таблицы 4.4

№ варианта по предпоследней цифре зачетной книжки	№ вариант по последней цифре зачетной книжки						
	6						
							
	T1, Нмм	Угловая скорость, об/мин			Модуль колес ограни- чителя, m1, мм	Мах число оборотов вала n1, об/мин	Угол установ- ки ку- лачков ограни- чителя 2^0
		n_1	n_2	n_3			
1	6	↑160	↑10	↓4	0,8	18,3	20^0
2	8	↑200	↓25	↓5	0,9	11,1	20^0
3	10	↑250	↓5	↑10	1,0	9,9	20^0
4	1	↓320	↑10	↑20	1,1	8,1	20^0
5	3	↓400	↑8	↓16	1,2	5,4	20^0
6	5	↓500	↓25	↑50	1,3	2,0	20^0
7	7	↓800	↓40	↓16	0,5	75,3	30^0
8	9	↑1000	↓20	↑40	0,6	52,8	27^0
9	2	↓80	↑5	↑10	0,7	41,1	24^0
0	4	↓100	↑10	↓4	0,8	21,8	20^0

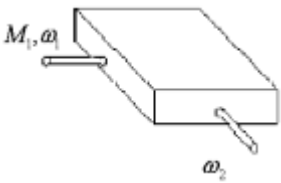
Продолжение таблицы 4.4

№ варианта по предпоследней цифре зачетной книжки	№ вариант по последней цифре зачетной книжки						
	7						
							
	T1, Нмм	Угловая скорость, об/мин			Модуль колес ограни- чителя, m1, мм	Мах число оборотов вала n1, об/мин	Угол установ- ки ку- лачков огранич ителя 2°
		n ₁	n ₂	n ₃	m	n ₁ '	α
1	7	↑200	↓8	↓10	0,7	45,5	22°
2	9	↑250	↓5	↑25	0,9	31,1	20°
3	2	↓320	↑20	↑40	1,1	20,5	22°
4	4	↓400	↑10	↓20	1,3	15,8	20°
5	6	↓500	↓20	↑25	1,5	3,3	20°
6	8	↓800	↓40	↓50	0,8	35,5	20°
7	10	↓1000	↑20	↑25	0,6	52,3	30°
8	1	↓40	↑2	↓5	0,5	84,4	30°
9	3	↓80	↓4	↑5	0,7	39,9	24°
0	5	↑160	↑8	↑16	0,8	19,9	22°

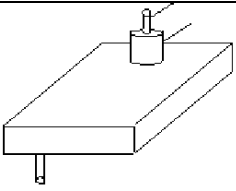
Продолжение таблицы 4.4

№ варианта по предпоследней цифре зачетной книжки	№ вариант по последней цифре зачетной книжки						
	8						
							
	T1, Нмм	Угловая скорость, об/мин			Модуль колес ограни- чителя, m1, мм	Мах число оборотов вала n1, об/мин	Угол установ- ки ку- лачков огранич ителя 2°
		n1	n2	n3			
1	8	↑320	↓10	↑16	0,8	33,3	20°
2	10	↓400	↑16	↑40	0,9	23,3	20°
3	1	↓500	↑25	↓10	1,2	3,3	20°
4	3	↓800	↓16	↑20	1,4	1,3	20°
5	5	↓1000	↓25	↓50	1,1	2,3	20°
6	7	↑40	↑4	↓5	0,5	103,3	30°
7	9	↑80	↓8	↓10	0,6	83,3	27°
8	2	↑100	↑5	↑4	0,7	53,3	24°
9	4	↑160	↓16	↑20	0,8	63,3	22°
0	6	↓200	↓5	↑20	1,0	43,3	20°

Продолжение таблицы 4.4

№ варианта по предпоследней цифре зачет-ки	№ вариант по последней цифре зачетной книжки					
	9					
						
	T1, Нмм	Угловая скорость, об/мин		Модуль козес ограничи- теля, m1, мм	Мах число оборотов вала n1, об/мин	Угол установ- ки ку- лачков ограни- чителя 2^0
		n_1	n_2	m	n_1'	α
1	9	↑160	↓10	0,6	43,5	30^0
2	2	↓200	↓20	0,7	33,5	27^0
3	4	↓320	↑10	0,8	21,5	24^0
4	6	↑400	↑25	0,9	11,5	22^0
5	8	↑500	↓10	1,0	10,5	20^0
6	10	↓800	↑50	1,1	9,5	20^0
7	1	↓1000	↓20	1,2	7,5	20^0
8	3	↑160	↓5	1,3	6,5	20^0
9	5	↑200	↑10	1,4	4,5	20^0
0	7	↓400	↑40	1,5	2,5	20^0

Продолжение таблицы 4.4

№ варианта по предпоследней цифре зачетки	№ вариант по последней цифре зачетной книжки						
	10						
							
	Т1, Нмм	Угловая скорость, об/мин			Модуль колес ограни- чителя, m1, мм	Мах число оборотов вала n1, об/мин	Угол установ- ки ку- лачков огранич ителя 2°
		n ₁	n ₂	n ₃			
1	10	↓400	↑8	↑25	0,5	110,0	30°
2	1	↓500	↑20	↓50	0,6	90,3	27°
3	3	↓800	↓50	↑80	0,7	80,9	24°
4	5	↓1000	↓40	↓50	0,5	70,5	20°
5	7	↑50	↑2	↓5	0,6	60,5	30°
6	9	↑160	↓5	↓20	0,7	50,5	27°
7	2	↑200	↑20	↑40	0,5	40,5	24°
8	4	↑320	↓8	↑16	0,6	30,5	20°
9	6	↓400	↑10	↓40	0,7	20,5	24°
0	8	↓500	↓20	↑50	0,5	25,9	30°

Примечание: Расположение валов на заданной плоскости определяется конструктивным решением

5. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЁТА

Отчёт по контрольной работе и расчетно – графическому заданию выполнить в виде пояснительной записки на листах формата А4 с соблюдением требований нормативной документации по оформлению текстовых документов.

Графическую часть работы выполнить на форматах А3 и А4, оформить как приложение к пояснительной записке.

Контрольная работа и РГЗ должны включать следующие пункты:

1. Титульный лист;

2. Содержание;
3. Задание 1 со своими исходными данными;
решение задания 1;
- эскиз схемы цепной передачи на формате А4 с простановкой размеров по результатам расчёта;
4. Задание 2 со своими исходными данными;
решение задания 2;
эскиз на формате А4 фрикционной передачи с простановкой основных размеров по результатам расчетов
5. задание 3 со своей схемой закрытого корпуса редуктора и исходными данными для расчетов;
- разбивку передаточного отношения механизма прибора;
- расчёт крутящих моментов и диаметров каждого вала механизма;
- расчет зубчато – кулачкового ограничителя вращения;
- эскиз кулачков зубчато – кулачкового ограничителя вращения;
- эскизный чертёж механизма прибора с кулачково – зубчатым ограничителем вращения.

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение цепных передач. Достоинства и недостатки по сравнению с ременными и зубчатыми передачами.
2. Конструктивные особенности цепных втулочных передач.
3. Конструктивные особенности цепных роликовых передач.
4. Конструктивные особенности цепных зубчатых передач.
5. Материалы, применяемые в цепных передачах.
6. Проектный расчёт цепных передач.
7. Факторы, влияющие на коэффициент эксплуатации K_z .
8. Проверочный расчёт цепной передачи.
9. Назначение фрикционных передач. Достоинства и недостатки.
10. Типы фрикционных передач.
11. Конструктивные особенности конической фрикционной передачи.
12. Материалы, применяемые во фрикционных передачах.
13. Проектный расчёт фрикционной передачи.
14. Основные расчётные геометрические параметры фрикционных передач.
15. Особенности расчёта и проектирования приборных механизмов.
16. Виды зацепления, применяемые в механизмах приборов.

17. Особенности разбивки общего передаточного отношения механизмов приборов.

18. Назначение зубчато-кулачковых ограничителей вращения.

19. Конструктивные особенности зубчато-кулачковых ограничителей вращения.

20. Основные расчётные геометрические параметры зубчато-кулачковых ограничителей вращения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.2: - М.: Машиностроение, 1980.-559с.

2. Чернин И.М. Расчёты деталей машин. Справочник/ И.М. Чернин, А.В. Кузьмин, Г.М. Ицкович. – Минск: Высшейш. школа, 1974.-592с.

3. Литвин Ф.Л. Проектирование механизмов и деталей приборов/ Ф.Л. Литвин. – Л.: Машиностроение. 1973.-696с.

4. Левин И.Я. Справочник конструктора точных приборов/И.Я. Левин. – М.: Машиностроение. 1967.-743с.