

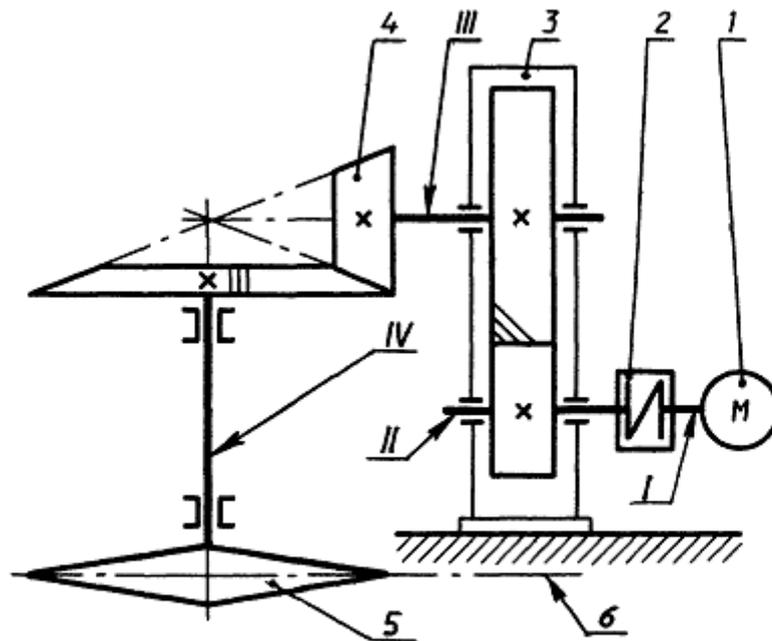
Алтухов С.В.

Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования» для студентов инженерного
факультета Иркутского аграрного университета имени А.А. Ежевского

Иркутск 2018

ЗАДАНИЕ 22

ПРИВОД ПОДВЕСНОГО КОНВЕЙЕРА

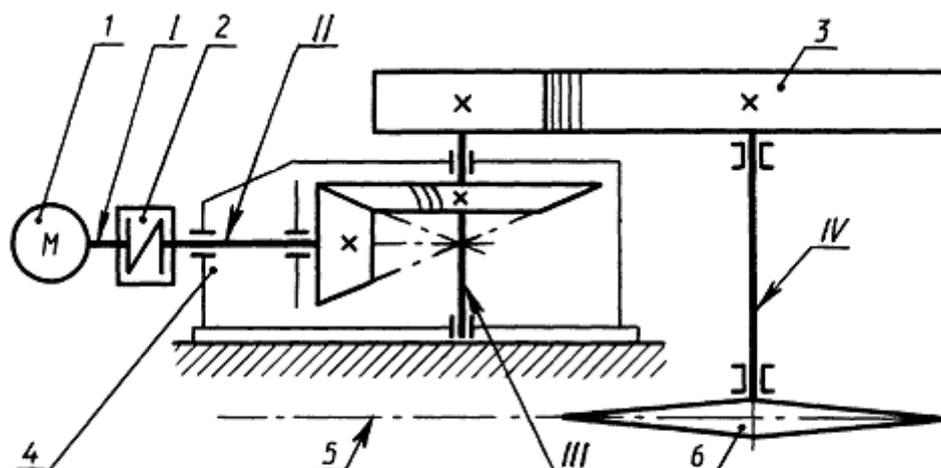


1—двигатель; 2—упругая муфта со звездочкой; 3—цилиндрический редуктор; 4—коническая зубчатая передача; 5—звездочка грузовой цепи; 6—грузовая цепь. I, II, III, IV — валы, соответственно, — двигателя, быстроходный и тихоходный редуктора, рабочей машины

Исходные данные	Варианты											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Тяговая сила цепи F , кН	1.2	1.6	2	2,4	2.8	3.2	3.5	4	4.5	5	5.6	6.3
Скорость цепи V м/с	0,2	0,3	0,25	0,28	0,4	0,25	0,32	0,4	0,45	0,5	0,35	0,28
Шаг грузовой цепи t , мм	100	125	160	150	125	160	140	125	100	120	140	100
Число зубьев тяговой звёздочки, Z	8	10	9	11	9	10	8	9	10	7	9	10
Допускаемое отклонение скорости, δ %	3	4	5	6	5	4	5	6	5	6	4	5
Срок службы привода L , лет	5	6	7	8	9	10	5	6	7	8	8	9

ЗАДАНИЕ 23

ПРИВОД ПОДВЕСНОГО КОНВЕЙЕРА



1 — двигатель; 2 — упругая муфта со звездочкой; 3 — цилиндрическая зубчатая передача; 4 — конический редуктор; 5 — грузовая цепь; 6 — звездочка цепи. I, II, III, IV — валы, соответственно, — двигателя, быстроходный и тихоходный редуктора, рабочей машины

Исходные данные	Варианты											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Тяговая сила цепи F , кН	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.6	6	6.5	7	7.5	8
Скорость цепи V м/с	0,4	0,3	0,45	0,5	0,4	0,5	0.32	0.4	0.45	0.55	0.35	0.45
Шаг грузовой цепи t , мм	100	80	90	100	125	100	110	125	100	120	100	80
Число зубьев тяговой звёздочки, Z	8	7	9	8	9	10	8	9	10	7	9	10
Допускаемое отклонение скорости, δ %	3	4	5	6	5	4	5	6	5	6	4	5
Срок службы привода L . лет	5	6	7	8	9	10	5	6	7	8	8	9

В пояснительной записке привести расчёты привода, быстроходной и тихоходной передач, валов, соединений вал-ступица, подшипников. Графическая часть включает сборочный чертёж редуктора (формат A1), чертёжи зубчатого колеса и вала (A3), к сборочному чертежу прилагается спецификация. Пояснительная записка выполняется на листах A4 в текстовом редакторе Word. Графическая часть КОМПАС (версии 14, 15 или 16.1).

Пример выполнения титульного листа

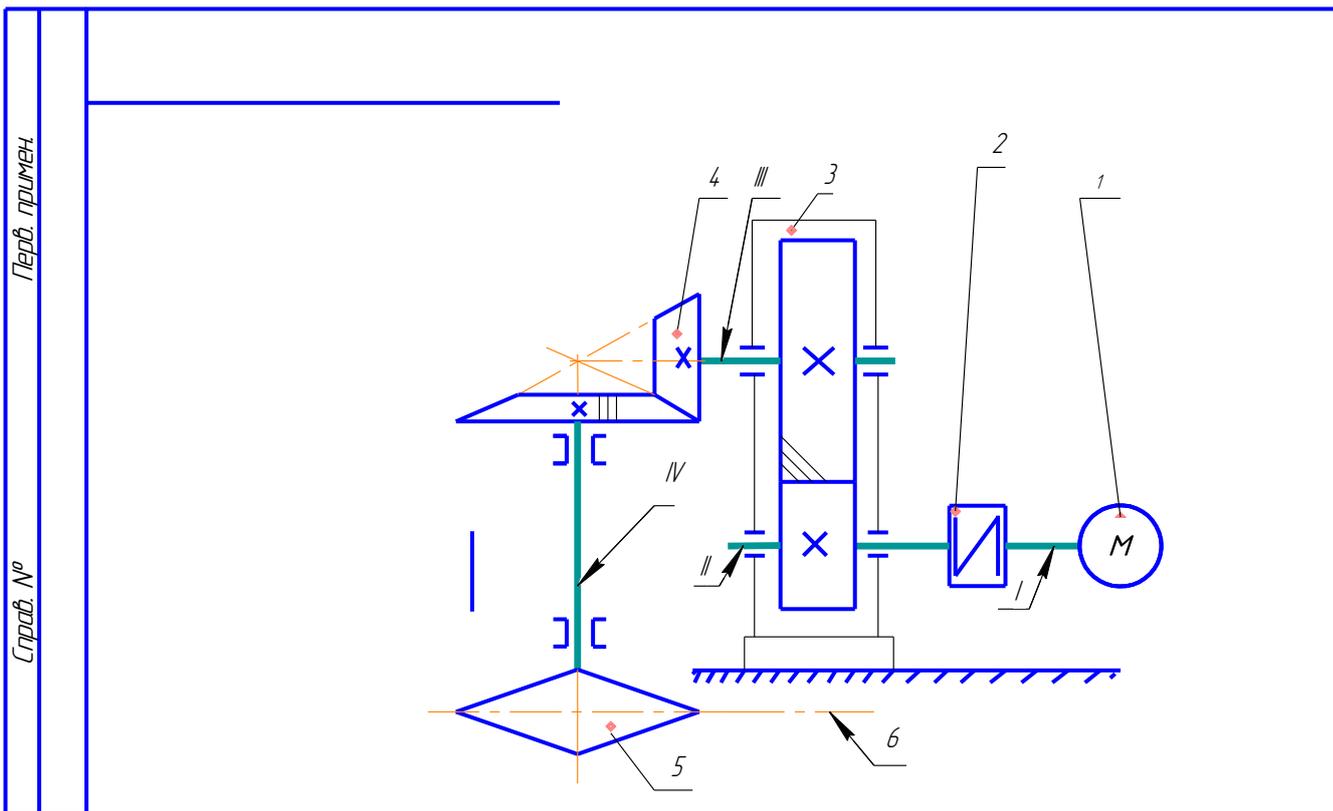
Министерство Сельского Хозяйства Российской Федерации
Иркутский Государственный Аграрный Университет
Имени А.А. Ежевского
Кафедра «Технический сервис и общепромышленные дисциплины»

Пояснительная записка к курсовой работе
по ДМ и ОК на тему:
«Проектирование привода подвесного конвейера»
Вариант 21-5

Выполнил: Студент 3 курса з/о
Инженерного факультета
Петров А.В.
Проверил: Алтухов С.В.

ИРКУТСК 2018

Пример выполнения задания на курсовую работу



Подп. и дата	Изм. № дробл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Изм. № подл.	Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод подвешенного конвейера	Лит.	Масса	Масштаб				
													Поз	Элементы схемы	Исходные данные	Знач
													1	двигатель	Тяговая сила цепи $F, кН$	5,0
													2	упругая муфта со звездочкой	Скорость груз. цепи $v, м/с$	0,50
													3	цилиндрический редуктор	Шаг грузовой цепи $p, мм$	125
													4	коническая зуб. передача	Число зубьев звездочки z	8
													5	звездочка грузовой цепи	Допускаемое отклонение скорости грузовой цепи $\delta, \%$	6
6	грузовая цепь	7														
7		Срок службы привода $L, лет$														
Изм. № подл.	Т.контр.	Н.контр.	Утв.						Схема кинематическая	Лист	Листов	1				
													Разраб.	Петров АВ		
													Пров.	Алцхов СВ		

Раздел 1. Кинематический и силовой расчет привода

Исходные данные:

$$F_f = 5 \text{ кН}, v = 0,50 \text{ м/с}, r = 125 \text{ мм}, z = 8, \delta = 6\%, L = 7 \text{ л.}$$

1) Рассчитаем срок службы приводного устройства

$$L_h = 365 \cdot L \cdot t_c \cdot l_c = 365 \cdot 7 \cdot 8 \cdot 1 = 20440 \text{ ч.}$$

$$L_h = 0,8 \cdot 20440 = 16350 \text{ ч.}$$

$$\text{Примем } L_h = 16000 \text{ ч.}$$

2) Рассчитаем мощность на тяговой звёздочке.

$$P_{p.m} = F_f \cdot v = 5000 \cdot 0,50 = 2500 \text{ Вт.}$$

3) Общий КПД привода

$$\eta_o = \eta_m \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{кп} = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 0,89.$$

4) Требуемая мощность двигателя.

$$P_{т.р} = \frac{P_{p.m}}{\eta_o} = \frac{2500}{0,89} = 2809 \text{ Вт.}$$

$$P_n \geq P_{т.р}$$

Требуемая номинальная мощность двигателя $P_n = 3,0 \text{ кВт} = 3000 \text{ Вт.}$

5) Определяем частоту вращения тяговой звёздочки.

$$n_{p.m} = \frac{60 \cdot v \cdot 1000}{z \cdot r} = \frac{60 \cdot 0,50 \cdot 1000}{8 \cdot 125} = 30 \text{ об/мин.}$$

6) Рассчитываем диапазон передаточных отношений привода

$$u_o = u_I \cdot u_{II} \quad (u_I - 2 \dots 7,1; u_{II} - 2 \dots 7,1)$$

$$u_{o \min} = 2 \cdot 2 = 4 \quad u_{o \max} = 7,1 \cdot 7,1 = 50,41$$

$$u_o = 4 \dots 50,4$$

7) Определяем диапазон частот вращения вала двигателя.

$$n_g = n_{p.m} \cdot u_o = n_{g \min} = 30 \cdot 4 = 120 \text{ об/мин.}$$

$$n_{g \max} = 30 \cdot 50,41 = 1512,3 \text{ об/мин.}$$

$$n_g = 120 \dots 1512,3 \text{ об/мин.}$$

Выберем подходящие электродвигатели:

1 4AM100S4Y3, номинальная частота вращения $n_g = 1435 \text{ об/мин}$

2 4AM112MA6Y3, $n_g = 955 \text{ об/мин}$

3 4AM112M138Y3, $n_g = 700 \text{ об/мин}$

8) Определяем передаточное отношение привода с выбранным электродвигателем.

$$u_0 = \frac{n_g}{n_{p,m}} = \frac{1435}{30} = 47,8$$

9) Разобьем общее передаточное отношение по ступеням.

$$u_0 = u_I \cdot u_{II} = 47,8 \pm \delta$$

$$u_I = 6,3 \quad u_{II} = u_0 / u_I = 47,8 / 6,3 = 7,59$$

$$u_{оф} = u_I \cdot u_{II} = 6,3 \cdot 7,5 = 47,25$$

$$\delta = \frac{u_{оф} - u_0}{u_0} \cdot 100 = \frac{47,25 - 47,8}{47,8} \cdot 100 = -1,1 < 5\%$$

Принимаем марку двигателя 4М100S4УЗ; и разбивку передаточного отношения по ступеням $u_0 = 6,3 \cdot 7,5 = 47,25$.

10) Определяем частоту вращения валов

$$n_g = n_1 = 1435 \text{ об/мин}, \quad n_2 = n_1 = 1435 \text{ об/мин (после муфты)}$$

$$n_3 = n_2 / u_I = 1435 / 6,3 = 227,8 \text{ об/мин.}$$

$$n_4 = n_3 / u_{II} = 227,8 / 7,5 = 30,4 \text{ об/мин.}$$

11) Определяем угловую скорость валов.

$$\omega_1 = \omega_2 = \pi \cdot n_1 / 30 = 3,14 \cdot 1435 / 30 = 150,2 \text{ [с}^{-1}\text{]};$$

$$\omega_3 = \omega_2 / u_I = 150,2 / 6,3 = 23,8 \text{ [с}^{-1}\text{]};$$

$$\omega_4 = \omega_3 / u_{II} = 23,8 / 7,5 = 3,18 \text{ [с}^{-1}\text{]};$$

12) Определим мощность на валах привода

$$P_1 = 2809 \text{ Вт}; \quad P_2 = P_1 \cdot \eta_m = 2809 \times 0,98 = 2753 \text{ Вт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{уп} = 2753 \times 0,96 = 2643 \text{ Вт}; \quad P_4 = P_3 \cdot \eta_{кп} = 2643 \times 0,95 = 2510 \text{ Вт};$$

13) Определим крутящие моменты на валах привода

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 2809 / 150,2 = 18,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_2 = P_2 / \omega_2 = 2753 / 150,2 = 18,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = P_3 / \omega_3 = 2643 / 23,8 = 111 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_4 = P_4 / \omega_4 = 2510 / 3,18 = 789 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Результаты кинематического расчета

$$u_{оф} = u_I \cdot u_{II} = 6,3 \cdot 7,5 = 47,25$$

параметр \ вал	1	2	3	4
n , об/мин	1435	1435	227,8	30,4
ω , с ⁻¹	150,2	150,2	23,8	3,18
P , Вт	2809	2753	2643	2510
T , Н м	18,7	18,3	111	789

Раздел 2 Расчёт первой ступени привода

APM ltd

Заданные параметры (Страница: 1)

Передача : Прямозубая внешнего зацепления

Тип расчета : Проектировочный

Основные данные

Рабочий режим передачи	Постоянный
Термообработка колес	
Шестерня	Улучшение
Колесо	Улучшение
Расположение шестерни на валу	Симметричное
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	278.50
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	163.80
Передаточное число	2.80
Ресурс, час	20000.00
Число зацеплений	
Шестерня	1
Колесо	1

Дополнительные данные

Результаты APM Trans (Страница 2)

Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Симео л	Шестерня	Колесо	Едини- цы
Межосевое расстояние	a_w	120.000		мм
Модуль	m	2.000		мм
Угол наклона зубьев	β	0.000		град.
Делительный диаметр	d	64.000	176.000	мм
Основной диаметр	d_b	60.140	165.386	мм
Начальный диаметр	d_w	64.000	176.000	мм
Диаметр вершин зубьев	d_a	68.000	180.000	мм
Диаметр впадин	d_f	59.000	171.000	мм
Коэффициент смещения	x	0.000	0.000	-
Высота зубьев	h	4.500	4.500	мм
Ширина зубчатого венца	b	45.000	42.000	мм
Число зубьев	z	32	88	-

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Допускаемые напряжения изгиба	σ_{Fa}	285.882	285.882	МПа
Допускаемые контактные напряжения	σ_{Ha}	554.545		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	27.0	27.0	HRC
Действующие напряжения изгиба	σ_{Fr}	171.204	164.346	МПа
Действующие контактные напряжения	σ_{Hr}	542.051		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Тангенциальная сила	F_t	3164.773		Н
Радиальная сила	F_r	1151.883		Н
Осевая сила	F_a	0.000		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	B	22.500		мм
Плечо силы	R	32.000		мм

Результаты APM Trans (Страница 3)

Таблица 4 . Параметры торцевого профиля

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Угол профиля зубьев в точке на окружности вершин	α_a	27.820	23.247	град.
Радиус кривизны профиля зуба в точке на окружности вершин	ρ_a	15.868	35.523	мм
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке	ρ_p	5.520	25.175	мм

Таблица 5 . Параметры постоянной хорды

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Постоянная хорда зуба	s_c	2.774	2.774	мм
Высота до постоянной хорды	h_c	1.495	1.495	мм
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих положение постоянной хорды	ρ_s	12.421	31.574	мм
Основной угол наклона зубьев	β_b	0.000		град.

Таблица 6 . Параметры общей нормали

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Угол профиля	α_x	20.000	20.000	град.
Радиус кривизны профиля в точках пересечения с общей нормалью	ρ_w	10.781	29.278	мм
Длина общей нормали	W	21.561	58.555	мм
Число зубьев в общей нормали	z_{nr}	4	10	-

Результаты APM Trans (Страница 4)

Таблица 7 . Параметры по хорде

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Заданный диаметр	d_y	64.000	176.000	мм
Угол профиля в точке на заданном диаметре	α_y	20.000	20.000	град.
Окружная толщина зубьев на заданном диаметре	s_{ty}	3.142	3.142	мм
Угол наклона зубьев на заданном диаметре	β_v	0.000	0.000	град.
Половина угловой толщины зубьев	ψ_{yv}	2.813	1.023	град.
Толщина по хорде зуба	s_y	3.140	3.141	мм
Высота до хорды зуба	h_{ay}	2.039	2.014	мм

Таблица 8 . Контроль по роликам

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Диаметр ролика	D_0	3.500		мм
Диаметр окружности проходящей через центр ролика	d_D	65.482	177.552	мм
Торцевой размер по роликам	M	68.982	181.052	мм
Угол профиля на окружности проходящей через центры ролика	α_d	23.302	21.333	град.
Радиус кривизны профиля в точках касания с роликом	ρ_m	11.202	30.546	мм

Таблица 9 . Параметры взаимного положения профилей зубьев

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Шаг зацепления	p_α	5.904		мм
Осевой шаг	p_x	0.000		мм
Ход зубьев	p_z	0.000	0.000	мм

Таблица 10 . Проверка качества зацепления

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Мин. число зубьев нарезаемых без подреза при данном смещении	z_{min}	17.097		-
Угол наклона линии вершины зубьев	β_a	0.000	0.000	град.
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин	s_{na}	1.486	1.605	мм
Радиальный зазор в зацеплении	c	0.500	0.500	мм
Кэффициент торцевого перекрытия	ε_α	1.753		-
Кэффициент осевого перекрытия	ε_β	0.000		-
Кэффициент перекрытия	ε_γ	1.753		-
Угол зацепления	α_{tw}	20.000		град.

Раздел 3 Расчёт второй ступени

APM ltd

Заданные параметры (Страница: 1)

Передача :
Тип расчета :

Коническая прямозубая
Проектировочный

Основные данные

Стандарт	ГОСТ
Исходный контур	
Рабочий режим передачи	Средненормальный
Термообработка колес	
Шестерня	Улучшение
Колесо	Улучшение
Тип опоры вала шестерни	Не выбран
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	1378.00
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	28.90
Передаточное число	7.10
Ресурс, час	16000.00

Дополнительные данные

Результаты APM Trans (Страница 2)
Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Число зубьев	z	25	177	-
Средний угол наклона линии зубьев	β	0.000		град.
Внешний делительный диаметр	d_e	86.427	611.903	мм
Средний делительный диаметр	d	75.053	531.375	мм
Коэффициент смещения	x	0.390	-0.390	-
Угол делительного конуса	δ	8.039	81.961	град.
Средний окружной модуль	m	3.002		мм
Внешний окружной модуль	m_e	3.500		мм
Внешнее конусное расстояние	R_e	312.824		мм
Среднее конусное расстояние	R	268.324		мм
Ширина зубчатого венца	b	89.000		мм

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Допускаемые напряжения изгиба	σ_{Fa}	285.882	330.860	МПа
Допускаемые контактные напряжения	σ_{Ha}	554.545		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	27.000	27.000	HRC

Действующие напряжения изгиба	σ_{Fr}	158.519	164.509	МПа
Действующие контактные напряжения	σ_{Hr}	552.042		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Тангенциальная сила	F_t	5186.547		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	L	44.500		мм
Плечо приложения равнодействующей силы	R	37.526		мм
Осевая сила	F_a	264.032	0.000	Н
Радиальная сила	F_r	1869.349	0.000	Н

Результаты APM Trans (Страница 3)

Таблица 4 . Геометрические параметры

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Внешний диаметр вершин	d_{ae}	96.061	612.500	мм
Внешняя высота головки зубьев	h_{ae}	4.865	2.135	мм
Внешняя высота ножки зубьев	h_{fe}	3.010	5.740	мм
Внешняя высота зубьев	h_e	7.875	7.875	мм
Внешняя толщина зубьев	s_e	6.725	4.271	мм
Угол головки зубьев	θ_a	1.051	0.551	град.
Угол ножки зубьев	θ_f	0.551	1.051	град.
Угол конуса вершин	δ_a	9.091	82.512	град.
Угол конуса впадин	δ_f	7.488	80.909	град.
Расстояние от вершины конуса до плоскости вершин зубьев	B	305.271	41.099	мм

Группа результатов 5 . Проверка качества зацепления

Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	1.667	-
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	0.000	-
Коэффициент перекрытия	ε_γ	1.667	-

Таблица 6 . Параметры контроля

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Постоянная хорда зуба	s_{ce}	5.938	3.771	мм
Высота до постоянной хорды	h_{ce}	3.784	1.449	мм
Половина угловой толщины зуба в норм. сечении	ψ_e	4.414	0.056	град.
Делительная толщина зуба по хорде	s_{e0}	6.718	4.271	мм
Высота до хорды	h_{ae0}	4.995	2.136	мм

Раздел 4 Расчёт валов редуктора

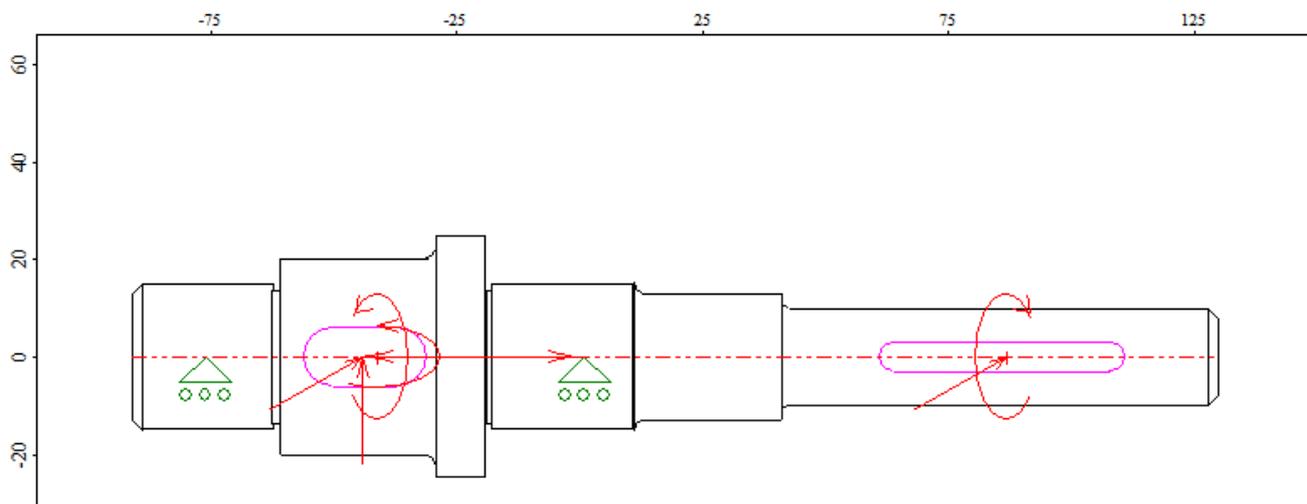


Таблица: Нагрузки

Радиальные силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Н	Угол, град
0	47.00	1433.87	20.62
1	178.00	200.00	90.00

Моменты изгиба

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Нхм	Угол, град
0	50.00	19.00	90.00

Осевые силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Н
0	48.00	-248.00
1	90.00	248.00

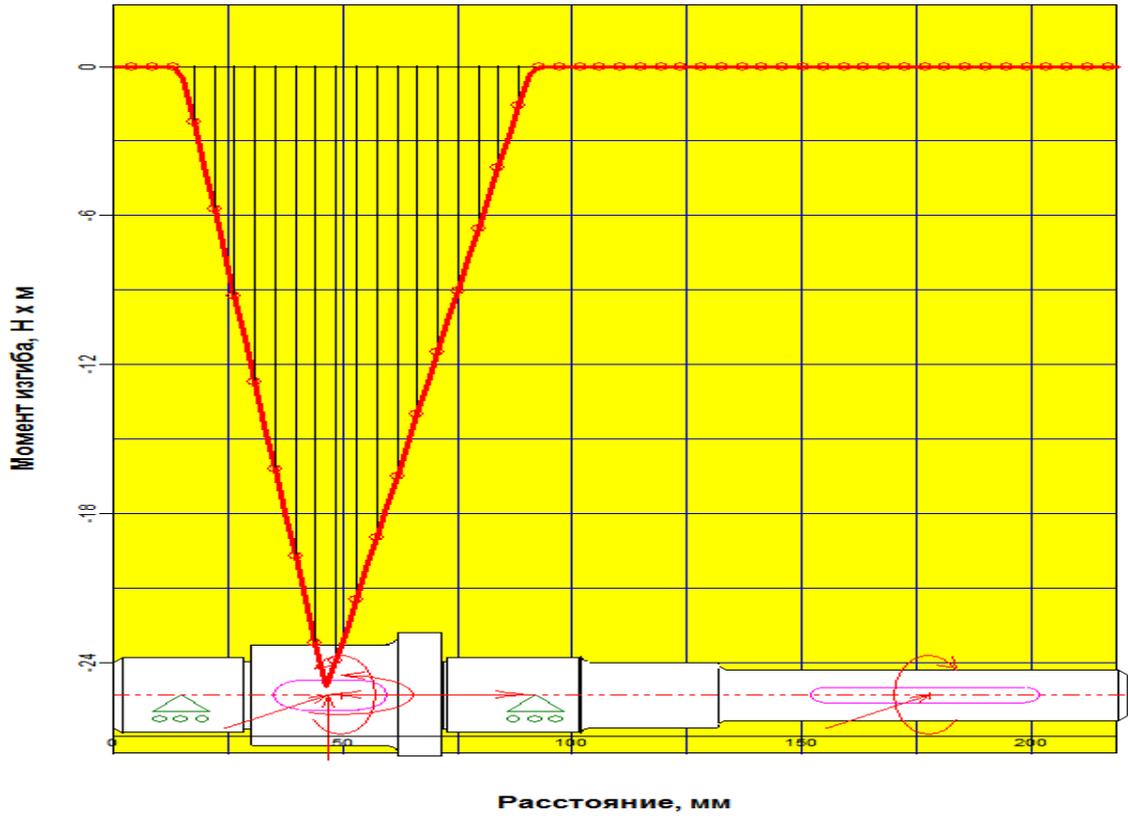
Моменты кручения

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Нхм
0	50.00	103.00
1	178.00	-103.00

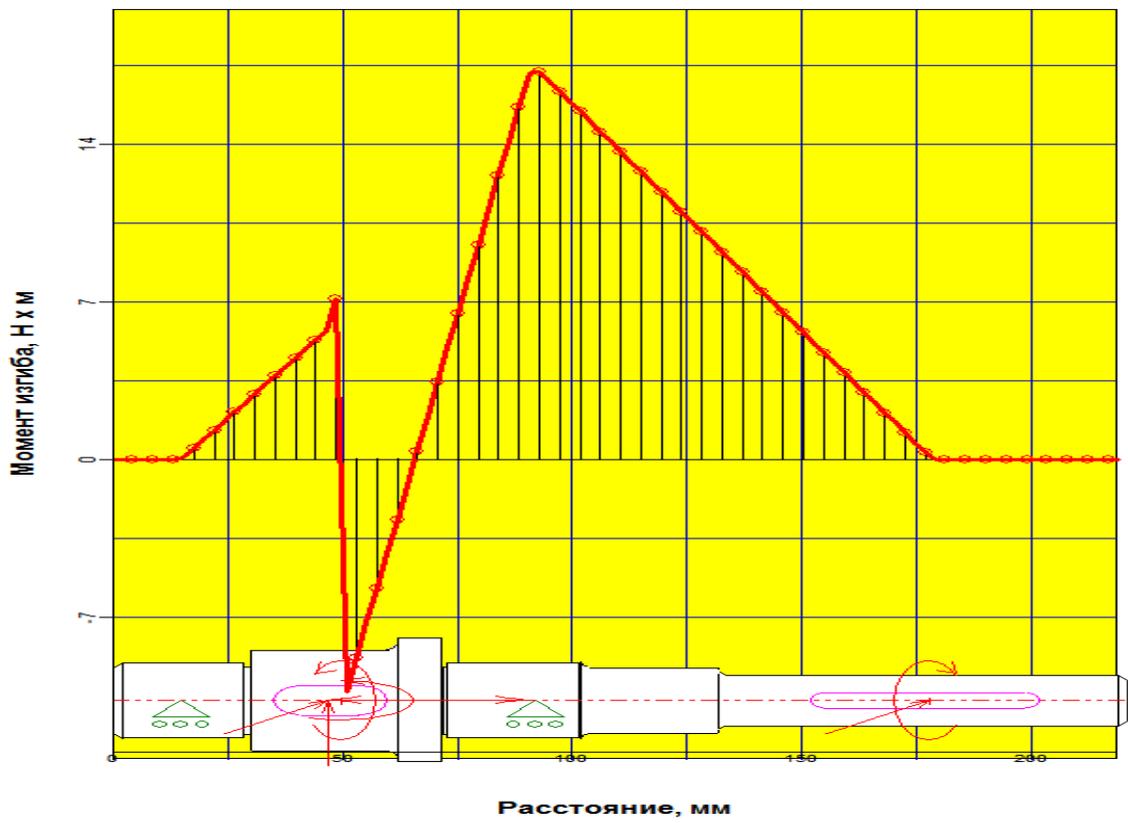
Реакции в опорах

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Реакция верт., Н	Реакция гориз., Н	Реакция осевая, Н	Модуль, Н	Угол, град
0	15.00	-784.29	180.19	0.00	804.72	-77.06
1	92.00	-557.71	-885.19	0.00	1046.24	-147.79

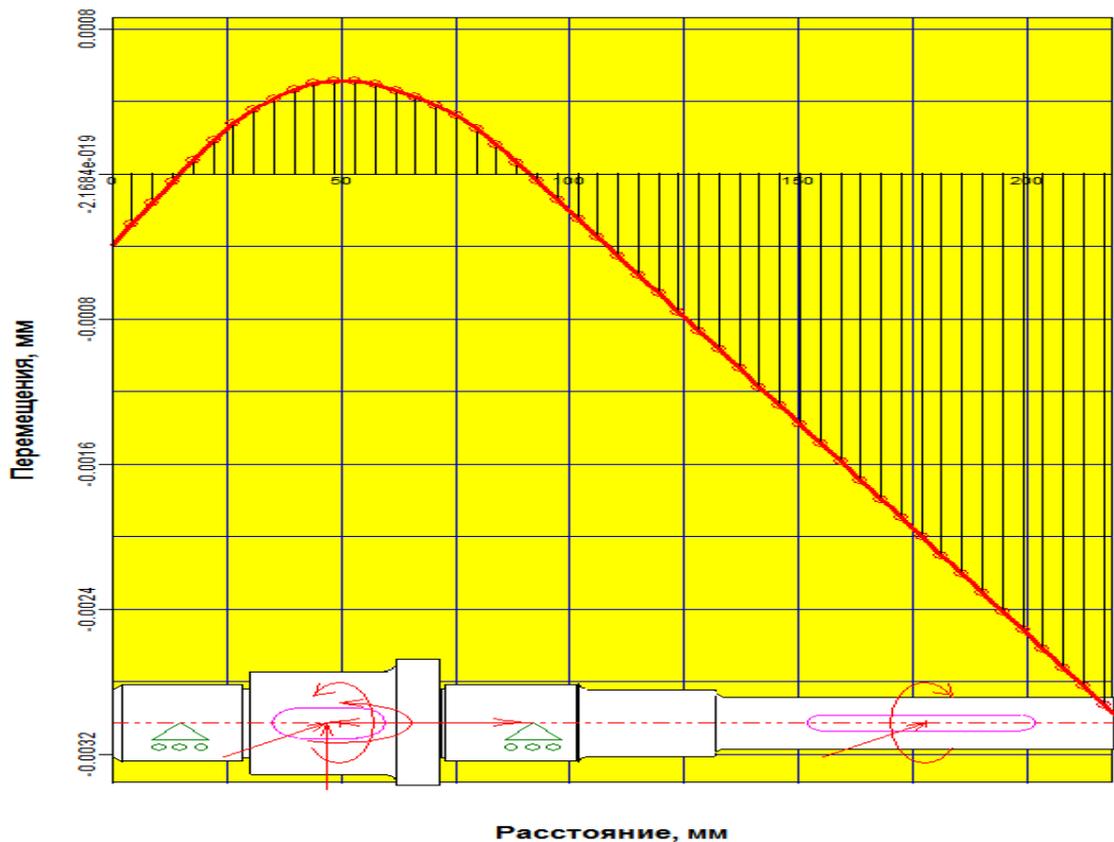
Момент изгиба в вертикальной плоскости



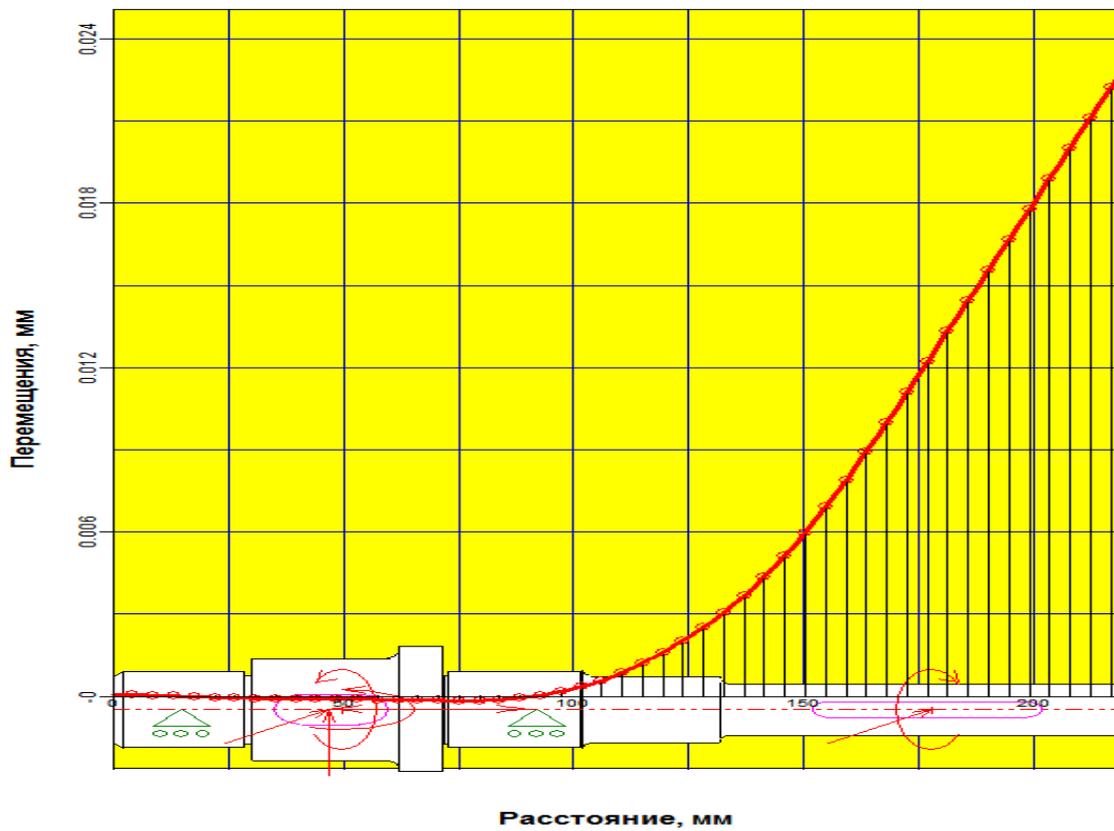
Момент изгиба в горизонтальной плоскости



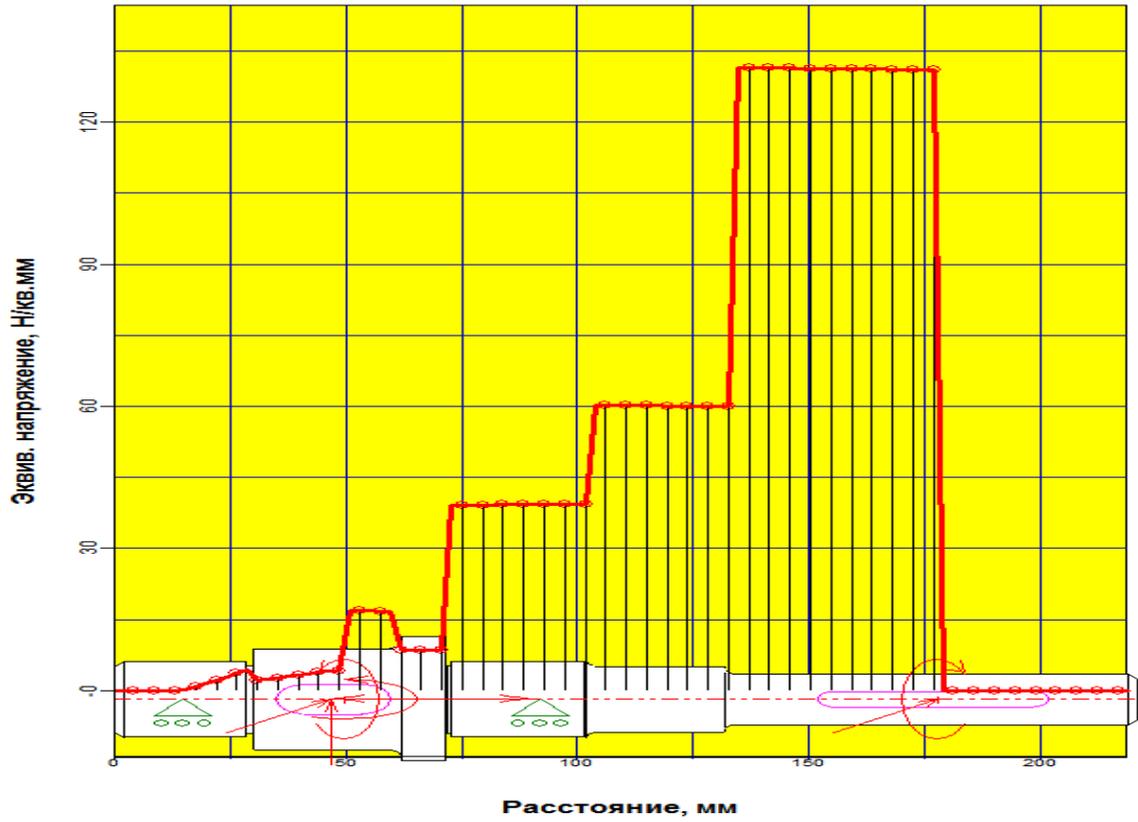
Перемещения в вертикальной плоскости



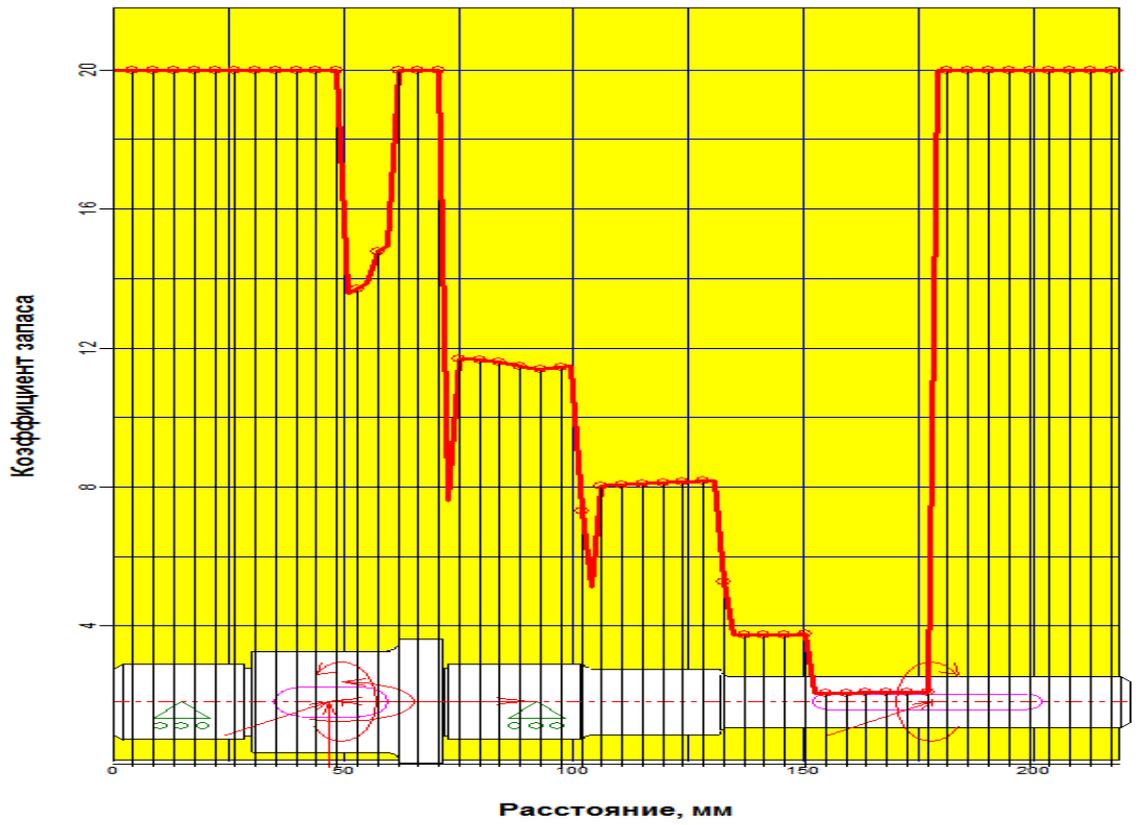
Перемещения в горизонтальной плоскости



Эквивалентное напряжение



Коэффициент запаса по усталостной прочности



Раздел 5 Расчёт подшипников качения

Роликовый радиально-упорный подшипник (Нагруженный) Подшипник 2007106 ГОСТ 333-79

Исходные данные

Геометрия

Внешний диаметр	55.000	мм
Внутренний диаметр	30.000	мм
Диаметр тела качения	5.310	мм
Число тел качения	19.000	
Длина ролика	10.300	мм
Угол контакта	9.000	град

Точность

Радиальные биения внешн. кольца	0.025	мм
Радиальные биения внутр. кольца	0.020	мм

Условия работы

Осевая сила	248.000	Н
Радиальная сила на нагр.опоре	805.000	Н
Радиальная сила на ненагр. опоре	1046.000	Н
Осевая сила преднатяга	50.000	мм
Скорость вращения	95.000	об/мин
Кэфф. динамичности	1.500	
Тип нагрузки	Постоянная	
Тип установки	Схема "X"	

Резюме:

Средняя долговечность	1432363.624	час
Максимальное контактное напряжение	1759.783	Н/кв.мм
Выделение тепла	2391.523	Дж/час
Динамическая грузоподъемность	31575.819	Н
Осевые биения	35.523	мкм
Радиальные биения	1.787	мкм
Боковые биения	-0.500	мкм
Момент трения	0.067	Н x м
Потери мощности	0.664	Вт

Раздел 6 Расчёт соединений вал-ступица

Соединение: Призматической шпонкой колеса с тихоходным валом

Исходные данные

Диаметр вала	40.0	мм
Передаваемый момент	103.4	Нм
Тип нагрузки	Постоянная	
Тип соединения	Неподвижное	
Материал вала	40	
Материал шпонки	35	
Материал втулки	45	

Результаты расчёта

Ширина шпонки	12.0	мм
Высота шпонки	8.0	мм
Глубина паза на валу	5.0	мм
Глубина паза во втулке	3.3	мм
Длина шпонки	7.0	мм
Допускаемое напряжение смятия	252.0	МПа
Напряжение смятия	246.19	МПа
Допускаемое напряжение среза	126.0	МПа
Напряжение среза	61.548	МПа

Раздел 7 Подбор муфты

ПОДБОР МУФТЫ

Исходные данные: тип муфты - упругая, передаваемый момент $T_2=194,2\text{ Нм}$; режим работы нереверсивная нагрузка с умеренными толчками; поломка муфты приводит к аварии машины без человеческих жертв.

1. Определяем расчетный момент муфты

$$T_{p.m.} = KT_M,$$

где T_M - номинальный момент на муфте; $T_M = T_2 = 194,2 \text{ Нм}$; K - коэффициент режима работы.

Коэффициент, учитывающий режим работы $K = K_1 K_2$, где $K_1 = 1,2$ - коэффициент безопасности; (поломка муфты вызывает аварию машины); $K_2 = 1,3$ - коэффициент, учитывающий характер нагрузки (при нереверсивной нагрузке).

$$K = 1,2 \cdot 1,3 = 1,56$$

$$T_{p.m.} = KT_M = 1,56 \cdot 194,2 = 303 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

2. Применим муфты МЦ–36 МН 2091-61 по ГОСТ 20742-81, имеющей $T_{мкат} = 320 \text{ Нм}$, диаметр отверстия под вал 36 мм , $L = 120 \text{ мм}$, наружный диаметр муфты $D = 140 \text{ мм}$, число зубьев звездочки $z = 12$, шаг цепи $p = 25,4 \text{ мм}$.

3. Определение силы, действующей со стороны муфты на вал

$$F_{tm} = (0,2 \dots 0,3) F_{tm},$$

где F_{tm} - окружная сила на муфте, $F_{tm} = 2T/d_p$; здесь T - крутящий момент на валу, $T = T_2 = 194,2 \text{ Нм}$; d_p - расчетный диаметр, м.

Для цепных муфт диаметр делительной окружности звездочки

$$d_p = D_0 = p / \sin(180^\circ / z) = 25,4 / \sin(180/z) = 98 \text{ мм}$$

Окружная сила на муфте

$$F_{tm} = 2 \cdot 194,2 / 0,098 = 3963 \text{ Н}$$

Следовательно, нагрузка от муфты на вал

$$F_{ri} = (0,2 \dots 0,3) 3963 = (792 \dots 1189) \text{ Н}.$$

Принимаем $F_{tm} = 900 \text{ Н}$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

0114.01.000.05

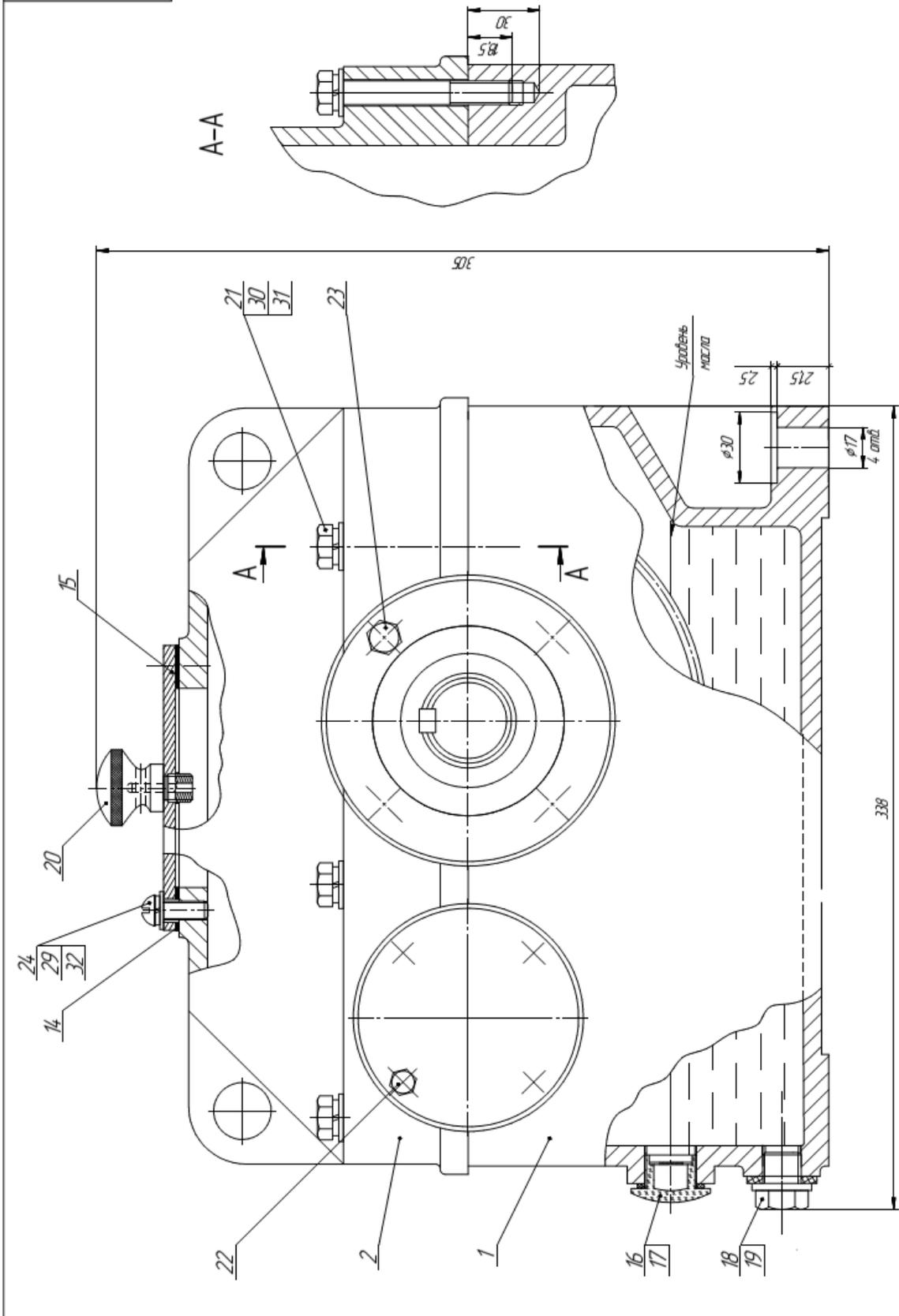


Рис. Редуктор цилиндрический одноступенчатый (вид спереди)

Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
<u>Документация</u>						
A1			01.14.01.000 СБ	Сборочный чертёж.		
<u>Детали</u>						
A1	1		01.14.01.001	Корпус	1	
	2		01.14.01.002	Крышка корпуса	1	
	3		01.14.01.003	Вал-шестерня	1	
	4		01.14.01.004	Крышка	1	
	5		01.14.01.005	Крышка	1	
	6		01.14.01.006	Крышка	1	
	7		01.14.01.007	Крышка	1	
A3	8		01.14.01.008	Колесо зубчатое	1	
A2	9		01.14.01.009	Вал	1	
	10		01.14.01.010	Шайба маслоотражательная	2	
	11		01.14.01.011	Шайба маслоотражательная	2	
	12		01.14.01.012	Прокладка	2	
	13		01.14.01.013	Прокладка	2	
	14		01.14.01.014	Прокладка	1	
	15		01.14.01.015	Крышка люка	1	
	16		01.14.01.016	Маслоуказатель I-22	1	
	17		01.14.01.017	Прокладка	1	
	18		01.14.01.018	Пробка сливная	1	
	19		01.14.01.019	Прокладка	1	
	20		01.14.01.020	Отдушина	1	
			01.14.01.000 СП			
			Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата
			Разраб. Петров			
			Проб. Алтухов			
			Н.контр.			
			Утв.			
			Редуктор			Лист 1 Листов 2
			ИрГАУ, инженерный ф-тет,			Фолмтт А4

Рис. Спецификация к сборочному чертежу.

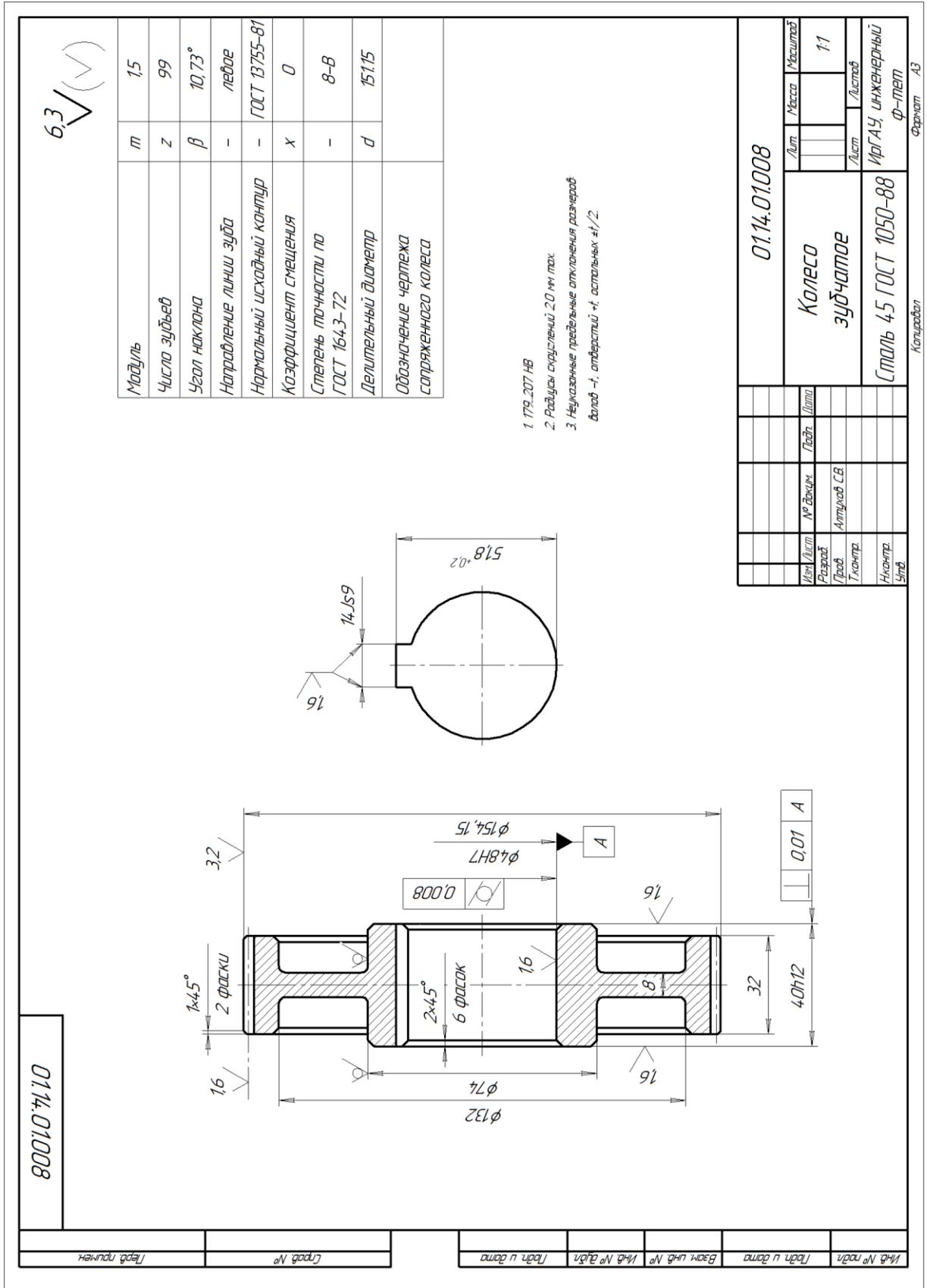
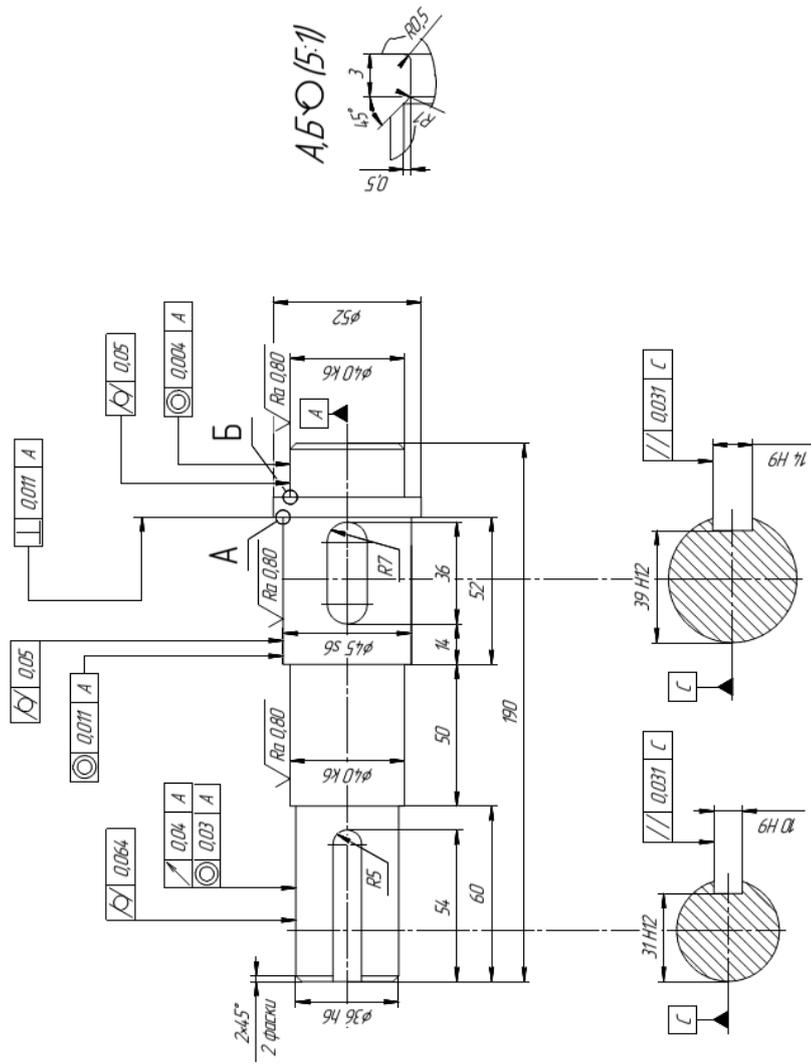


Рис. Колесо зубчатое.

600107110

$\sqrt{Ra\ 12,5}$



АБ0(5:1)

1. Твердость HB 260-280
2. Рекомендуемые отклонения H14, H16, прочие IT14/2
3. Сечение шпоночного паза относительно оси вала 0.1 мм
4. Перекос шпоночного паза относительно оси вала 0.028 мм

Исполн.	Провер.	Утверд.	Дата	Исполн.	Провер.	Утверд.	Дата
0114.01009				Вал			
Сталь 40Х ГОСТ 1050-88				Инженерный			
				Ф-мент			

Рис. Вал тихоходный.