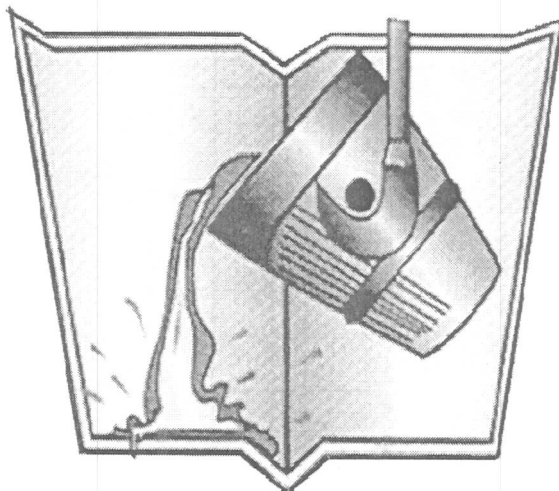


Управление образования и науки Липецкой области
ГОА ПОУ «Липецкий металлургический колледж»



Методические указания по проведению практической работы по
учебной дисциплине
«Детали машин»

для специальности (группы специальностей):

**151031 Монтаж и техническая эксплуатация
промышленного оборудования (по отраслям)**

Липецк 2015

Методические указания по проведению практической работы для студентов по учебной дисциплине ОП 13 «Детали машин»

Составитель: Пивоварова Н.В. преподаватель общепрофессиональных дисциплин

ОДОБРЕНО
Цикловой комиссией
общепрофессиональных и
механических дисциплин

Председатель:

_____ /Платицин А.П./

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель директора
по учебной работе:

_____ /Перкова Н.И./

Методические указания по проведению практических работ предназначены для студентов ГОА ПОУ «Липецкий металлургический колледж» специальности 151031 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования для подготовки к практической работе с целью освоения навыков и профессиональной компетенции.

Методические указания по проведению практической работы составлены в соответствии с рабочими программами по учебной дисциплине «Детали машин» (дисциплина входит в общепрофессиональный цикл) и требованиям к умениям и знаниям Федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования по специальностям 151031 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования.

Введение

Методические указания по проведению практической работы разработаны согласно рабочим программам по учебной дисциплине «Детали машин» (дисциплина входит в общепрофессиональный цикл) и требованиям к умениям и знаниям Федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования (далее – ФГОС СПО) 151031 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования. Практическая работа направлена на освоение следующих умений и знаний согласно ФГОС СПО.

уметь:

- выбирать типы механических передач;
- выбирать детали передач;
- выполнять кинематические, геометрические и силовые расчеты.

знать:

- виды механических передач, методы кинематического и силового расчета;
- методы расчета параметров механических передач;

Методические указания по выполнению практической работы содержат теоретические основы, которыми студенты должны владеть перед проведением практической работы; рекомендации по проведению практической работы являются основой при расчете курсового проекта по дисциплине «Детали машин»

Практическая работа рассчитана на 2 часа.

Методические указания к выполнению практической работы для студентов

1. К выполнению практической работы необходимо подготовиться до начала занятия. Кроме описания работы в данном учебном пособии, используйте рекомендованную литературу и конспект лекций. К выполнению работы допускаются только подготовленные студенты.
2. Результаты измерений и расчетов записывайте четко и кратко в заранее подготовленные таблицы.
3. При обработке результатов измерений:
 - А) помните, что точность расчетов не может превышать точности прямых измерений;
 - Б) результаты измерений лучше записывать в виде доверительного интервала.
4. Отчеты по практическим работам оформляются согласно требованиям ЕСКД и должны включать в себя следующие пункты:
 - название практической работы и ее цель;
 - используемое оборудование;
 - порядок выполнения практической работы;
 - далее пишется «Ход работы» и выполняются этапы практической работы, согласно выше приведенному порядку (записываются требуемые теоретические положения, вычисления).
5. При подготовке к сдаче практической работы, необходимо ответить на предложенные контрольные вопросы.
6. Если отчет по работе не сдан во время (до выполнения следующей работы) по неуважительной причине, оценка за практическую работу снижается.

Практическая работа

Тема: Расчет параметров цилиндрических косозубых передач.

Цель работы: овладеть навыками кинематического, силового и геометрического расчета передач. В результате выполнения практической работы студенты

должны уметь:

- выбирать детали зубчатых передач;
- выполнять кинематические, геометрические и силовые расчеты;

должны знать:

- виды механических передач, методы кинематического и силового расчета;
- методы расчета параметров механических передач;

Порядок выполнения практической работы

1. Усвоить теоретический материал по теме «Цилиндрические зубчатые передачи», «Расчет на прочность цилиндрических косозубых передач».
2. По таблице выписать данные соответствующие варианту и начертить схему привода в тетради.
3. Произвести расчеты, сделать чертежи по полученным параметрам.

Теоретическая часть

Расчет цилиндрических косозубых колес редуктора
Выбирается материал со средними механическими свойствами

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]}$$

где, $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости;

$$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70 ;$$

K_{HL} – коэффициент долговечности; $K_{HL} = 1$

$[S_H]$ – коэффициент безопасности; $[S_H] = 1,1$

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$$

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F^0 \lim b}{[S_F]},$$

где $\sigma_F^0 \lim b$ - предел выносливости, для стали 45 улучшенной, по таблице 3.9[1]

$[S_F]$ - коэффициент безопасности

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости

$$a_w = K_a \cdot (u_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_3^2 \cdot \Psi_{sa}}};$$

где K_a - коэффициент формы зуба

Ψ_{sa} - коэффициент ширины венца, принимается;

$K_{H\beta}$ - коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки, по таблице 3.1[1].

Нормальный модуль

$$m_n = (0,01 \div 0,02)a_w;$$

Угол наклона и число зубьев шестерни и колеса

Предварительно принимается угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$

Число зубьев шестерни и колеса.

$$Z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u + 1)m_n};$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_3$$

Уточняется передаточное отношение

$$u_p = \frac{Z_2}{Z_1};$$

Уточненное значение угла наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_n}{2a_w};$$

Основные размеры шестерни и колеса

Делительные диаметры

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_1;$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_2;$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a_1} = d_1 + 2m_n$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m_n$$

Диаметр окружности впадин

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m_n$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5m_n$$

ширина венца колеса:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w;$$

ширина венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм};$$

Проверка межосевого расстояния

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2};$$

Силы, действующие в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_1};$$

Радиальная

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

Осевая

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta;$$

Окружная скорость колес

$$v = \frac{\omega_2 \cdot d_1}{2};$$

Коэффициент ширины шестерни по диаметру

$$\Psi_{ba} = \frac{b_1}{d_1};$$

Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv};$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца по таблице 3.5[1]

$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями по таблице 3.4[1]

K_{Hv} - коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки по таблице 3.6[1]

Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_3 K_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}};$$

Коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv};$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба по таблице 3.7[1]

K_{Fv} - коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки по таблице 3.8[1]

Эквивалентное число зубьев

Шестерни

$$Z_{F1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta};$$

Колеса

$$Z_{F_2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta};$$

Принимается Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба
 страница 42[1]

Дальнейший расчет ведется для зубьев колеса.

Проверка зубьев по напряжениям изгиба

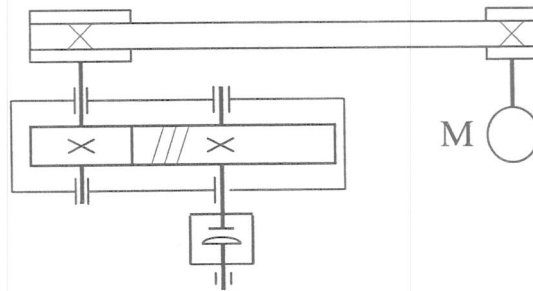
$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_f \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{Fa}}{b_2 \cdot m_n};$$

Таблица исходных данных

Вар.№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
T_3 Нм	230	240	250	260	300	400	480	120	140	150	270	450	500	200	210
$u_{ред}$	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	1,25	1,6
n_3 об/мин	60	70	90	60	50	55	70	80	90	60	55	70	60	90	85

Вар.№	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
T_3 Нм	250	300	340	420	200	220	230	240	360	380	180	250	270	350	410
$u_{ред}$	2	2,5	3,15	4	1,4	1,2	2,24	2,8	3,55	4,5	1,25	1,6	2	2,5	3,15
n_3 об/мин	70	50	60	70	100	110	120	80	70	60	115	100	95	70	40

Пример расчета



Исходные данные: $T_3 = 191 \text{ Нм}$; $u_{ред} = 2,5$; $n_3 = 90 \text{ об/мин}$.

Выбирается материал со средними механическими свойствами. Для колеса и шестерни сталь 45, термическая обработка улучшение. По таблице 3.3[1]

для колеса – НВ 200;

для шестерни – НВ 230.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]}$$

где, $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости;

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70;$$

Для шестерни

$$\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

Для колеса $\sigma_{H2 \lim b} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}$;

K_{HL} – коэффициент долговечности; $K_{HL} = 1$

$[S_H]$ – коэффициент безопасности; $[S_H] = 1,1$

для шестерни $[\sigma_{H1}] = \frac{530 \cdot 1}{1,1} \approx 482 \text{ МПа}$;

для колеса $[\sigma_{H2}] = \frac{470 \cdot 1}{1,1} \approx 428 \text{ МПа}$;

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]);$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (482 + 428) \approx 410 \text{ МПа};$$

Условие $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$ выполнено.

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F^0 \lim b}{[S_F]},$$

где $\sigma_F^0 \lim b$ – предел выносливости, для стали 45 улучшенной, по таблице 3.9[1] при $HB \leq 350$; $\sigma_F^0 \lim b = 1,8HB$

для шестерни: $\sigma_F^0 \lim b = 1,8 \cdot 230 = 415 \text{ МПа}$

для колеса: $\sigma_F^0 \lim b = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}$

$[S_F]$ – коэффициент безопасности $[S_F] = 1,75$

для шестерни $[\sigma_{F1}] = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ МПа}$

для колеса $[\sigma_{F2}] = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ МПа}$

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости

$$a_w = K_a \cdot (u_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_3^2 \cdot \Psi_{sa}}};$$

где K_a – коэффициент формы зуба $K_a = 43$;

Ψ_{sa} – коэффициент ширины венца, принимается $\Psi_{sa} = 0,4$;

$K_{H\beta} = 1,25$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки, по таблице 3.1[1].

$$a_w = 43 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{191 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{410^2 \cdot 2,5^2 \cdot 0,4}} = 124,6 \text{ мм};$$

Принимается ближайшее стандартное $a_w = 125 \text{ мм}$;

Нормальный модуль

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w;$$

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot 125 = 1,25 \div 2,5 \text{ мм};$$

Принимается из стандартного ряда $m_n = 2 \text{ мм}$

Угол наклона и число зубьев шестерни и колеса

Предварительно принимается угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$

Число зубьев шестерни и колеса.

$$Z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u + 1) m_n};$$

$$Z_1 = \frac{2 \cdot 125 \cdot 0,985}{(2,5+1) \cdot 2} = 35;$$

Принимается $Z_1 = 35$, тогда

$$Z_2 = Z_1 \cdot u,$$

$$Z_2 = 35 \cdot 2,5 \approx 88;$$

Уточняется передаточное отношение

$$u'_p = \frac{Z_2}{Z_1};$$

$$u'_p = \frac{88}{35} = 2,51; \quad \Delta = \frac{2,51 - 2,5}{2,5} \cdot 100\% = 0,4\%, \text{ что допустимо.}$$

Уточненное значение угла наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_n}{2a_w};$$

$$\cos \beta = \frac{(35 + 88) \cdot 2}{2 \cdot 125} = 0,984;$$

$$\beta = 10^{\circ}12';$$

Основные размеры шестерни и колеса

Делительные диаметры

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_1;$$

$$d_1 = \frac{2}{0,984} \cdot 35 = 71 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_2;$$

$$d_2 = \frac{2}{0,984} \cdot 88 = 179 \text{ мм};$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a_1} = d_1 + 2m_n$$

$$d_{a_1} = 71 + 2 \cdot 2 = 75 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m_n$$

$$d_{a_2} = 179 + 2 \cdot 2 = 183 \text{ мм};$$

Диаметр окружности впадин

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m_n$$

$$d_{f_1} = 71 - 2,5 \cdot 2 = 66 \text{ мм};$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5m_n$$

$$d_{f_2} = 179 - 2,5 \cdot 2 = 174 \text{ мм};$$

ширина венца колеса:

$$b_2 = \Psi_{sa} \cdot a_w;$$

$$b_2 = 0,4 \cdot 125 = 50 \text{ мм};$$

ширина венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм};$$

$$b_1 = 50 + 5 \text{ мм} = 55 \text{ мм};$$

Принимается $b_2 = 50 \text{ мм}$ и $b_1 = 55 \text{ мм}$.

Проверка межосевого расстояния

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2};$$
$$a_w = \frac{71 + 179}{2} = 125 \text{ мм};$$

Силы, действующие в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_1};$$
$$F_t = \frac{2 \cdot 79,5 \cdot 10^3}{71} = 2240 \text{ Н};$$

Радиальная

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$
$$F_r = 2240 \cdot \frac{0,364}{0,984} = 829 \text{ Н};$$

Осевая

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta;$$
$$F_a = 2240 \cdot 0,18 = 403 \text{ Н};$$

Окружная скорость колес

$$v = \frac{\omega_2 \cdot d_1}{2};$$
$$v = \frac{23,56 \cdot 71}{2 \cdot 10^3} = 0,84 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

При такой скорости принимается 8 – ая степень точности зубчатых колес.

Коэффициент ширины шестерни по диаметру

$$\Psi_{ba} = \frac{b_1}{d_1};$$
$$\Psi_{ba} = \frac{55}{71} = 0,77;$$

Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu};$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца по таблице 3.5[1] $K_{H\beta} = 1,03$;

$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями по таблице 3.4[1] $K_{H\alpha} = 1,06$;

$K_{H\nu}$ - коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки по таблице 3.6[1] $K_{H\nu} = 1,0$;

$$K_H = 1,06 \cdot 1,03 \cdot 1,0 = 1,09;$$

Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_3 K_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}};$$
$$\sigma_H = \frac{270}{125} \cdot \sqrt{\frac{191 \cdot 10^3 \cdot 1,09 \cdot (2,5+1)^3}{50 \cdot 2,5^2}} = 365 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 410 \text{ МПа};$$

Условие прочности выполнено.

Коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F_\beta} \cdot K_{F_v}$$

где K_{F_β} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба по таблице 3.7[1] $K_{F_\beta} = 1,08$;

K_{F_v} - коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки по таблице 3.8[1] $K_{F_v} = 1,1$

$$K_F = 1,08 \cdot 1,1 = 1,188;$$

Эквивалентное число зубьев

Шестерни

$$Z_{F_1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta};$$

$$Z_{F_1} = \frac{35}{0,984^3} = 36,7;$$

Колеса

$$Z_{F_2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta};$$

$$Z_{F_2} = \frac{88}{0,984^3} = 92,4;$$

Принимается Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба
страница 42[1] $Y_{F_1} = 3,75$; $Y_{F_2} = 3,61$.

Отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$

Шестерни

$$\frac{237}{3,75} = 63,2 \text{ МПа}$$

Колеса

$$\frac{206}{3,61} = 57 \text{ МПа}$$

Дальнейший расчет ведется для зубьев колеса.

Проверка зубьев по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_f \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F_\alpha}}{b_2 \cdot m_n};$$

Где, $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 0,927$;

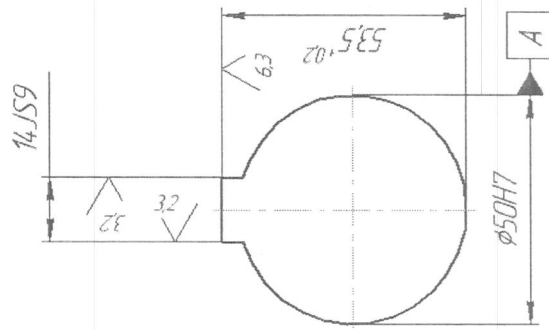
$K_{F_\alpha} = 0,92$; (страница.47[1])

$$\sigma_F = \frac{2240 \cdot 1,188 \cdot 3,61 \cdot 0,927 \cdot 0,92}{50 \cdot 2} = 82 \text{ МПа} \quad \langle [\sigma_{F_2}] = 206 \text{ МПа};$$

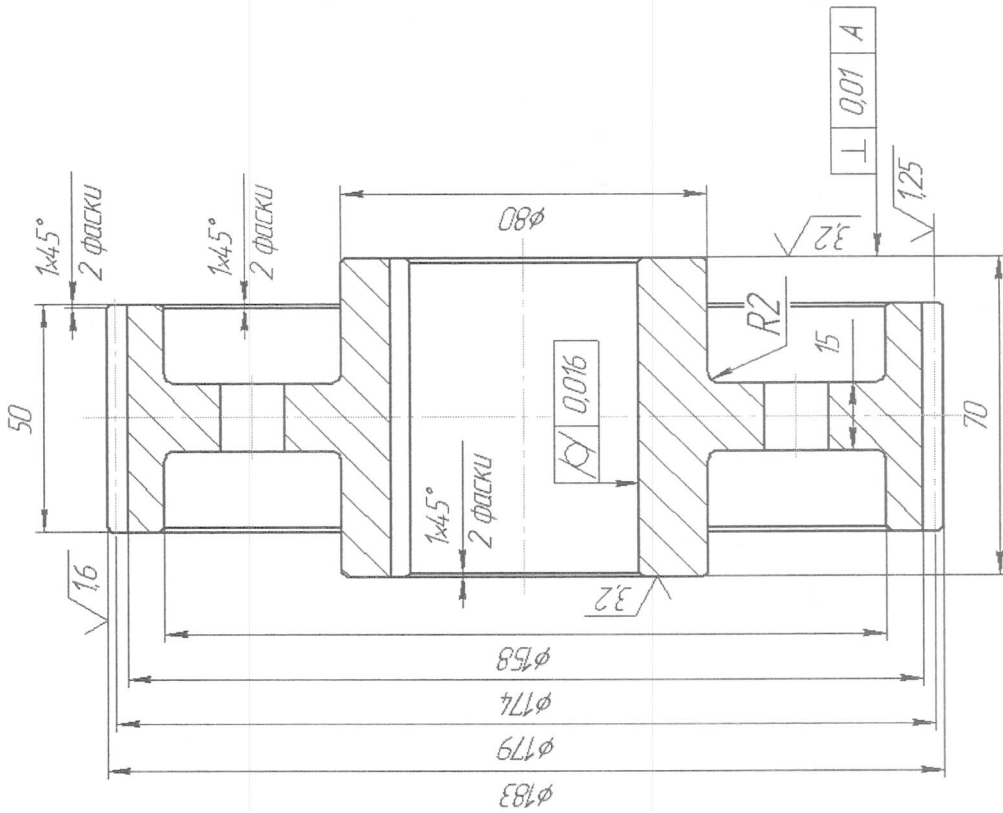
Условие прочности выполнено.

√ 3.2 (√1)

Модуль нормальный	m_n	2
Число зубьев	Z_2	88
Исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Корректировка смещения исходного контура	X	0
Степень точности	-	8 - c
Делительный диаметр	d_2	179
Угол наклона зуба	β	10°12'



1. Термобработка улучшение НВ 200.
2. Неуказанные предельные отклонения размеров отверстий H14, валов h14.



Изм.	Лист	№ докум.	Лист	Дата
Разраб.	Проф.	Исполн.	Инж.	Упр.
Колесо зубчатое				
Сталь 45 ГОСТ 1050-71				
Лист	Масса	Листов	1:1	

Изд. № докум.	Лист в сборе	Взам. инв. №	Изд. инв. №	Изд. № докум.	Лист в сборе
Лист № докум.	Лист	Изд. № докум.	Лист	Изд. № докум.	Лист

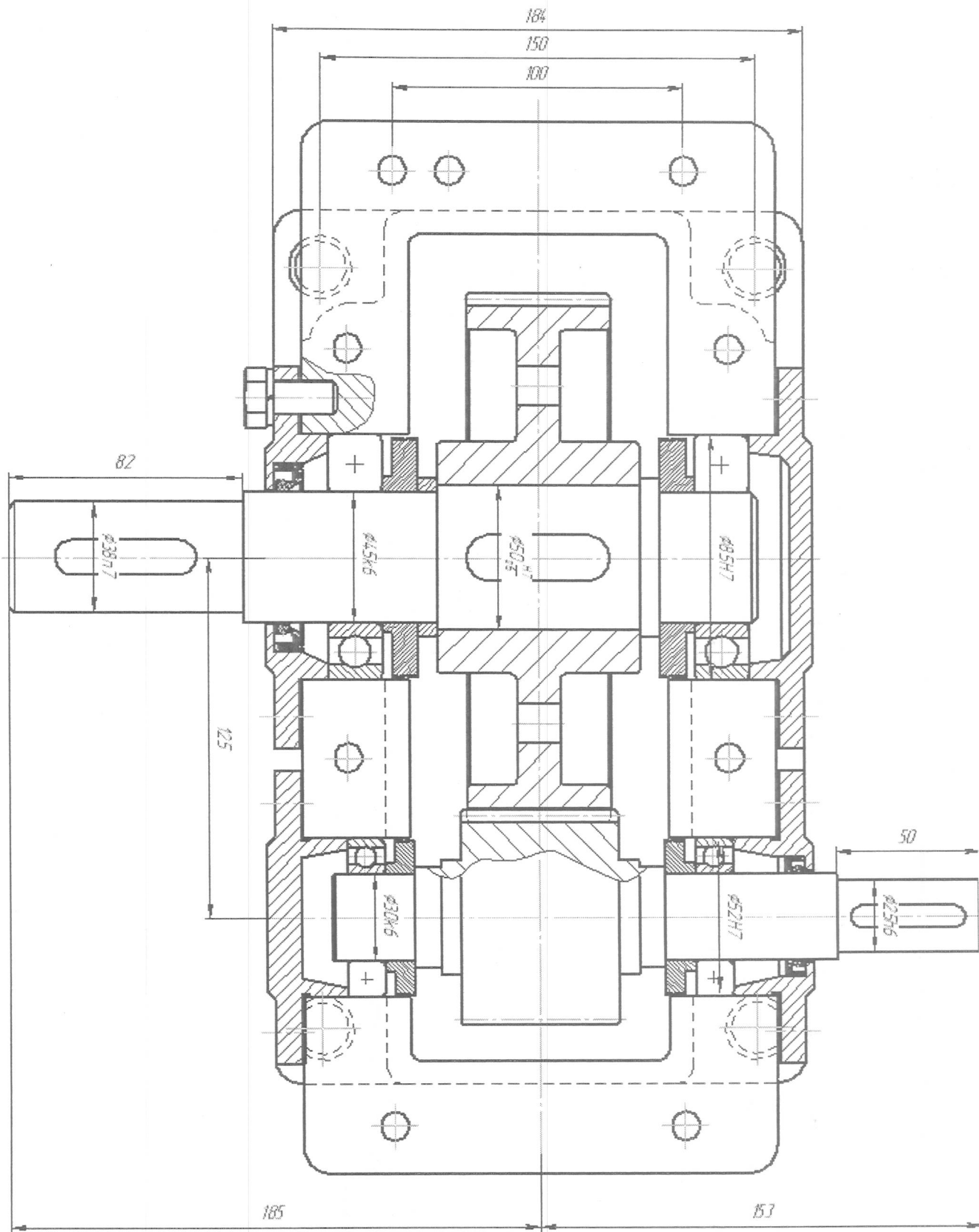


Рисунок 1- Зубчатое зацепление

Перечень рекомендуемой литературы:

1. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкович Г.М., Козинцов В.П. Курсовое проектирование деталей машин /Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов/ 3-е изд., перераб. и допол. -М.: 2.Олофинская В.П. и др. Детали машин. Краткий курс и тестовые задания /Учебное пособие/ - М.: ФОРУМ: ИНФА-М, 2010. - 208 с.
3. Мархель И.И. и др. Детали машин. /Учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования/ - М.: ФОРУМ: ИНФА-М, 2011. - 336 с.
4. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин. /Учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования/ - М.: Издательский центр «Академия», 2010. - 416 с.