

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Ильшат Ринатович Мухаметзянов

Должность: директор

Дата подписания: 13.07.2023 14:34:25

Уникальный идентификатор документа: aba80b84033c9ef196388e9ea0434f90a83a40954ba270e84bcb664f02d1d8d0

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Казанский национальный исследовательский

технический
университет им. А.Н. Туполева-КАИ»
(КНИТУ-КАИ)
Чистопольский филиал «Восток»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ**
по дисциплине
ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Индекс по учебному плану: **Б1.В.13**

Направление подготовки: **12.03.01 Приборостроение**

Квалификация: **Бакалавр**

Профиль подготовки: **Приборостроение**

Вид профессиональной деятельности: **проектно-конструкторская,
производственно-технологическая**

Рекомендовано УМК ЧФ КНИТУ-КАИ

Чистополь

2023 г.

СОДЕРЖАНИЕ

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	3
РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРДАЧ	9
РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ	14
РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ	19
РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ВАЛОВ.....	27
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОР	31
РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ И ШТИФТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	36
ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ	40

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Пример 1

Задание. Сделать кинематический и силовой расчет двух приводов, структурные схемы которых изображены на рис.

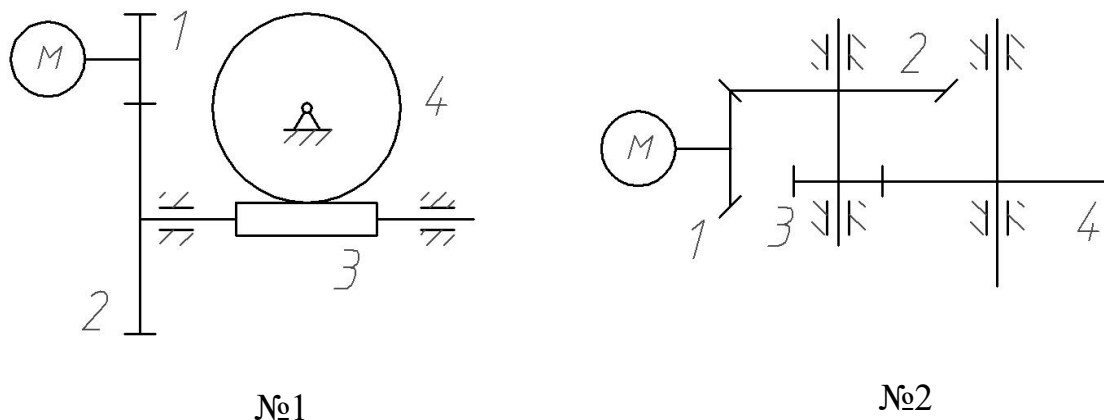


Рис.

Исходные данные:

- необходимая частота вращения вала на выходе для схемы №1 $n_{\text{ВЫХ}} = 16 \text{ об/мин}$, для схемы №2 – $n_{\text{ВЫХ}} = 120 \text{ об/мин}$;
- мощность двигателя $P_{\text{ДВ}} = 13 \text{ Вт}$;
- номинальный крутящий момент на валу двигателя $T_{\text{ДВ}} = 34,3 \text{ Нмм}$;
- частота вращения вала двигателя $n_{\text{ДВ}} = 3600 \text{ об/мин}$;

Решение.

Схема №1

1. Определение передаточного числа мотор-редуктора.

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}}.$$

По заданию на входе мотор-редуктора частота вращения вала двигателя $n_{\text{ДВ}} = 3600 \text{ об/мин}$, а на выходе $n_{\text{ВЫХ}} = 16 \text{ об/мин}$, поэтому

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{3600}{16} = 225.$$

2. Разбивка передаточного числа по ступеням

Передаточное число редуктора есть произведение передаточных чисел каждой ступени редуктора.

$$u_{\text{ред}} = \prod_{i=1}^n u_i.$$

Так как в редукторе две ступени, имеем формулу

$$u_{\text{ред}} = u_{12} u_{34},$$

где u_{12} – передаточное число первой ступени, u_{34} – передаточное число второй ступени.

Зададимся передаточным числом первой ступени в пределах от 1 до 10, т.к. первая ступень – прямозубая цилиндрическая передача.

$$u_{12} = 5.$$

Тогда

$$u_{34} = \frac{u_{ред}}{u_{12}} = \frac{225}{5} = 45.$$

Такое передаточное число входит в диапазон передаточных чисел червячной передачи – от 8 до 80.

3. Определение мощности привода на выходном валу

Мощность на выходном валу в ваттах определяется по зависимости:

$$P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}} \eta_{ред},$$

где $T_{\text{ВЫХ}}$ – максимальный вращающий момент на выходном валу механизма, Нм; $\omega_{\text{ВЫХ}}$ – угловая скорость вращения выходного вала, рад/с; $\eta_{ред}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) редуктора.

Угловая скорость вращения выходного вала в рад/с определяется по формуле:

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{\pi n_{\text{ВЫХ}}}{30},$$

где $n_{\text{ВЫХ}}$ – число оборотов на выходе редуктора, об/мин

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{3,14 \cdot 16}{30} = 1,67 \text{ рад/с}.$$

Общий КПД редуктора находится как произведение КПД отдельных звеньев кинематической цепи. Так как потери на трение в редукторе происходят в подшипниках, зубчатом и червячном зацеплении, имеем формулу

$$\eta_{ред} = \eta_{зуб.ц} \eta_{чер} \eta_{подш}^2,$$

где $\eta_{зуб.ц} = 0,98$ – КПД зубчатого зацепления цилиндрической передачи,

$\eta_{подш} = 0,99$ – КПД пары подшипников, $\eta_{чер}$ – КПД червячного зацепления.

КПД червячного зацепления зависит от числа заходов червяка. Ориентировочно, если принять червяк двухзаходным $\eta_{чер} = 0,75$.

$$\eta_{ред} = 0,98 \cdot 0,75 \cdot 0,99^2 = 0,72.$$

$T_{\text{ВЫХ}}$ – крутящий момент на выходе редуктора

$$T_{\text{ВЫХ}} = T_{дв} u_{ред}.$$

Тогда

$$T_{\text{ВЫХ}} = 34,3 \cdot 225 = 7717,5 \text{ Нмм} = 7,72 \text{ Нм}.$$

Таким образом, подставляя полученные значения, получаем ориентировочное значение мощности на выходе привода:

$$P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}} \eta_{\text{ред}} = 7,72 \cdot 1,67 \cdot 0,72 = 9,28 \text{ Вт.}$$

4. Определение оборотов и угловых скоростей на валах редуктора
Обороты на входном валу

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 3600 \text{ об/мин.}$$

Обороты на втором валу

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{3600}{5} = 720 \text{ об/мин.}$$

Обороты на выходном валу

$$n_3 = n_{\text{ВЫХ}} = 16 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость на входном валу

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 3600}{30} = 376,80 \text{ рад/с.}$$

Угловая скорость на втором валу

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{12}} = \frac{376,80}{5} = 75,36 \text{ рад/с.}$$

Угловая скорость на выходном валу

$$\omega_3 = \omega_{\text{ВЫХ}} = 1,67 \text{ рад/с.}$$

5. Определение чисел зубьев колес, шестерен и заходов червяка.

Примем число зубьев шестерни прямозубой цилиндрической передачи с учетом отсутствия подрезания не менее 17 – $z_1 = 20$.

Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = u_{12} z_1 = 5 \cdot 20 = 100.$$

Число заходов червяка согласно принятому ранее $z_3 = 2$.

Тогда число зубьев червячного колеса

$$z_4 = u_{34} z_3 = 45 \cdot 2 = 90.$$

6. Определение крутящих моментов на валах без учета потерь

Крутящий момент на входном валу

$$T_1 = T_{\text{дв}} = 34,3 \text{ Нмм.}$$

Крутящий момент на втором валу

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} = 34,3 \cdot 5 = 171,5 \text{ Нмм.}$$

Крутящий момент на выходном валу

$$T_3 = T_{\text{ВЫХ}} = 7717,5 \text{ Нмм.}$$

Схема №2

1. Определение передаточного числа мотор-редуктора.

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}}.$$

По заданию на входе мотор-редуктора частота вращения вала двигателя $n_{\text{дв}} = 3600$ об/мин, а на выходе $n_{\text{вых}} = 120$ об/мин, поэтому

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{3600}{120} = 30.$$

2. Разбивка передаточного числа по ступеням

Передаточное число редуктора есть произведение передаточных чисел каждой ступени редуктора.

$$u_{\text{ред}} = \prod_{i=1}^n u_i.$$

Так как в редукторе две ступени, имеем формулу

$$u_{\text{ред}} = u_{12} u_{34},$$

где u_{12} – передаточное число первой ступени, u_{34} – передаточное число второй ступени.

Зададимся передаточным числом первой ступени в пределах от 1 до 6, т.к. первая ступень – прямозубая коническая передача.

$$u_{12} = 5.$$

Тогда

$$u_{34} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{12}} = \frac{30}{5} = 6.$$

Такое передаточное число входит в диапазон передаточных чисел прямозубой конической передачи – от 1 до 6.

3. Определение мощности привода на выходном валу

Мощность на выходном валу в ваттах определяется по зависимости:

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \omega_{\text{вых}} \eta_{\text{ред}},$$

где $T_{\text{вых}}$ – максимальный вращающий момент на выходном валу механизма, Нм; $\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость вращения выходного вала, рад/с; $\eta_{\text{ред}}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) редуктора.

Угловая скорость вращения выходного вала в рад/с определяется по формуле:

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{\pi n_{\text{вых}}}{30},$$

где $n_{\text{вых}}$ – число оборотов на выходе редуктора, об/мин

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,56 \text{ рад/с}.$$

Общий КПД редуктора находится как произведение КПД отдельных звеньев кинематической цепи. Так как потери на трение в редукторе происходят в подшипниках и зубчатом, имеем формулу

$$\eta_{ред} = \eta_{зуб.к} \eta_{зуб.ц} \eta_{подш}^2,$$

где $\eta_{зуб.к} = 0,92$ – КПД зубчатого зацепления конической передачи,

$\eta_{зуб.ц} = 0,98$ – КПД зубчатого зацепления цилиндрической передачи, $\eta_{подш} = 0,99$ – КПД пары подшипников,

$$\eta_{ред} = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,88.$$

$T_{вых}$ – крутящий момент на выходе редуктора

$$T_{вых} = T_{дв} u_{ред}.$$

Тогда

$$T_{вых} = 34,3 \cdot 30 = 1029 \text{ Нмм} = 1,03 \text{ Нм}.$$

Таким образом, подставляя полученные значения, получаем ориентировочное значение мощности на выходе привода:

$$P_{вых} = T_{вых} \omega_{вых} \eta_{ред} = 1,03 \cdot 12,56 \cdot 0,88 = 11,38 \text{ Вт}.$$

4. Определение оборотов и угловых скоростей на валах редуктора

Обороты на входном валу

$$n_1 = n_{дв} = 3600 \text{ об/мин}.$$

Обороты на втором валу

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{3600}{5} = 720 \text{ об/мин}.$$

Обороты на выходном валу

$$n_3 = n_{вых} = 120 \text{ об/мин}.$$

Угловая скорость на входном валу

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 3600}{30} = 376,80 \text{ рад/с}.$$

Угловая скорость на втором валу

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{12}} = \frac{376,80}{5} = 75,36 \text{ рад/с}.$$

Угловая скорость на выходном валу

$$\omega_3 = \omega_{вых} = 12,56 \text{ рад/с}.$$

5. Определение чисел зубьев колес и шестерен.

Примем число зубьев шестерни прямозубой конической передачи с учетом отсутствия подрезания не менее 19 – $z_1 = 20$.

Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = u_{12} z_1 = 5 \cdot 20 = 100.$$

Примем число зубьев шестерни прямозубой передачи с учетом отсутствия подрезания не менее $17 - z_3 = 19$.

Тогда число зубьев цилиндрического колеса

$$z_4 = u_{34} z_3 = 6 \cdot 19 = 114.$$

6. Определение крутящих моментов на валах без учета потерь

Крутящий момент на входном валу

$$T_1 = T_{\text{дв}} = 34,3 \text{ Нмм}.$$

Крутящий момент на втором валу

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} = 34,3 \cdot 5 = 171,5 \text{ Нмм}.$$

Крутящий момент на выходном валу

$$T_3 = T_{\text{вых}} = 1029 \text{ Нмм}.$$

РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРДАЧ

Пример 2

Задание. Рассчитать на прочность прямозубую двухступенчатую цилиндрическую передачу механизма прибора. Первую ступень исходя из условия обеспечения прочности зубьев по контактным напряжениям. Вторую ступень исходя из условия прочности зубьев при изгибе. Первая ступень внешнего зацепления, вторая – внутреннего. Определить геометрические параметры колес и шестерен передачи.

Исходные данные:

- крутящий момент на входном валу $T_1 = 20 \text{ Нм}$;
- передаточное число $u_{12} = 4$, $u_{34} = 6$;
- число зубьев шестерни $z_1 = z_3 = 21$;
- передача выполнена без смещения;

Справочные данные:

Таблица 1. Механические свойства некоторых материалов

Материал	ГОСТ	НВ	Е, МПа	σ_B , МПа	σ_T , МПа
Ст3	1050-88	110 ...130	200000	390 ...420	200 ...250
Ст5	1050-88	130 ...140	200000	430 ...450	210 ...220
10	1050-88	140 ...150	190000	360 ...450	220 ...230
15	1050-88	160 ...180	200000	400 ...490	240 ...250
20	1050-88	160 ...180	200000	440 ...550	260 ...270
30	1050-88	170 ...190	200000	510 ...620	350 ...360
40	1050-88	170 ...200	200000	600 ...720	360 ...370
50	1050-88	200 ...220	200000	690 ...800	360 ...380
60	1050-88	210 ...250	200000	730 ...850	420
15X	4543-74	210 ...230	200000	700 ...750	550 ...570
20X	4543-74	220 ...250	200000	740 ...760	580 ...600
40X	4543-74	235 ...262	200000	1000	800

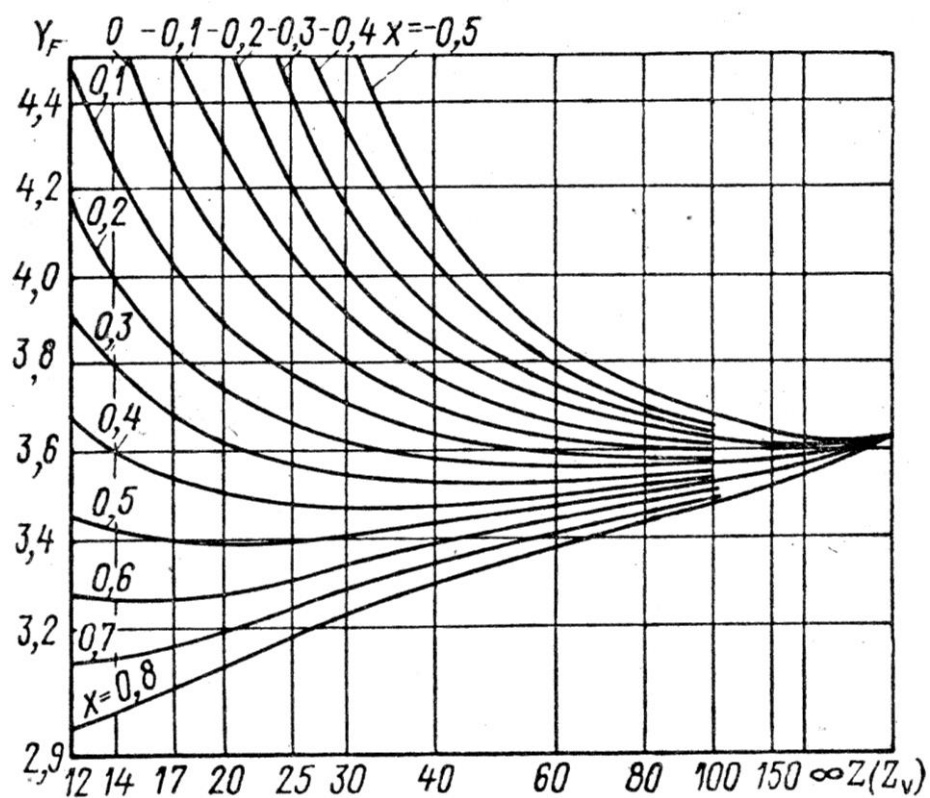


Рис. 1. График для определения коэффициента Y_F колес с внешними зубьями: x – коэффициент смещения исходного контура; z_v – эквивалентное число зубьев.

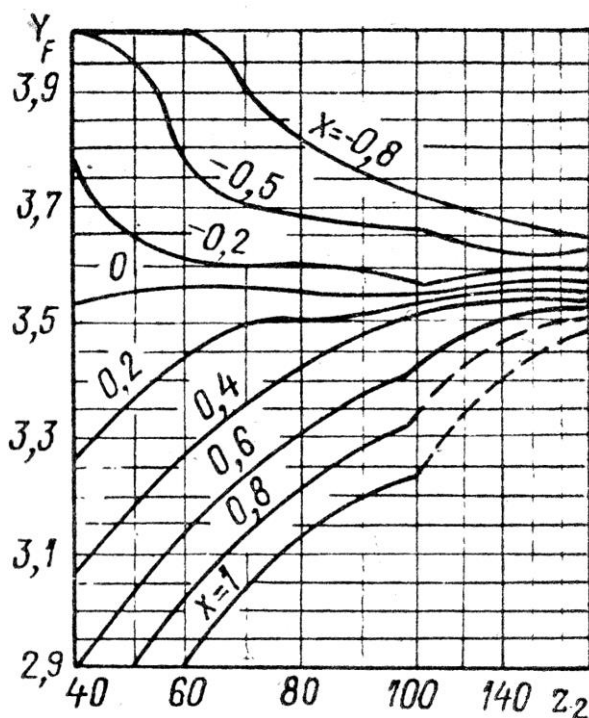


Рис. 2. График для определения коэффициента Y_F колес с внутренними зубьями нарезаемые долбяком с числом зубьев $z_0 = 20$: x – коэффициент смещения исходного контура

Решение.

Проектный расчет 1 ступени

1. Назначают материал для зубчатых колес и записывают его механические характеристики (табл. 1).
2. Определяют ориентировочное значение межосевого расстояния a_w из расчета зубьев по контактным напряжениям:

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{u^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм}$$

знак “+” ставится при расчете внешнего зацепления, “-” при расчете внутреннего зацепления;

K_a – вспомогательный коэффициент (для прямозубых передач $K_a = 49,5$);

u – передаточное число;

T_2 – номинальный вращающий момент на колесе, Нмм ;

K_H – коэффициент, учитывающий дополнительные нагрузки.

$$K_H = 1,3$$

$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ – коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния: (назначают по табл. 4);

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа . $\sigma_{HP} \approx 2HB$

3. Определяют расчетный модуль зацепления

$$m_p = \frac{2a_w}{z_2 \pm z_1}, \text{ мм}$$

4. Принимают стандартное значение модуля m по ГОСТ 9563-60

5. Определяют межосевое расстояние для стандартного модуля

$$a_w = \frac{z_2 \pm z_1}{2} m, \text{ мм}$$

6. Определяют ширину зуба

$$b_2 = \psi_{ba} a_w$$

$$b_1 = b_2 + 2m$$

Проверочный расчет 1 ступени

1. Проверяют выполнение условия прочности зубьев на изгиб колеса и шестерни:

$$\frac{F_t K_F Y_F}{bm} \leq \sigma_{FP}$$

σ_{FP} – допускаемое напряжение при изгибе, МПа . $\sigma_{FP} \approx HB$

Y_F – коэффициент формы зуба колеса и шестерни.

K_F – коэффициент, учитывающий дополнительные нагрузки.
 $K_F = 1,5$

2. Рассчитывают геометрические параметры колеса и шестерни:

$$\begin{aligned}d &= mz \\d_a &= d + 2m \\d_f &= d - 2,5m\end{aligned}$$

Проектный расчет 2 ступени

1. Назначают материал для зубчатых колес и записывают его механические характеристики (табл. 1).
2. Определяют ориентировочное значение модуля m из расчета зубьев на прочность при изгибе для колеса и для шестерни:

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2TK_F Y_F}{z \Psi_{bm} \sigma_{FP}}}, \text{ мм.}$$

$\Psi_{bm} = \frac{b}{m}$ – коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля

зависит от нагруженности передачи $\Psi_{bm} = 3 \div 16$

3. Выбирают из полученных значений большее и принимают стандартное значение модуля m по ГОСТ 9563-60
4. Определяют межосевое расстояние для стандартного модуля

$$a_w = \frac{z_2 \pm z_1}{2} m, \text{ мм}$$

6. Определяют ширину зуба

$$\begin{aligned}b_2 &= \Psi_{bm} m \\b_1 &= b_2 + 2m\end{aligned}$$

Проверочный расчет 2 ступени

1. Проверяют выполнение условия прочности зубьев по контактным напряжениям:

$$0,418 \sqrt{\frac{F_n K_H}{b_2} \frac{1}{\rho_{пр}} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \leq \sigma_{HP}$$

E_1 и E_2 – модули упругости материалов;

$\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны

$$\rho_{пр} = \frac{\rho_2 \rho_1}{\rho_2 \pm \rho_1},$$

2. Рассчитывают геометрические параметры колеса и шестерни:

$$\begin{aligned}d_1 &= mz \\d_{a1} &= d + 2m \\d_{f1} &= d - 2,5m\end{aligned}$$

$$d_2 = mz_2,$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m + 15,2 \frac{m}{z_2},$$

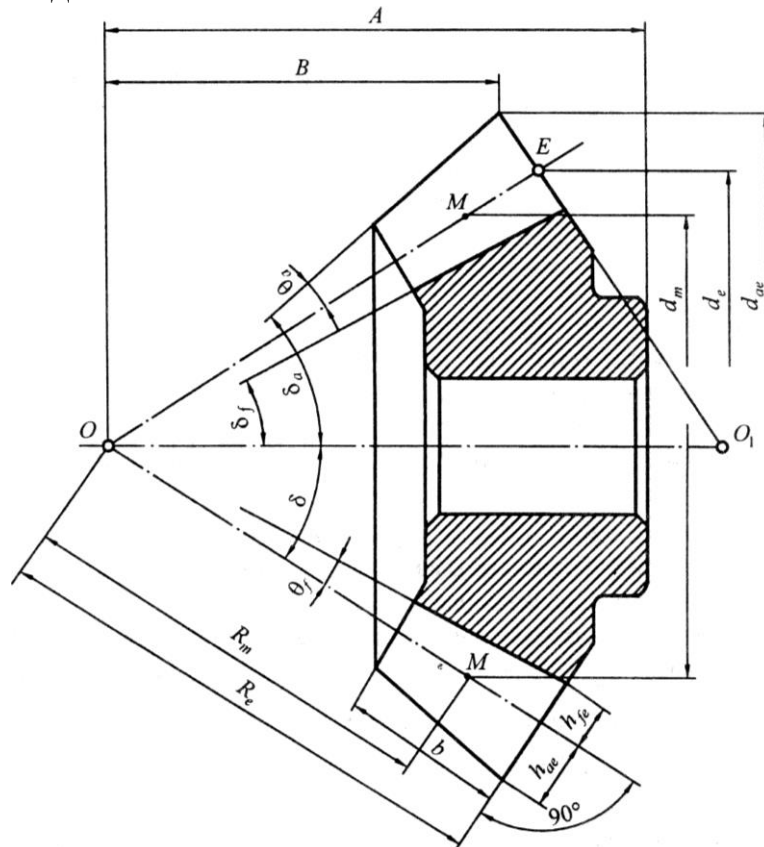
$$d_{f2} = d_2 + 2h_f = d_2 + 2,5m.$$

РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Пример 3

Задание. Рассчитать на прочность коническую передачу исходя из условия обеспечения прочности зубьев по контактным напряжениям. Определить числа зубьев, обороты на валах, геометрические параметры колес и силы, возникающие в зубчатом зацеплении. Размеры передаточного механизма ограничены тем, что требуется установить выходное колесо 2 на вал диаметром $d_{в2}$. Крутящий момент на входном валу $T_1 = 155 \text{ Нм}$; передаточное число $u = 4$; число зубьев шестерни $z_1 = 20$ суммарный угол между осями $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$; диаметр $d_{в2} = 26 \text{ мм}$; частота вращения на входном валу $n_1 = 20 \text{ об/мин}$; требуемая долговечность $L_h = 20000 \text{ ч}$.

Справочные данные:



Основные параметры конического зубчатого колеса

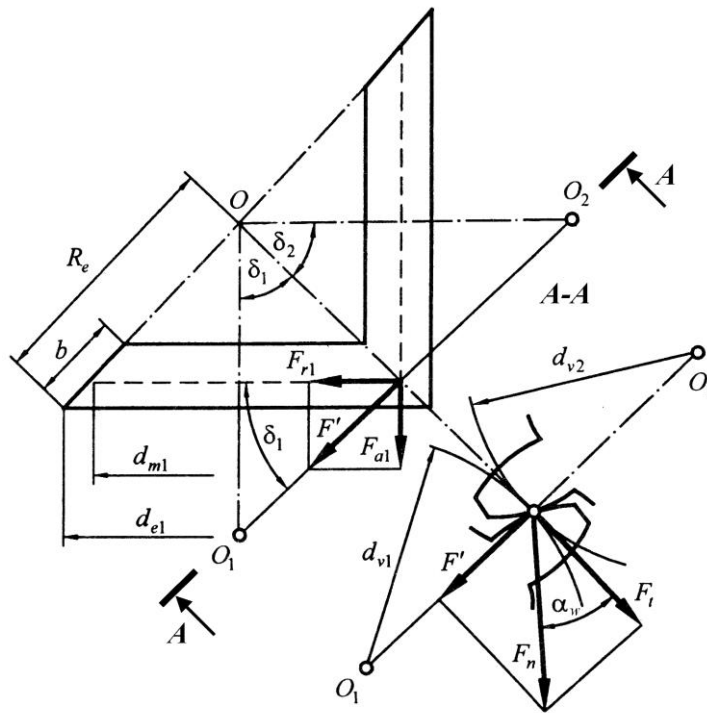


Схема к расчету сил в зацеплении конических передач

Таблица 1. Величины модулей ГОСТ 9563-60

1 ряд	...0,2;	0,25;	0,3;	0,4;	0,5;	0,6;	0,8;	1;	1,25;	1,5;	2...
2 ряд	...0,22;	0,28;	0,35;	0,45;	0,55;	0,7;	0,9;	1,125;	1,375;	1,75;	2,25...

Решение.

Проектный расчет

1. Назначают материал для зубчатых колес и записывают его механические характеристики (табл. 1).

Для колеса выберем сталь 45 с твердостью *HB* 245, для шестерни материал сталь 40Х с твердостью *HB* 290.

2. Из расчета зубьев по контактным напряжениям определяют ориентировочное значение внешнего делительного диаметра колеса d_e наиболее мягкого колеса. Так как d_{e2} основной габаритный размер определим именно его:

$$d_{e2} \geq 95,83 \sqrt{\frac{T_2 K_H u}{(1 - K_{be}) K_{be} \vartheta_H \sigma_{HP}^2}}$$

где

u – передаточное отношение

T_2 – крутящий момент на колесе, Нм;

$$T_2 = T_1 u = 155 \cdot 4 = 620 \text{ Нм.}$$

K_H – коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные возможные нагрузки

$$K_H = 1,5.$$

ϑ_H – коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конических передач в сравнении с цилиндрическими. Найден экспериментально.

$$\vartheta_H = 0,85.$$

K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца b

$$K_{be} = \frac{b}{R_e}$$

Рекомендуется $K_{be} \leq 0,35$.

Примем $K_{be} = 0,3$.

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа .

Допускаемое контактное напряжение σ_{HP} для стальных деталей с твердостью меньшей 350НВ можно принять приблизительно

$$\sigma_{HP} \approx 2HB.$$

$$\sigma_{HP} = 2 \cdot 245 = 490 \text{ МПа}$$

$$d_{e2} = 95,83 \sqrt{\frac{620 \cdot 1,5 \cdot 4}{(1 - 0,3) 0,3 \cdot 0,85 \cdot 490^2}} = 42,4 \text{ мм.}$$

3. Определяем z_2

$$z_2 = z_1 u = 20 \cdot 4 = 80$$

4. Определяем внешний окружной модуль передачи

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{42,4}{80} = 0,53 \text{ мм}$$

Выбираем по ГОСТу $m_{te} = 0,6 \text{ мм}$.

5. Уточняем значение внешнего делительного диаметра с учетом модуля по ГОСТ

$$d_{e2} = m_{te} z_2 = 0,6 \cdot 80 = 48 \text{ мм}$$

$$d_{e1} = m_{te} z_1 = 0,6 \cdot 20 = 12 \text{ мм}$$

6. Определяем значение конусного расстояния R_e

$$R_e = \frac{\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2}}{2} = \frac{\sqrt{12^2 + 48^2}}{2} = 24,7386 \text{ мм.}$$

7. Определяем ширину зубчатого венца

$$b = K_{be} R_e = 0,3 \cdot 24,7386 = 7,42 \text{ мм}$$

Принимаем $b = 8 \text{ мм}$.

8. Определяем углы при вершинах делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{e1}}{d_{e2}} = \frac{z_1}{z_2}, \quad \delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1}{u} = \operatorname{arctg} \frac{1}{4} = 14,036^\circ;$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 14,036^\circ = 75,964^\circ$$

9. Определим средний окружной модуль m_n .

$$m_n = m_{te} (1 - 0,5K_{be}) = 0,6(1 - 0,5 \cdot 0,3) = 0,51 \text{ мм}$$

10. Проверим выполнение требований установки колеса на вал определенного диаметра.

По условию задачи необходимо, чтобы

$$d_{fe2} - 2b \sin \delta_{f2} \geq d_{B2},$$

где

d_{fe2} – диаметр впадин

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2} \cos \delta_2 = d_{e2} - 2 \cdot 1,25m_{te} \cos \delta_2 =$$

$$= 48 - 2,5 \cdot 0,6 \cos 75,964^\circ = 47,636 \text{ мм}$$

δ_{f2} – угол конуса впадин

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2},$$

θ_{f2} – угол ножки зуба

$$\theta_{f2} = \operatorname{arctg} \frac{h_{fe2}}{R_e} = \operatorname{arctg} \frac{1,25m_{te}}{R_e} = \operatorname{arctg} \frac{1,25 \cdot 0,6}{24,7386} = 1,737^\circ$$

$$\delta_{f2} = 75,964^\circ - 1,737^\circ = 74,227^\circ$$

$$d_{fe2} - 2b \sin \delta_{f2} = 47,636 - 2 \cdot 8 \cdot \sin 74,227^\circ = 32,238 \text{ мм}.$$

$$32,238 > 26,$$

Требование выполняется.

11. Определяем геометрические параметры конических колес.

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2 = d_{e2} + 2m_{te} \cos \delta_2 =$$

$$= 48 + 2 \cdot 0,6 \cos 75,964^\circ = 48,291 \text{ мм}$$

Проверочный расчет.

Определяем напряжения изгиба и сравниваем их с допускаемыми.

$$\sigma_F = \frac{2TK_F Y_F}{bm_{te}^2 z (1 - 0,5K_{be})^2 \vartheta_F} \leq \sigma_{FP}$$

В формуле

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба, определяют по графику рис. 1 с учетом эквивалентного числа зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta}$$

ϑ_F – коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конических передач в сравнении с цилиндрическими. Найден экспериментально.

$$\vartheta_F = 0,85.$$

K_F – коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные возможные нагрузки

$$K_F = 1,5.$$

σ_{FP} – допускаемое напряжение при расчете на выносливость при изгибе.

Допускаемое напряжение изгиба σ_{FP} для стальных деталей с твердостью меньшей 350НВ можно принять приблизительно

$$\sigma_{FP} \approx HB.$$

Определение сил в зацеплении.

Для прямозубой передачи.

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_1}{d_{e1}(1 - 0,5K_{be})},$$

$$F_{r1} = F' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1,$$

$$F_{a1} = F' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1,$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w},$$

$$F_{r2} = -F_{a1},$$

$$F_{a2} = -F_{r1}.$$

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Пример 4

Задание. Рассчитать на прочность червячную передачу ZA и определить, геометрические параметры колес, КПД червячного зацепления и силы в зацеплении.

Исходные данные:

- крутящий момент на входном валу $T_1 = 100 \text{ Нм}$;
- передаточное число $u_{12} = 60$;
- частота вращения на входном валу $n_1 = 8000 \text{ об/мин}$.

Справочные данные:

Таблица 0

Оловянистые бронзы при шлифованном и полированном червяке с твердостью $\geq 45 \text{ HRC}$	$(0,85 \dots 0,9) \sigma_B$
Оловянистые бронзы при не шлифованном червяке с твердостью $\geq 45 \text{ HRC}$	$C_v 0,75 \sigma_B$
Оловянистые бронзы при шлифованном и полированном червяке с твердостью $< 45 \text{ HRC}$	
Безоловянистые бронзы	$300 - 25 v_{\text{ск}}$
Чугуны	$175 - 35 v_{\text{ск}}$

Таблица 4
Механические характеристики, основные допускаемые контактные напряжения и основные допускаемые напряжения изгиба для материалов червячных колес

Марка бронзы	Скорость скольжения, м/с	Способ литья	Напряжение, МПа		Допускаемые напряжения при твердости червяка, МПа						ГОСТ	
			σ_b	σ_t	<HRC45			≥HRC45				
					σ_0	σ_{-1}	σ_H	σ_0	σ_{-1}	σ_H		
БрОФ10-1	5...25	В песчаную форму	200	140	σ_0	39	28	128	49	35	157	2171-73
					σ_{-1}	57	41	186*	71	51	221	
БрОНФ	5...25	Центробежный	290	170	σ_0	64	45	206	80	56	246	"-
					σ_{-1}	35	25	111	45	32	133	
БрОЦС6-6-3	5...25	В песчаную форму	147	—	σ_0	45	32	132	53	38	159	"-
					σ_{-1}	51	36	162	62	45	194	
БрАЖ9-4Л	2...5 (для червяка с тверд. ≥HRC45)	В песчаную форму	392	200	σ_0	81	63	—	98	75	—	"-
					σ_{-1}	85	69	—	108	83	—	
БрАЖН10-4-4Л	2...5 (для червяка с тверд. ≥HRC45)	В кокиль	490	—	σ_0	101	81	—	130	98	—	"-
					σ_{-1}	—	—	—	—	—	—	

Таблица 5

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость поверхности зубьев передачи		K_{Hv}					K_{Fv}				
			$V, м/с$									
			1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
7	>350HB	прямозубая	1,02	1,12	1,25	1,37	1,50	1,02	1,12	1,25	1,37	1,50
		косозубая	1,01	1,05	1,10	1,15	1,20	1,01	1,05	1,10	1,15	1,20
	<350HB	прямозубая	1,04	1,20	1,40	1,60	1,80	1,08	1,40	1,80	—	—
		косозубая	1,02	1,08	1,16	1,24	1,32	1,03	1,16	1,32	1,48	1,64
8	>350HB	прямозубая	1,03	1,15	1,30	1,45	1,60	1,03	1,15	1,30	1,45	1,60
		косозубая	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24
	<350HB	прямозубая	1,05	1,24	1,48	1,72	1,96	1,10	1,48	1,96	—	—
		косозубая	1,02	1,10	1,19	1,29	1,38	1,04	1,19	1,38	1,58	1,77
9	>350HB	прямозубая	1,03	1,17	1,35	1,52	1,70	1,03	1,17	1,35	1,52	1,70
		косозубая	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28
	<350HB	прямозубая	1,06	1,28	1,56	1,84	—	1,11	1,56	—	—	—
		косозубая	1,02	1,11	1,22	1,34	1,45	1,04	1,22	1,45	1,67	—

Таблица 6

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Таблица 7

Сочетания модулей и коэффициентов диаметров цилиндрических (архимедовых) червяков

m	q	m	q	m	q	m	q
0,5	16	1,5	14	2,5	10	3,5	10
	20		16		12,5		12,5
	25		18		14		14
0,63	16	1,6	20	3,0	16	4,0	16
	20		10		18		18
	25		12,5		20		20
0,8	16	2,0	16	3,15	22,4	5,0	8
	20		8		10		10
	25		10		12,5		12,5
1,0	16	2,0	14	3,15	14	5,0	8
	20		12,5		16		10
	25		16		18		12,5
	16		18		16		16
1,25	16	2,0	20	3,15	18	5,0	20
	16		20		20		20
	16		22,4		20		20
	16		25		20		20

Таблица 8

$v_{ск}, м/с$	f'	φ'	$v_{ск}, м/с$	f'	φ'
0,01	0,11...0,12	6°17'...6°51'	2,5	0,03...0,04	1°43'...2°17'
0,1	0,08...0,09	4°34'...5°09'	3	0,028...0,035	1°36'...2°00'
0,25	0,065...0,075	3°43'...4°17'	4	0,023...0,03	1°26'...1°43'
0,5	0,055...0,065	3°09'...3°43'	7	0,018...0,026	1°02'... 1°29'
1	0,045...0,055	2°35'...3°09'	10	0,016...0,024	0°55'... 1°22'
1,5	0,04...0,05	2°17'...2°52'	15	0,014...0,020	0°48'... 1°09'
2	0,035...0,045	2°00'...2°35'			

Решение.**Проектный расчет**

1. Назначают материалы для червяка и червячного колеса. (табл. 1).

Для выбора материала предварительно определим скорость скольжения по формуле.

$$v_{ск} \approx 4,5 \cdot 10^{-5} n_1 \sqrt[3]{T_2} \quad (1)$$

$$T_2 = T_1 u = 100 \cdot 60 = 6000 \text{ Нмм}$$

$$v_{ск} \approx 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot 8000 \cdot \sqrt[3]{6000} \approx 6,5 \text{ м/с}$$

По табл. 1 примем в качестве материала червячного колеса бронзу БрОФ10-1 с литьем в кокиль ($\sigma_B = 300 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$). Для изготовления червяка принимаем сталь 45 с твёрдостью HRC50 и последующим шлифованием витков.

2. Назначают число заходов червяка z_1 и коэффициент диаметра червяка q , определяют число зубьев червячного колеса z_2 и угол подъема витка γ .

Будем использовать червяк с числом заходов – 2, т. е. $z_1 = 2$. Тогда

$$z_2 = u_{12} z_1 = 60 \cdot 2 = 120$$

Примем из табл. 4 $q = 16$.

Угол подъема витка.

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{16} = 7,125^\circ = 7^\circ 7' 30''$$

3. Рассчитывают делительный диаметр червячного колеса по формуле

$$d_2 \geq 58,93 \sqrt{\frac{T_2 K_H z_2}{q \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм} \quad (2)$$

где

T_2 – момент на валу червячного колеса, *Нмм*;

$$T_2 = 6000 \text{ Нмм}$$

K_H – коэффициент нагрузки;

Предварительно принимаем

$$K_H = 1,3$$

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение для червячного колеса определяется по формуле

$$\sigma_{HP2} = 0,85 \sigma_\sigma \quad (3)$$

где

σ_σ – напряжение временного сопротивления разрыву для материала колеса, *МПа*;

$$\sigma_{HP2} = 0,85 \cdot 300 = 255 \text{ МПа},$$

$$d_2 = 58,93 \sqrt{\frac{T_2 K_H z_2}{q \sigma_{HP}^2}} = 58,93 \sqrt{\frac{6000 \cdot 1,3 \cdot 120}{16 \cdot 255^2}} = 56,86 \text{ мм}$$

4. Находят значение расчетного модуля червячной передачи

$$m_p = \frac{d_2}{z_2} \quad (4)$$

$$m_p = \frac{d_2}{z_2} = \frac{56,86}{120} = 0,47 \text{ мм}.$$

Полученное значение расчетного модуля округляют до стандартного и проверяют на соответствие ГОСТу сочетания ранее принятого значения q

выбранному значению модуля. Допускаемые сочетания q и m приведены в табл. 4.

Округляем модуль по ГОСТу $m = 0,5 \text{ мм}$ (см. табл. 4). По табл. 4 убеждаемся, что этот модуль сочетается с выбранным ранее значением $q = 16$.

5. Вычисляют межосевое расстояние a_w и диаметры d_1 и d_2

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{0,5(16 + 120)}{2} = 34 \text{ мм}; \quad (5)$$

$$d_1 = qm = 16 \cdot 0,5 = 8 \text{ мм}; \quad (6)$$

$$d_2 = z_2 m = 120 \cdot 0,5 = 60 \text{ мм} \quad (7)$$

6. Определяем действительную скорость скольжения $v_{ск}$

$$v_{ск} = \frac{\pi n_1 d_1}{60000 \cos \gamma}$$

$$v_{ск} = \frac{3,14 \cdot 8000 \cdot 8}{60000 \cos 7,125^\circ} = 3,37 \text{ м/с}.$$

Проверочный расчет

7. Выполняют проверочный расчет червячного колеса на прочность по контактным напряжениям.

Формула для проверочного расчета зубьев по контактным напряжениям имеет вид:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$367,96 \sqrt{\frac{\cos^2 \gamma}{\sin 2\alpha_n} \frac{z_2 T_2 K_H}{q d_2^3}} \leq \sigma_{HP},$$

где

T_2 – момент на валу червячного колеса, Нмм ;

$$\sigma_H = 367,96 \sqrt{\frac{\cos^2 \gamma}{\sin 2\alpha_n} \frac{z_2 T_2 K_H}{q d_2^3}} =$$

$$= 367,96 \sqrt{\frac{\cos^2 7,125^\circ}{\sin 40^\circ} \frac{120 \cdot 6000 \cdot 1,3}{16 \cdot 60^3}} = 237 \text{ МПа}$$

$$237 \text{ МПа} < 255 \text{ МПа}$$

8. Выполняют проверочный расчет червячного колеса на прочность по напряжениям изгиба

Формула для проверочного расчета зубьев на выносливость по напряжениям изгиба имеет вид:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

$$\frac{1,5T_2 K_F Y_{F2} \cos \gamma}{qm^3 z_2} \leq \sigma_{FP} \quad (8)$$

где

σ_{FP} – допускаемое напряжение при расчете на выносливость при изгибе определяют по формуле при нереверсивной нагрузке для бронз

$$\sigma_{FP} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_\sigma \quad (9)$$

$$\sigma_{FP} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_\sigma = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 300 = 49 \text{ МПа}$$

T_2 – момент на валу червячного колеса, *Нмм*;

Y_{F2} – коэффициент формы зуба червячного колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев колеса,

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$$

z_{v2} находится из табл. 3.

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{120}{\cos^3 7,125^\circ} = 122,8$$

$$Y_{F2} = 1,287$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{1,5T_2 K_F Y_{F2} \cos \gamma}{qm^3 z_2} = \\ &= \frac{1,5 \cdot 6000 \cdot 1,3 \cdot 1,287 \cdot \cos 7,125}{16 \cdot 0,5^3 \cdot 120} = 62,26 \text{ МПа} \\ &62,26 \text{ МПа} > 49 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Условие прочности не выполняется, поэтому увеличим модуль $m = 1 \text{ мм}$ (см. табл. 4). По табл. 4 убеждаемся, что этот модуль сочетается с выбранным ранее значением $q = 16$. Проверим условие прочности

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{1,5T_2 K_F Y_{F2} \cos \gamma}{qm^3 z_2} = \\ &= \frac{1,5 \cdot 6000 \cdot 1,3 \cdot 1,287 \cdot \cos 7,125}{16 \cdot 1^3 \cdot 120} = 7,78 \text{ МПа} \\ &7,78 \text{ МПа} < 49 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Условие прочности выполняется.

Необходимо пересчитать межосевое расстояние a_w и диаметры d_1 и d_2 , действительную скорость скольжения $v_{ск}$

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{1(16 + 120)}{2} = 68 \text{ мм};$$

$$d_1 = qm = 16 \cdot 1 = 16 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 m = 120 \cdot 1 = 120 \text{ мм}$$

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi n_1 d_1}{60000 \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 8000 \cdot 16}{60000 \cos 7,125^\circ} = 6,75 \text{ м/с}.$$

9. Вычисляют значения диаметров d_{a1} , d_{f1} , d_{a2} , d_{f2} , d_{am2} ширину венца колеса b_2 и длину b_1 нарезанной части червяка по ГОСТ 19650-97 при коэффициенте смещения $x = 0$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,2$

$$d_{a1} = d_1 + 2m,$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m, \quad (10)$$

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2},$$

$$\text{при } z_1 \leq 3 \quad b_2 = 0,75d_{a1},$$

$$b_1 = 2 \sqrt{\left(\frac{d_{am2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi m}{2}.$$

$$2\delta = 2 \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m},$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 16 + 2 \cdot 1 = 18 \text{ мм},$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 16 - 2,4 \cdot 1 = 13,6 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 120 + 2 \cdot 1 = 122 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 120 - 2,4 \cdot 2 = 115,2 \text{ мм},$$

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 122 + \frac{6 \cdot 1}{2 + 2} = 123,5 \text{ мм}.$$

$$d_{am2} = 123 \text{ мм}.$$

$$b_2 = 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 18 = 13,5 \text{ мм}$$

$$b_2 = 14 \text{ мм}$$

$$b_1 = 2 \sqrt{\left(\frac{d_{am2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi m}{2} =$$

$$= 2 \sqrt{\left(\frac{123}{2}\right)^2 - \left(68 - \frac{18}{2}\right)^2} + \frac{3,14 \cdot 1}{2} = 34,8 \text{ мм}$$

$$b_1 = 35 \text{ мм}$$

Определение КПД

10. КПД червячного зацепления при ведущем червяке определяют по формуле для винтовой пары

$$\eta_{12\text{черв}} = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$$

φ' – приведенный угол трения соответствующий приведенному коэффициенту трения скольжения f'

$$\varphi' = \operatorname{arctg} f'$$

f' зависит от материала, шероховатости трущихся поверхностей, качества смазки и скорости скольжения. При удовлетворительной смазке, стальном червяке и колесе из оловянистой бронзы значение f' можно определить по табл. 5.

$$\varphi' = 1^\circ 02' \dots 1^\circ 29' = 1,033^\circ \dots 1,483^\circ$$

$$\eta_{12\text{черв}} = \frac{\operatorname{tg} 7,125^\circ}{\operatorname{tg}(7,125^\circ + 1,033^\circ)} = 0,87,$$

$$\eta_{12\text{черв}} = \frac{\operatorname{tg} 7,125^\circ}{\operatorname{tg}(7,125^\circ + 1,483^\circ)} = 0,83.$$

Определение сил в зацеплении

F_{t1} – окружная сила на червяке,

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (11)$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 100}{16} = 12,5 \text{ Н}$$

F_{t2} – окружная сила на червячном колесе,

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (12)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 6000}{122} = 98,4 \text{ Н}$$

F_{r1} – радиальная сила на червяке

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n \quad (13)$$

$$F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n = 98,4 \operatorname{tg} 20^\circ = 35,8 \text{ Н}$$

РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ВАЛОВ

Пример 5

Задание. На рис. 1 изображена компоновка выходного узла червячной передачи. Сделать проверку выходного вала на статическую прочность от совместного действия изгиба и кручения и определить истинный запас прочности в опасных сечениях вала.

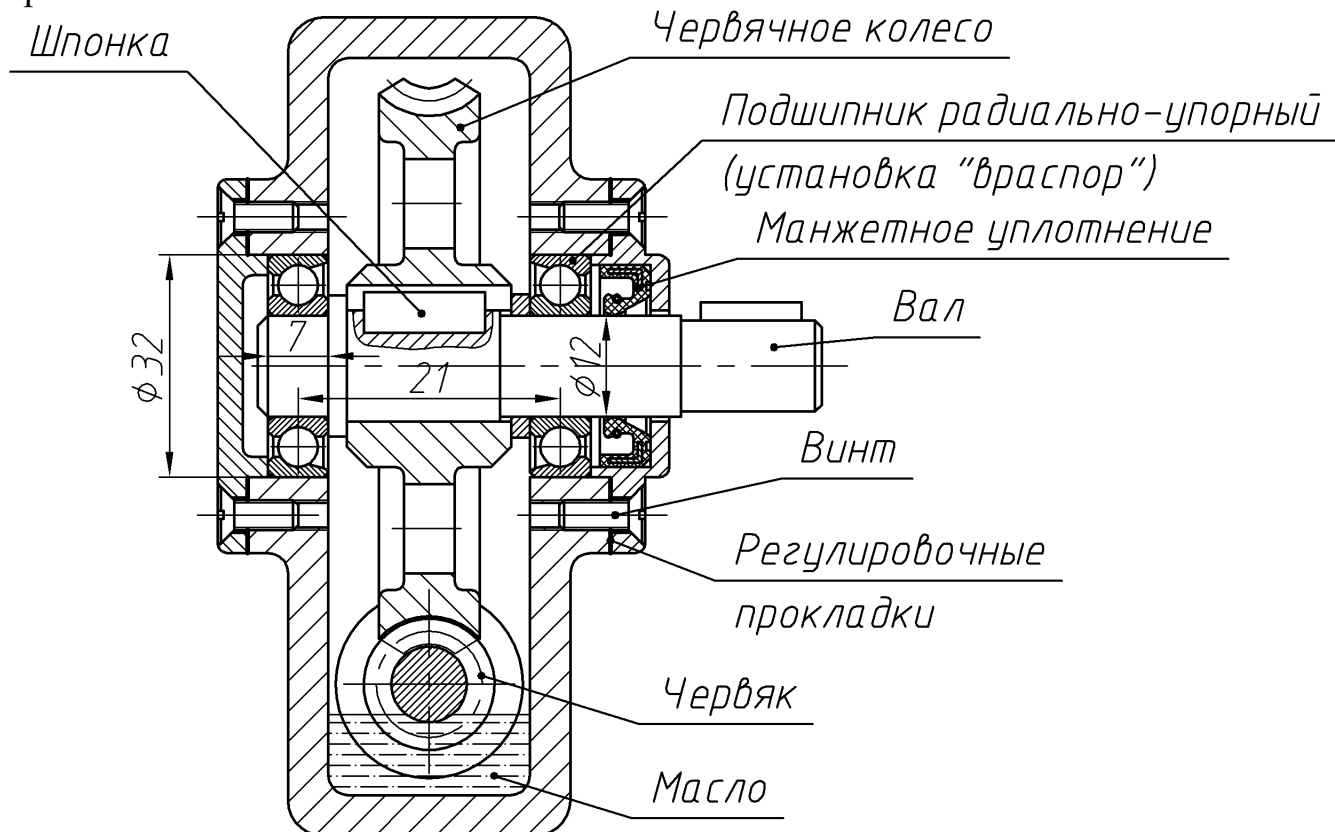


Рис. 1 Компоновка выходного узла червячной передачи

Известна окружная сила на червячном колесе $F_{t2} = 80 \text{ Н}$, радиальная сила $F_{r2} = 30 \text{ Н}$, осевая сила $F_{a2} = 28 \text{ Н}$, крутящий момент на валу колеса $T = 2080 \text{ Нмм}$. Делительный диаметр червячного колеса и червяка соответственно $d_2 = 52 \text{ мм}$ и $d_1 = 10 \text{ мм}$. Подшипник серии 6012 с параметрами $(d \times D \times B; \beta)$ $12 \times 32 \times 7 \text{ мм}; 12^\circ$. Червяк правый, относительно рисунка компоновки вращается по часовой стрелке. Предел прочности для материала вала $\sigma_s = 690 \text{ МПа}$.

Решение.

Радиальная реакция $F_{rП}$ – радиально-упорного подшипника приложена к валу в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом подшипника и осевой линии вала, т. е. на расстоянии a от торца кольца подшипника. При восприятии

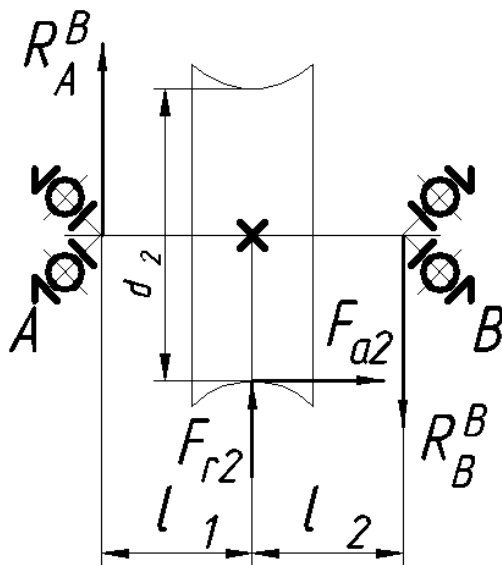
осевой нагрузки одним рядом тел качения для радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\text{tg}\beta] = 0,5[4 + 0,5(12 + 32)\text{tg}12^\circ] = 4,3 \text{ мм} \approx 4 \text{ мм};$$

Расстояния между точками приложения активных и реактивных сил в этом случае $l_1 = 10 \text{ мм}$, $l_2 = 10 \text{ мм}$.

Далее необходимо рассчитать реакции в опорах A и B . Для этого строим расчетные схемы в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Вертикальная плоскость:



$$\sum M_A = 0 \quad R_B^B = \frac{F_{r2}l_1 + F_{a2}d_2/2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_B^B = \frac{30 \cdot 10 + 28 \cdot 52/2}{(10 + 10)} = 51,4 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

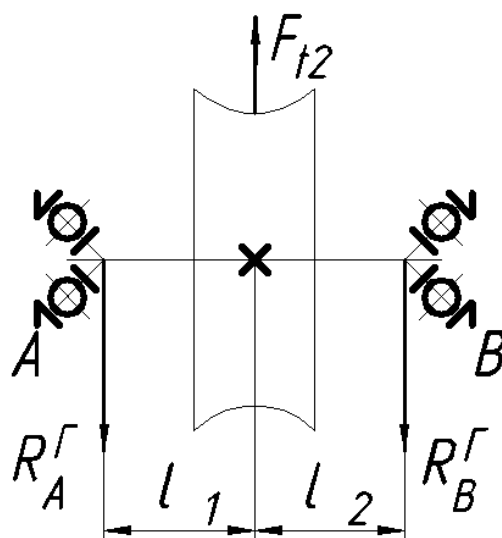
$$R_A^B = \frac{F_{a2}d_2/2 - F_{r2}l_2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_A^B = \frac{28 \cdot 52/2 - 30 \cdot 10}{(10 + 10)} = 21,4 \text{ Н}$$

Проверка:

$$R_A^B + F_{r2} = R_B^B \quad 21,4 + 30 = 51,4$$

Горизонтальная плоскость:



$$\sum M_A = 0 \quad R_B^\Gamma = \frac{F_{t2}l_1}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_B^\Gamma = \frac{80 \cdot 10}{(10 + 10)} = 40 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A^\Gamma = \frac{F_{t2}l_2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_A^\Gamma = \frac{80 \cdot 10}{(10 + 10)} = 40 \text{ Н}$$

Проверка:

$$F_{t2} = R_A^\Gamma + R_B^\Gamma \quad 80 = 40 + 40$$

Суммарные радиальные реакции подшипников:

Для опоры A :

$$F_{rП1} = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^Г)^2} = \sqrt{21,4^2 + 40^2} \approx 45,4 \text{ Н}$$

Для опоры B :

$$F_{rП2} = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^Г)^2} = \sqrt{51,4^2 + 40^2} \approx 65,1 \text{ Н}$$

Далее сделаем проверку вала с учетом изгиба и кручения. Для этого необходимо построить эпюры крутящего и изгибающего моментов (определить $M_{u \max}^Г$, $M_{u \max}^B$, T).

Условие статической прочности

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma],$$

$$[\sigma] = 0,1\sigma_s,$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_{кр}^2} = \sqrt{\left(\frac{M_u}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_p}\right)^2},$$

$$M_u = \sqrt{(M_{u \max}^Г)^2 + (M_{u \max}^B)^2},$$

$$W_x = 0,1d^3, W_p = 0,2d^3$$

Вал в работе испытывает циклическое нагружение. При этом необходимо выполнение условия

$$n \geq [n],$$

где $[n]$ – рекомендуемый запас прочности.

$$[n] = 1,4 \div 4.$$

n – истинный запас прочности. При совместном действии касательных и нормальных напряжений истинный запас прочности определяется по формуле.

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

n_σ – истинный запас прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\xi_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, n_\sigma \geq [n],$$

n_τ – истинный запас прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\xi_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, n_\tau \geq [n].$$

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОР

Пример 6

Задание. На рис. 1 изображена компоновка выходного узла червячной передачи. Сделать проверку на долговечность подшипников качения опор вала червячного колеса.

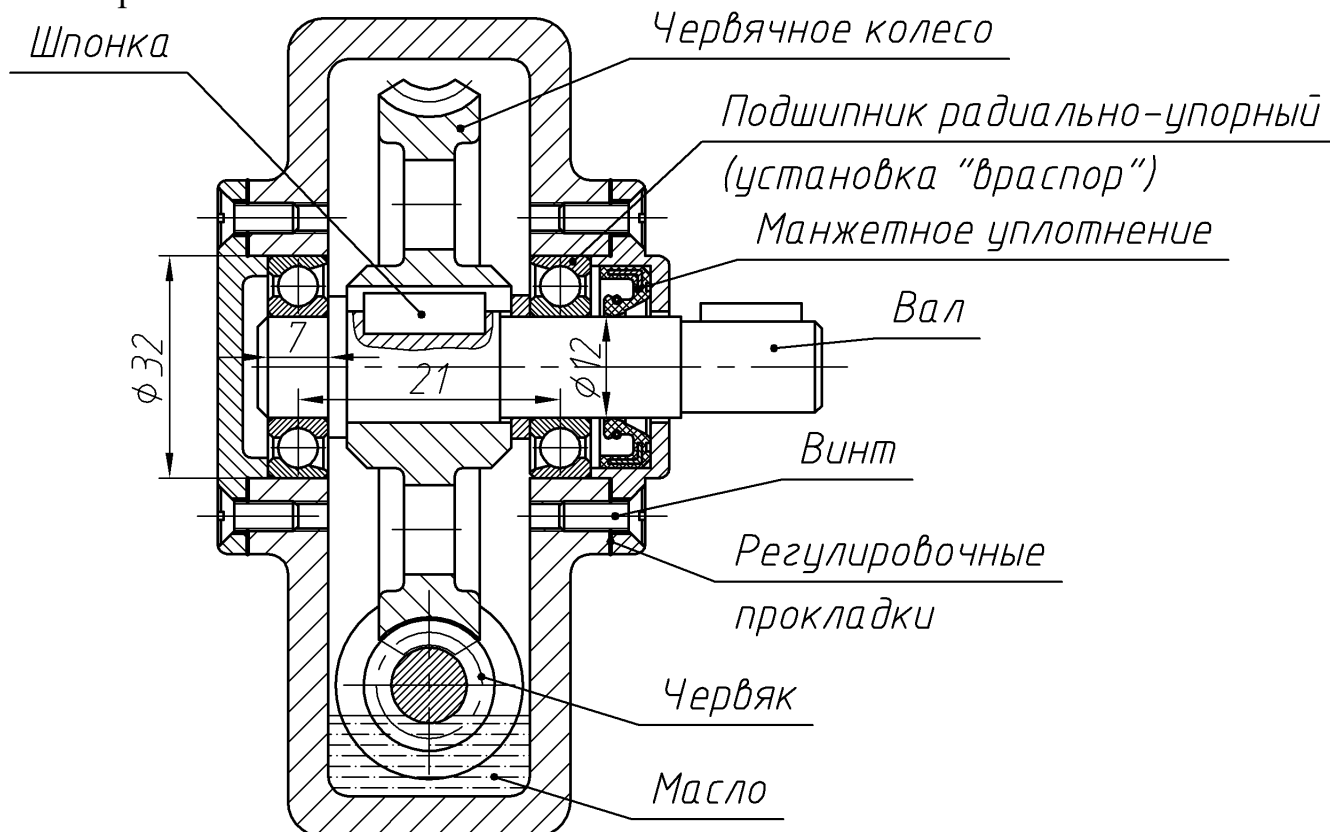


Рис. 1 Компоновка выходного узла червячной передачи

Известна окружная сила на червячном колесе $F_{t2} = 80 \text{ Н}$, радиальная сила $F_{r2} = 30 \text{ Н}$, осевая сила $F_{a2} = 28 \text{ Н}$, крутящий момент на валу колеса $T = 2080 \text{ Нмм}$, частота вращения вала колеса $n = 30 \text{ об/мин}$. Делительный диаметр червячного колеса и червяка соответственно $d_2 = 52 \text{ мм}$ и $d_1 = 10 \text{ мм}$. Длина нарезной части червяка $b_1 = 27 \text{ мм}$. Ширина венца червячного колеса $b_2 = 9,5 \text{ мм}$. Требуемая долговечность подшипника – $[L_h] \geq 20000 \text{ ч}$. Температура работы узла $t < 100^\circ \text{ С}$. Условие работы передачи – умеренные толчки. Подшипник серии 6012 с параметрами $(d \times D \times B; C; C_0; \beta)$ $12 \times 32 \times 7 \text{ мм}; 5450 \text{ Н}; 2450 \text{ Н}; 12^\circ$. Червяк правый, относительно рисунка компоновки вращается по часовой стрелке.

Решение.

Радиальная реакция F_{rII} – радиально-упорного подшипника приложена к валу в точке пересечения нормали к середине поверхности

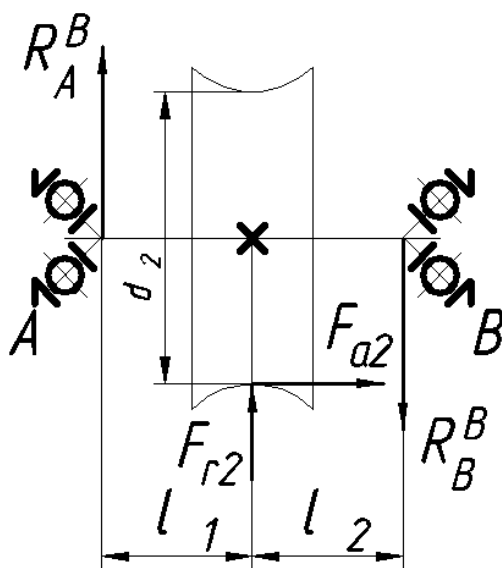
контакта тела качения с наружным кольцом подшипника и осевой линии вала, т. е. на расстоянии a от торца кольца подшипника. При восприятии осевой нагрузки одним рядом тел качения для радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\text{tg}\beta] = 0,5[7 + 0,5(12 + 32)\text{tg}12^0] = 5,8 \text{ мм};$$

Расстояния между точками приложения активных и реактивных сил в этом случае $l_1 = 8,2 \text{ мм}$, $l_2 = 8,2 \text{ мм}$.

Далее необходимо рассчитать реакции в опорах A и B . Для этого строим расчетные схемы в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Вертикальная плоскость:



$$\sum M_A = 0 \quad R_B^B = \frac{F_{r2}l_1 + F_{a2}d_2/2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_B^B = \frac{30 \cdot 8,2 + 28 \cdot 52/2}{(8,2 + 8,2)} = 59,4 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

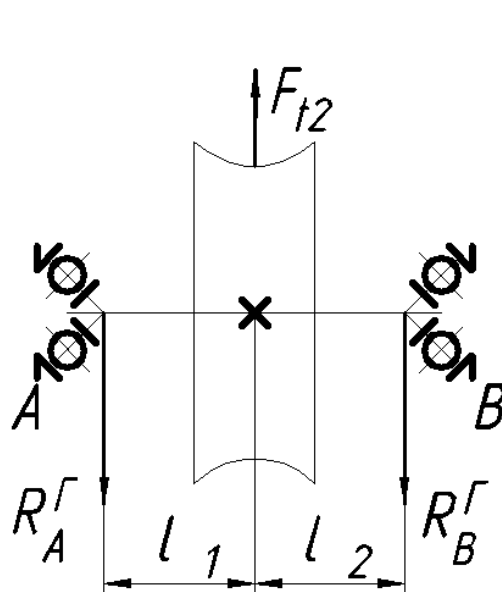
$$R_A^B = \frac{F_{a2}d_2/2 - F_{r2}l_2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_A^B = \frac{28 \cdot 52/2 - 30 \cdot 8,2}{(8,2 + 8,2)} = 29,4 \text{ Н}$$

Проверка:

$$R_A^B + F_{r2} = R_B^B \quad 29,4 + 30 = 59,4$$

Горизонтальная плоскость:



$$\sum M_A = 0 \quad R_B^\Gamma = \frac{F_{t2}l_1}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_B^\Gamma = \frac{80 \cdot 8,2}{(8,2 + 8,2)} = 40 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A^\Gamma = \frac{F_{t2}l_2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_A^\Gamma = \frac{80 \cdot 8,2}{(8,2 + 8,2)} = 40 \text{ Н}$$

Проверка:

$$F_{t2} = R_A^\Gamma + R_B^\Gamma \quad 80 = 40 + 40$$

Суммарные радиальные реакции подшипников:

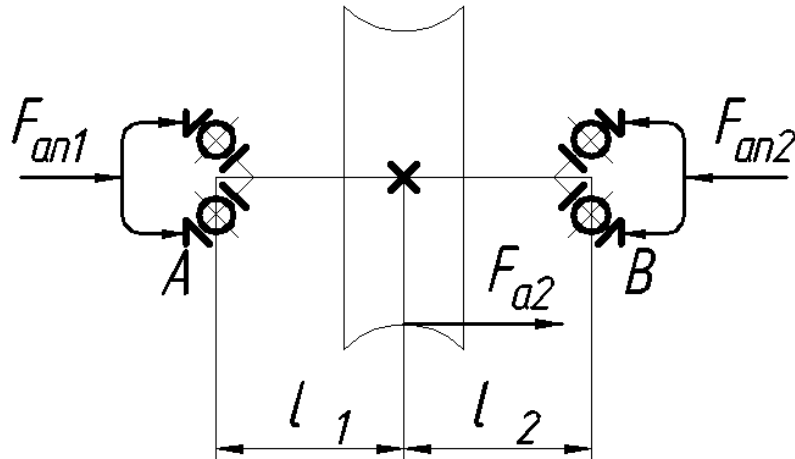
Для опоры A :

$$F_{r\Pi 1} = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^T)^2} = \sqrt{29,4^2 + 40^2} \approx 49,6 \text{ Н}$$

Для опоры *B*:

$$F_{r\Pi 2} = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^T)^2} = \sqrt{59,4^2 + 40^2} \approx 71,6 \text{ Н}$$

Теперь необходимо найти осевые реакции в опорах. Нарисуем расчетную схему.



Составим уравнение равновесия из расчетной схемы и введем дополнительные условия

$$\begin{aligned} \sum X &= 0 \\ F_{a2} + F_{a\Pi 1} - F_{a\Pi 2} &= 0 \\ F_{a\Pi 1} &\geq S_1 \text{ и } F_{a\Pi 2} \geq S_2 \end{aligned}$$

Далее чтобы найти неизвестные $F_{a\Pi 1}$ и $F_{a\Pi 2}$ задача решается методом попыток.

Пусть

$$F_{a\Pi 2} = S_2 = F_{r\Pi 2} e.$$

Параметр осевого нагружения e для данного подшипника по таблице 1

$$e = 0,631 \left(\frac{F_{a\Pi}}{C_0} \right)^{0,175}.$$

В первом приближении вместо неизвестной осевой нагрузки на подшипник $F_{a\Pi}$ можно подставить осевую силу F_{a2} . Тогда

$$e = 0,631 \left(\frac{F_{a2}}{C_0} \right)^{0,175} = 0,631 \left(\frac{28}{2450} \right)^{0,175} = 0,289.$$

Так как полученное значение параметра e меньше значения 0,3 указанного в таблице 1, то принимаем параметр

$$e = 0,3$$

$$F_{a\Pi 2} = S_2 = F_{r\Pi 2} e = 71,6 \cdot 0,3 = 21,48 \text{ Н}$$

Из уравнения равновесия

$$F_{a\Pi 1} = -F_{a2} + S_2 = -28 + 21,48 = -6,52 \text{ Н}$$

$$S_1 = F_{r\Pi 1} e = 49,6 \cdot 0,3 = 14,88 \text{ Н.}$$

Условие $F_{a\Pi 1} \geq S_1$ не выполняется, значит, реакции найдены неправильно. Вторая попытка.

$$\text{Пусть } F_{a\Pi 1} = S_1 = 14,88 \text{ Н.}$$

Из уравнения равновесия

$$F_{a\Pi 2} = F_{a2} + S_1 = 28 + 14,88 = 42,88 \text{ Н,}$$

$$S_2 = 21,48 \text{ Н.}$$

Условие $F_{a\Pi 2} \geq S_2$ выполняется, значит, реакции найдены правильно.

Пересчитаем значение параметра e для наиболее нагруженной опоры B , т. к. далее расчет ведется по наиболее нагруженной опоре

$$e = 0,631 \left(\frac{F_{a\Pi 2}}{C_0} \right)^{0,175} = 0,631 \left(\frac{42,88}{2450} \right)^{0,175} = 0,31.$$

Проверим относительную разницу между полученным значением параметра e и принятым ранее. Она не должна превышать 5%.

$$\Delta e = \frac{0,31 - 0,3}{0,31} 100\% = 3,2\%$$

Полученная относительная разница не превышает 5% поэтому можно окончательно принять параметр $e = 0,31$ а полученные значения нагрузок не пересчитывать.

Расчет опор необходимо вести по более нагруженной опоре. В нашем случае опора B нагружена больше как радиальной силой, так и осевой силой. Поэтому ведем расчет по опоре B .

Находим эквивалентную нагрузку на опору B . Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$P_{\text{экв}B} = (XVF_{r\Pi 2} + YF_{a\Pi 2}) K_B K_T$$

$V = 1$, т. к. вращается внутреннее кольцо

Коэффициенты X и Y приведены в таблице 1

$$\frac{F_{a\Pi 2}}{VF_{r\Pi 2}} = \frac{42,88}{71,6} = 0,6,$$

$$0,6 > 0,31.$$

$$\text{Поэтому } X = 0,45 \text{ и } Y = \frac{1 - X}{e} = \frac{1 - 0,45}{0,31} = 1,77$$

$$K_T = 1, K_B = 1,3.$$

$$P_{\text{экв}B} = (XVF_{r\Pi 2} + YF_{a\Pi 2}) K_B K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 71,6 + 1,77 \cdot 42,88) 1,3 \cdot 1 = 140,6 \text{ Н}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_{\text{экв}}} \right)^\alpha ; L_h \geq [L_h]$$

где $\alpha = 3$ для шариковых подшипников.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_{эKB}} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 30} \left(\frac{5450}{140,6} \right)^3 = 32,4 \cdot 10^6 \text{ ч}$$

$$L_h = 32,4 \cdot 10^6 \text{ ч} > [L_h] = 20000 \text{ ч}$$

Т. о. можно сделать вывод, что подшипник работает с большим запасом. И возможно нужно рассмотреть вариант с подшипниками обладающими меньшей грузоподъемностью.

РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ И ШТИФТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Пример 7

Задание. На шпонку размерами $b \times h \times l$ ($2 \times 2 \times 6$, мм) со стороны ступицы зубчатого колеса редуктора действует сила $F = \frac{2T}{d}$, которая пытается провернуть колесо на валу редуктора, вызывая смятие на боковых поверхностях шпонки и внутреннюю перерезывающую силу Q в сечении шпонки $A-A$ (рис. 1). Крутящий момент $T = 500$ Нмм, диаметр $d = 6$ мм, размер $k \approx h - t_1$, $t_1 = 1,2$ мм.

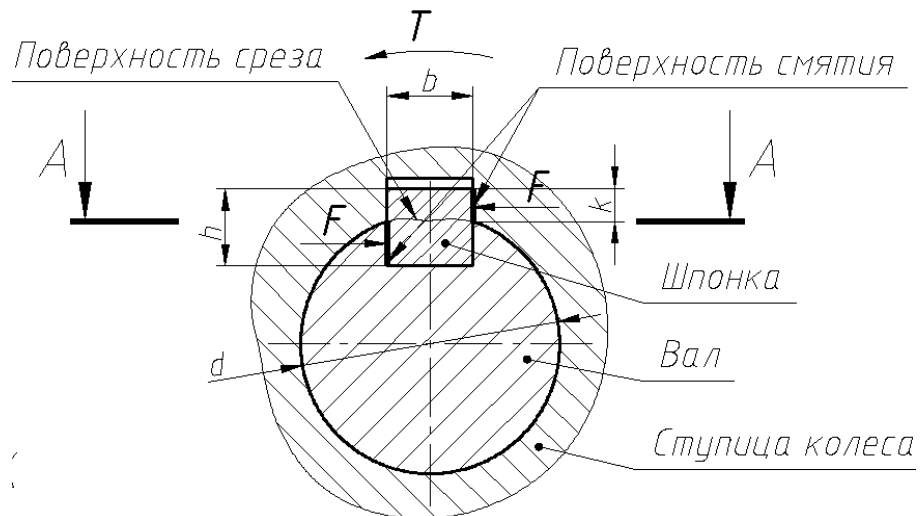


Рис. 1. Схема нагружения шпонки

Сделать проверочный расчет шпонки на смятие и срез. Материал шпонки сталь 30, $\sigma_B = 510$ МПа.

Решение. При смятии должно выполняться условие прочности

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ – предел прочности при смятии $[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_B$, $\sigma_{\text{см}}$ – нормальное напряжение в детали при смятии

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{S_{\text{см}}} = \frac{2T}{dlk} = \frac{2T}{dl(h-t_1)},$$

$S_{\text{см}}$ – площадь поверхности смятия.

Подставляя исходные данные, находим

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{см}} &= \frac{2 \cdot 500}{6 \cdot 6 \cdot (2 - 1,2)} = 34,7 \text{ МПа}, \\ [\sigma_{\text{см}}] &= 0,8 \cdot 510 = 408 \text{ МПа}, \\ 34,7 \text{ МПа} &< 408 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Условие прочности на смятие выполняется.

При срезе должно выполняться условие прочности

$$\tau_{\text{ср}} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$ – предел прочности при срезе $[\tau_{\text{ср}}] = 0,3\sigma_{\text{в}}$, $\tau_{\text{ср}}$ – касательное напряжение в детали при срезе

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{S_{\text{ср}}} = \frac{F}{S_{\text{ср}}} = \frac{2T}{dbl},$$

$S_{\text{ср}}$ – площадь срезаемого сечения (прямоугольного сечения в данном случае).

Подставляя исходные данные, находим

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 500}{6 \cdot 2 \cdot 6} = 13,9 \text{ МПа},$$

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,3 \cdot 510 = 153 \text{ МПа},$$

$$13,9 \text{ МПа} < 153 \text{ МПа}.$$

Условие прочности на срез выполняется.

Пример 8

Задание. Вал передает крутящий момент $T = 2000 \text{ Нмм}$. На валу предполагается установить с помощью шпоночного соединения зубчатое колесо и с помощью штифтового – шестерню. В месте посадки колеса диаметр вала $d_{1\text{в}} = 10 \text{ мм}$, в месте посадки шестерни $d_{2\text{в}} = 11 \text{ мм}$. Длина ступицы колеса $l_{\text{ст}} = 15 \text{ мм}$, диаметр ступицы шестерни $d_{\text{ст}} = 18 \text{ мм}$. Подобрать по диаметру вала цилиндрический штифт (рис. в) и призматическую шпонку с закругленными торцами (рис. а) или сегментную шпонку (рис. б). Рассчитать шпонку и штифт на прочность. Материал шпонки и штифта Ст5, $\sigma_{\text{в}} = 430 \text{ МПа}$

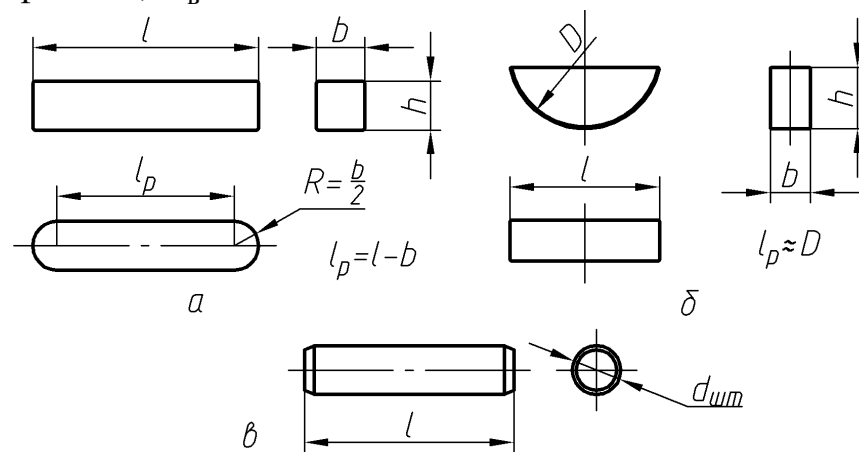
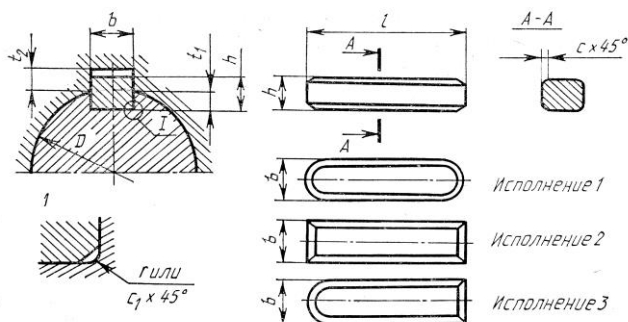


Рис.

Справочные данные:

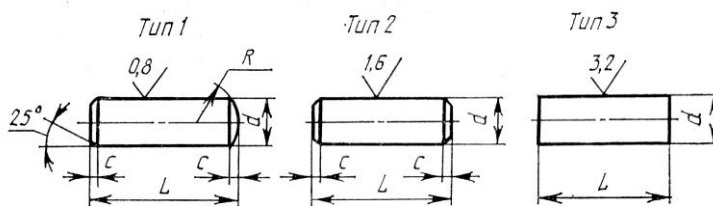
Размеры призматических шпонок и пазов (ГОСТ 23360—78), мм



Диаметр вала D	b × h	t ₁	t ₂	c ₁ или r ₁	c	l
От 6 до 8	2 × 2	1,2 ^{+0,1}	1,0 ^{+0,1}	0,08...0,16	0,16...0,25	6...20
Свыше 8 до 10	3 × 3	1,8 ^{+0,1}	1,4 ^{+0,1}			6...36
» 10 » 12	4 × 4	2,5 ^{+0,1}	1,8 ^{+0,1}			8...45
» 12 » 17	5 × 5	3,0 ^{+0,1}	2,3 ^{+0,1}			10...56
» 17 » 22	6 × 6	3,5 ^{+0,1}	2,8 ^{+0,1}	0,16...0,25	0,25...0,40	14...70
» 22 » 30	8 × 7	4,0 ^{+0,2}	3,3 ^{+0,2}			18...90

Примечания: 1. Ряд стандартных длин шпонок l: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160 мм и более.
2. Предельные отклонения высоты шпонки: при h ≤ 6 мм по h9; при h > 6 мм — по h11.

Размеры штифтов (ГОСТ 3128—70), мм

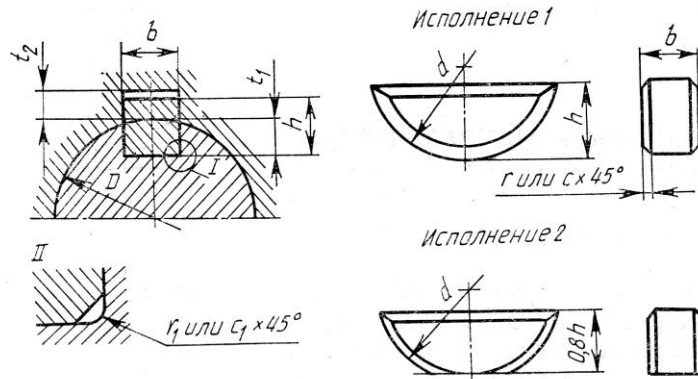


d	L	d	L	d	L	d	L
0,6	2,5...8	1,2	2,5...25	2,5	5...50	5	10...55
0,8	2,5...14	1,6	3,0...30	3	6...55	6	12...55
1,0	2,5...16	2	4...40	4	8...55		

Примечания: 1. Длина штифтов L по ряду: 2, 5, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 36, 40, 45, 50, 55 мм.
2. При d = 0,6...0,8 мм C = 0,1 мм; при d = 1,0...1,2 C = 0,2; при d = 1,6...2 C = 0,3; при d = 2,5...3 C = 0,5; при d = 4 C = 0,6; при d = 5 C = 0,8; при d = 6 мм C = 1,0 мм.
3. R ≈ d.

Справочные данные (продолжение):

Размеры сегментных шпонок и пазов (ГОСТ 24071—80), мм



D	$b \times h \times d$	t_1	t_2
От 3 до 4	$1 \times 1,4 \times 4$	$1,0^{+0,1}$	$0,6^{+0,1}$
Свыше 4 до 5	$1,5 \times 2,6 \times 7$	$2,0^{+0,1}$	$0,8^{+0,1}$
» 5 до 6	$2 \times 2,6 \times 7$	$1,8^{+0,1}$	$1,0^{+0,1}$
» 6 » 7	$2 \times 3,7 \times 10$	$2,9^{+0,1}$	$1,0^{+0,1}$
» 7 » 8	$2,5 \times 3,7 \times 10$	$2,7^{+0,1}$	$1,2^{+0,1}$
» 8 » 10	$3 \times 5,0 \times 13$	$3,8^{+0,2}$	$1,4^{+0,1}$
» 10 » 12	$3 \times 6,5 \times 16$	$5,3^{+0,2}$	$1,4^{+0,1}$
» 12 » 14	$4 \times 6,5 \times 16$	$5,0^{+0,2}$	$1,8^{+0,1}$
» 14 » 16	$4 \times 7,5 \times 19$	$6,0^{+0,2}$	$1,8^{+0,1}$
» 16 » 18	$5 \times 6,5 \times 16$	$4,5^{+0,2}$	$2,3^{+0,1}$
» 18 » 20	$5 \times 7,5 \times 19$	$5,5^{+0,2}$	$2,3^{+0,1}$
» 20 » 22	$5 \times 9,0 \times 22$	$7,0^{+0,3}$	$2,3^{+0,1}$
» 22 » 25	$6 \times 9,0 \times 22$	$6,5^{+0,3}$	$2,8^{+0,1}$
» 25 » 28	$6 \times 10 \times 25$	$7,5^{+0,3}$	$2,8^{+0,1}$

Примечания: 1. Для валов диаметром $D = 3 \dots 12$ мм $c \geq 0,16$ мм, $c_1 = 0,08$ мм, $r \leq 0,25$ мм, $r_1 \leq 0,16$ мм.
 2. Для валов диаметром $D > 12$ мм $c \geq 0,25$ мм, $c_1 = 0,16$ мм, $r \leq 0,40$ мм, $r_1 \leq 0,25$ мм.
 3. Предельные отклонения: ширины шпонки b по $h9$, высоты h по $h11$, диаметра d по $h12$.

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ

Пример 9

Определить тип посадки колеса на вал показанной на рис. В зависимости от типа посадки определить максимальный и минимальный натяг и зазор.

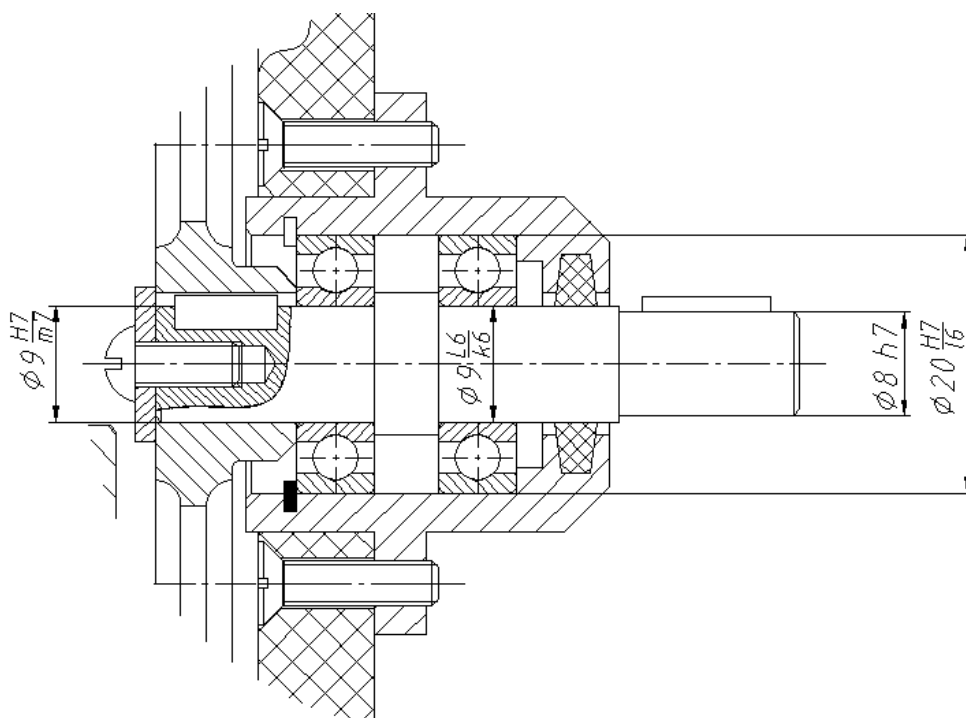


Рис.

Решение.

Посадка на рисунке $\frac{H7}{m7}$. Деталь изготавливается по системе отверстия.

Для номинального диаметра отверстия 9 мм по 7 качеству для поля допуска H имеем:

нижнее предельное отклонение $EI = 0 \text{ мкм}$,

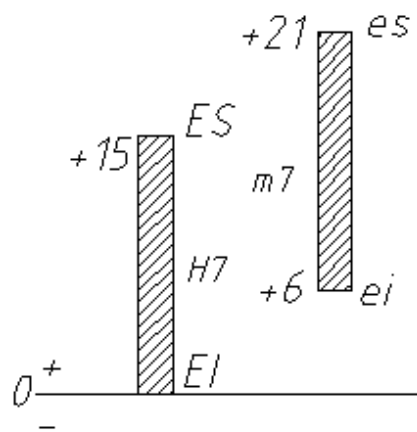
верхнее предельное отклонение $ES = +15 \text{ мкм}$.

Для номинального диаметра вала 9 мм по 7 качеству для поля допуска m имеем:

нижнее предельное отклонение $ei = +6 \text{ мкм}$,

верхнее предельное отклонение $es = +21 \text{ мкм}$.

Покажем поля допусков графически.



Из рисунка видно, что поля допусков частично перекрываются. Делаем вывод – посадка переходная. Т. о. в деталях приборов посадку колеса на вал при помощи шпонки осуществляют по переходной посадке.

Далее необходимо определить максимальный зазор и натяг.

$$\text{максимальный зазор } S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 15 - 6 = 9 \text{ мкм}$$

$$\text{максимальный натяг } N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 21 - 0 = 21 \text{ мкм}$$