НЕФТЕЮГАНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ КОЛЛЕДЖ
(филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования «Югорский государственный университет»

# ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Методические указания
по выполнению практических работ

раздел 3 «Детали машин»

Специальность 15.02.01 «Монтаж и техническая эксплуатация
промышленного оборудования (по отраслям)»

Нефтеюганск
2016

ОДОБРЕНА
Предметной (цикловой)
комиссией
Протокол № 1 от 15.10.16
Председатель П(Ц)К
_____ Т.А.Кунакова

Утверждена
заседанием методсовета
Протокол № 1 от 22.09.16

Председатель методсовета
_____ И.А. Успехова

Методические указания по выполнению практических работ раздел 1 «Сопротивление материалов» по дисциплине «Техническая механика» разработаны в соответствии с требованиями ФГОС3+ по специальности 15.02.01«Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям)»

Разработчик: Рева Н.Ю. – преподаватель НИК (филиала) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Югорский государственный университет».

## Пояснительная записка

Методические указания по выполнению практических работ раздел 3 «Детали машин» составлены на основании рабочей программы по дисциплине «Техническая механика» и предназначены для студентов специальности 15.02.01 «Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям)».

Дисциплина «Техническая механика» является общепрофессиональной дисциплиной и при ее изучении отводится значительное место выполнению практических работ. Студенты, выполняя практические работы, реализуют следующие цели:

1. обобщить, систематизировать, закрепить полученные теоретические знания по конкретным темам дисциплины;
2. формировать умения применять полученные знания на практике, реализуя единство интеллектуальной и практической деятельности;
3. развивать аналитические, логические навыки и умения у будущих специалистов;
4. вырабатывать при решении поставленных задач таких профессионально значимых качеств, как самостоятельность, ответственность, точность, творческая инициатива.

В соответствии с дидактической целью содержанием практических занятий по данной дисциплине является решение различных задач, направленных на закрепление и понимание профессиональных компетенций.

## Требования к выполнению и оформлению практической работы

1. Практическая работа выполняется в тетради для практических работ.
2. Индивидуальный вариант практической работы студента должен соответствовать номеру списка в журнале. В начале работы указывается номер варианта, затем текст задачи и решение задачи. При необходимости записи сопровождаются схемами, рисунками, таблицами.
3. Графическая часть практической работы выполняется аккуратно, с использованием чертёжных инструментов. На рисунках (схемах) необходимо нанести известные и искомые параметры.
4. При возврате практической работы студент должен ознакомится с ошибками и выполнить рекомендации преподавателя. Работа над ошибками выполняется в той же тетради и сдается на проверку повторно.
5. Выполненная практическая работа оценивается оценкой по пятибалльной шкале.
6. Оценка за практическую работу складывается на основании проверки следующих критериев:

- правильного решения задачи;
- оформления работы;
- срока сдачи работы;
- защиты.

7. Практическая работа, выполненная небрежно, не по своему варианту возвращается студенту без проверки.
8. Студенты, не выполнившие практические работы по дисциплине, к экзамену не допускаются.

**Практическая работа №7**

Кинематический и силовой расчет многоступенчатого привода

**Цель:**

1) научиться читать кинематические схемы;

2) отработать навыки кинематического и силового расчета привода.

**Задание.** Рассчитать привод конвейера линии ТО-1 и ЕО автомашин.

Лента конвейера (рис. 1) передает тяговую силу $F_t$ и перемещается со скоростью $v$. Диаметр барабана конвейера $D$. Режим нагрузки постоянный; редуктор предназначен для длительной эксплуатации и мелкосерийного производства с нереверсивной передачей. Данные своего варианта взять из таблицы 1 и занести в таблицу 2.

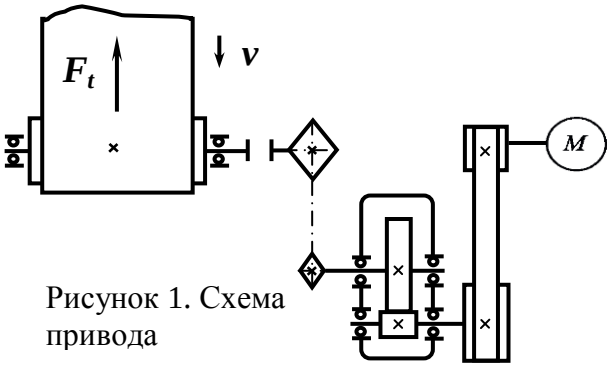



Рисунок 1. Схема привода

Таблица 1. Значения параметров задания

| **Тяговая сила; $F_t$, кН** | **20** | **42** | **22** | **30** | **35** | **28** | **Передаточное число передачи** | | **Диаметр барабана, $D_б$, мм** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Скорость перемещения ленты; $v$, м/с** | **0,16** | **0,30** | **0,25** | **0,19** | **0,22** | **0,15** | **зубчатой** | **цепной** | |
| № варианта задания | 01 | 02 | 03 | 04 | 05 | 06 | **4** | **5** | **260** |
| | 07 | 08 | 09 | 10 | 11 | 12 | **5** | **4** | **280** |
| | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | **4** | **5** | **300** |
| | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | **5** | **4** | **320** |
| | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | **4** | **5** | **340** |
| | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | **5** | **4** | **360** |

Таблица 2. Данные своего варианта

| № варианта | Скорость перемещения ленты конвейера; $v$, м\с | Тяговая сила; $F_t$, кН | Диаметр барабана; $D_б$ , мм | Передаточное число передачи; $u_i$ | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | зубчатой | цепной |
| | | | | | |

**Методические указания**

1. Кинематический расчет привода

1. Определяем требуемую мощность электродвигателя, $P_{дв}$ , кВт:

$$P_{дв} = (F_t \cdot v)/\eta_{общ} \quad (7.1)$$

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{пк}^2 \, \eta_{цеп} \cdot \eta_м \, \eta_{пк}^2, \quad (7.2)$$

где $\eta_i$ — КПД каждой кинематической пары, выбираем по таблице 3,

$F_t$, - тяговая сила, кН,

$v$ – скорость перемещения ленты конвейера, м/с.

Таблица 3. Некоторые характеристики кинематических пар

| Тип передачи | Коэффициент полезного действия (КПД), $\eta$ |
|---|---|
| Закрытая зубчатая цилиндрическая | 0,96…0,98 |
| Ременная (все типы) | 0,94…0,96 |
| Цепная (все типы) | 0.92…0,95 |
| Муфта соединительная | 0,98 |
| Подшипники качения (одна пара) | 0,99…0,995 |

Исполнение IM 1081

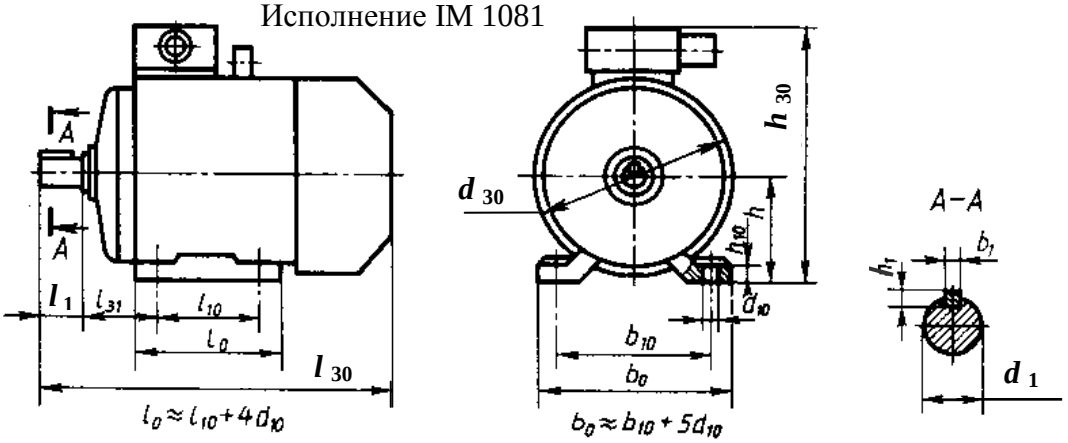



Рисунок 2 Электродвигатель асинхронный серии 4А ГОСТ 19523-81 г.

2. Определяем частоту вращения ведомого вала привода конвейера, $n_Б$, об/мин:

$$n_Б = 60000 \cdot v/(\pi \cdot D_Б) \quad (7.3)$$

3. Подбираем электродвигатель из соотношения $P_{дв} \leq P_д$,[1] (7.4)

где $P_д$ — табличное значение мощности двигателя, кВт, выбираем из таблицы 4.

Таблица 4 Электродвигатели асинхронные серии 4А, (рис. 2).

| Тип двигателя | Мощность $P_д$, кВт | Основные размеры двигателя, мм | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $l_{30}$ | $h_{30}$ | $d_{30}$ | $d_1$ | $l_1$ |
| 4А112МА6У3 | 3 | 452 | 310 | 260 | 32 | 80 |
| 4А112МВ6У3 | 4 | | | | | |
| 4А132S6У3 | 5,5 | 480 | 350 | 302 | 38 | 80 |
| 4А132М6У3 | 7,5 | 530 | | | | |
| 4А160S6У3 | 11 | 624 | 430 | 358 | 48 | 110 |
| 4А160М6У3 | 15 | 667 | | | | |
| 4А180М6У3 | 18,5 | 702 | 470 | 410 | 55 | |
| 4А200М6У3 | 22 | 790 | 535 | 450 | 60 | 140 |
| 4А200L6У3 | 30 | 830 | | | | |

[1] Параметры выбранного двигателя занести в таблицу 5.

Таблица 5. Параметры выбранного электродвигателя

| Тип двигателя | Мощность, $P_д$ кВт | Синхронная частота вращения, $n_д$, об/мин | Диаметр вала двигателя, $d_1$,мм | Габаритные размеры, мм | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | $l_{30}$ | $h_{30}$ | $d_{30}$ |
| | | | | | | |

4. Определяем общее передаточное число привода, $u_{общ}$:

$$u_{общ} = n_д/n_Б , \quad (7.5)$$

где $n_д$,=1000 об/мин - синхронная частота вращения вала двигателя.

5. Определяем передаточное число ременной передачи привода конвейера, $u_{рем}$:

$$u_{рем} = u_{общ} /(u_{зуб}\cdot u_{цеп}), \quad (7.6)$$

где $u_{зуб}$ и $u_{цеп}$ — передаточные числа зубчатой и цепной передач (таблица 2).

6. Определяем частоту вращения быстроходного вала редуктора, $n_1$, об/мин:

$$n_1 = n_д/u_{рем} \quad (7.7)$$

где $u_{рем}$ – передаточное число ременной передачи.

7. Определяем частоту вращения тихоходного вала редуктора, $n_2$ , об/мин:

$$n_2 = n_1/u_{зуб} \quad (7.8)$$

где $u_{зуб}$ – передаточное число зубчатой передачи.

8. Определяем вращающий момент на валу двигателя привода, $M_д$, Н·м:

$$M_д = 9550\cdot P_д/n_д \quad (7.9)$$

9. Определяем вращающий момент на быстроходном валу редуктора, $M_1$ , Н·м:

$$M_1 = M_д\cdot u_{рем}\cdot \eta_{рем} \quad (7.10)$$

10. Определяем вращающий момент на тихоходном валу редуктора, $M_2$ , Н·м:

$$M_2 = M_1 \cdot u_{зуб} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{пк}^2 \quad (7.11)$$

11. Определяем вращающий момент на ведомом валу привода, $M_Б$, Н·м:

$$M_Б = M_2 \cdot u_{цеп}\cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_м \cdot \eta_{пк}^2 \quad (7.12)$$

Рассчитанные параметры привода заносим в контрольную таблицу 6.

Таблица 6. Кинематические параметры привода конвейера

| Кинематическая пара | Мощность, $P_i$ , кВт | Передаточное число, $u_i$ | КПД, $\eta$ | Частота вращения, $n_i$ , об/мин | Вращающий момент, $M_i$ , Н·м |
|---|---|---|---|---|---|
| Двигатель | $P_д$ | — | — | $n_д$ | $M_д$ |
| Ременная передача | $P_д$ | $u_{рем}$ | $\eta_{рем}$ | $n_д$ | $M_д$ |
| Зубчатая передача | $P_1=P_д\cdot\eta_{рем}$ | $u_{зуб}$ | $\eta_{зуб}$ | $n_1$ | $M_1$ |
| Цепная передача | $P_2=P_1\cdot\eta_{зуб}$ | $u_{цеп}$ | $\eta_{цеп}$ | $n_2$ | $M_2$ |
| Барабан конвейера | $P_Б=P_2\cdot\eta_{цеп}$ | $u_{общ}$ | $\eta_{общ}$ | $n_Б$ | $M_Б$ |

Примечания:

1. Определить мощность отдельных последовательно соединенных передач можно по формуле:

$$P_{\text{ведом}}=P_{\text{ведущ}}\cdot\eta_i, \qquad (7.13)$$

где $P_{\text{ведом}}$ – мощность на ведомом валу передачи, кВт;

$P_{\text{ведущ}}$ - мощность на ведущем валу передачи, кВт;

$\eta_i$ – КПД передачи (см. таблица 3).

Например: быстроходный вал редуктора является для зубчатой передачи ведущим валом, а для ременной - ведомым.

2. Чертеж схемы привода конвейера вычерчивается в соответствии с рисунком 3. Для вычерчивания элементов кинематических пар привода используется ГОСТ 2.770-68 «ЕСКД. Элементы кинематики».

3. На чертеже схемы привода конвейера указать наименование кинематических пар.

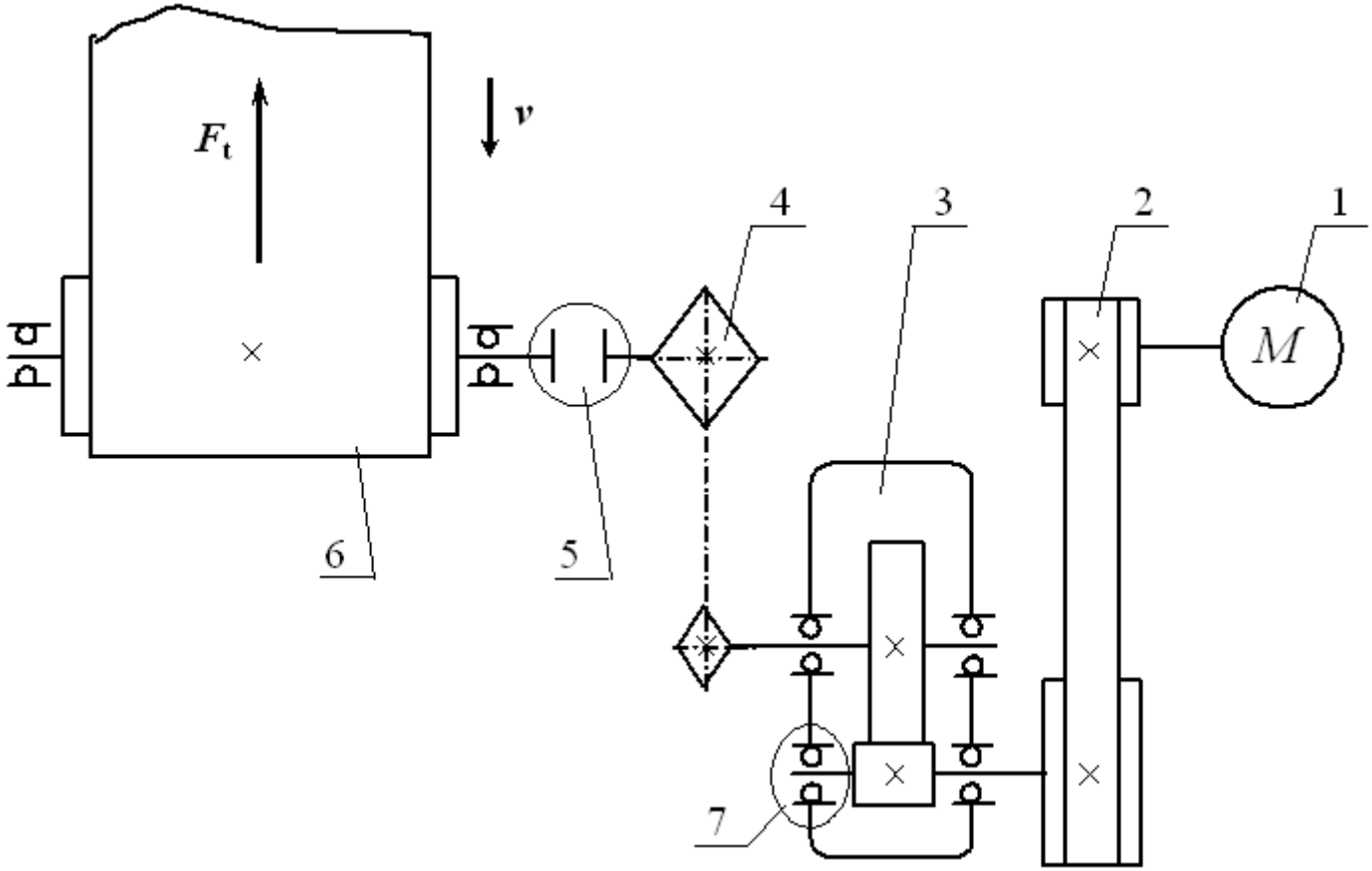



Рисунок 3. Схема привода конвейера:

1 — электродвигатель; 2 — ременная передача;
3 — зубчатый цилиндрический редуктор;
4 — цепная передача; 5 — муфта; 6 — барабан с лентой;
7 — подшипниковый радиальный шариковый

**Практическая работа №8**

Проектный расчет цилиндрической зубчатой передачи. Ее геометрический, кинематический и силовой расчеты.

**Цель:**

1) изучить теоретический материал по теме «Зубчатые передачи»;

2) научиться рассчитывать основные параметры, размеры и силы в зацеплении зубчатой передачи.

**Задание**. Расчет зубчатой передачи.

Рассчитать основные параметры, размеры и силы в зацеплении закрытой косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора с прирабатывающимися зубьями привода конвейера.

Данные для расчета взять в таблицы 6 и занести в таблицу 7.

Таблица 7 Исходные данные зубчатой передачи

| Передача | Мощность на быстроходном валу (б/х), $P_1$, кВт | Передаточное число, $u_{зуб}$ | КПД, $\eta_{зуб}$ | Частота вращения б/х вала, $n_1$, об/мин | Вращающий момент на б/х валу, $M_1$, Н·м |
|---|---|---|---|---|---|
| Зубчатая | | | | | |

1 Предварительный расчет

1.1 Выбираем материал шестерни и колеса:

для изготовления зубчатых колес выбираем сталь 40ХН с различной термообработкой, а именно:

для шестерни — улучшение, твердость сердцевины $H_1 = 269…302$ НВ и закалка зуба ТВЧ до твердости на поверхности зубьев $H_1 = 48…53$ $HRC_Э$ при диаметре заготовки $D \le 200$ мм;

для колеса — улучшение, средняя твердость сердцевины $H_2 = 269…302$ НВ

1.2 Определяем базовый предел контактной выносливости, $\sigma_{Hlimb}$, МПа:

$$\sigma_{H\,lim\,b1} = 17H_{1cp} + 200; \quad (8.1)$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2H_{2cp} + 70, \quad (8.2)$$

где $\sigma_{H\,lim\,b1}$, $\sigma_{Hlimb2}$ – базовые пределы выносливости,

$H_{1cp}$ - средняя твердость сердцевины шестерни,

$H_{2cp}$ – средняя твердость сердцевины колеса.

1.3 Определяем допускаемые контактные напряжения, $[\sigma_{Hi}]$, МПа:

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlimb1}\, Z_N / S_H; \quad (8.3)$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlimb2}\, Z_N / S_H, \quad (8.4)$$

где $Z_N$ — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем $Z_N \approx 1$;

$S_H$ — коэффициент запаса прочности, $S_H = 1{,}1$ (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

1.4 Определяем условное допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H]$, МПа:

$$[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \quad (8.5)$$

при этом должно выполняться условие $[\sigma_H] \le 1{,}23[\sigma_{H2}]$[2] (8.6)

1.5 Определяем базовый предел выносливости зубьев при изгибе, $\sigma_{F\,lim\,b}$, МПа:

$$\sigma_{Flimb1} = 550 \text{ МПа}; \quad (8.7)$$

$$\sigma_{Flimb2} = 1{,}75H_{2cp} \quad (8.8)$$

1.6 Определяем допускаемое напряжение изгиба зубьев, $[\sigma_{Fi}]$ МПа:

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flimb1}\, Y_N \cdot Y_A / S_F; \quad (8.9)$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{F\,lim\,b2}\, Y_N \cdot Y_A / S_F, \quad (8.10)$$

где $Y_N$ — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем $Y_N \approx 1$;

$Y_A$ — коэффициент реверсивности нагрузки, $Y_A = 1$ — при нереверсивной работе;

$S_F$ — коэффициент запаса прочности, $S_F = 1{,}7$ (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

[2] При невыполнении условия прочности более чем на 5% необходимо заменить марку материала или вид термообработки зубчатых колес.

2 Проектировочный расчет

2.1 Определяем межосевое расстояние, $a_w$, мм:

$$a_w \geq K_a (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}} \quad (8.11)$$

где $M_1$ — вращающий момент, действующий на валу шестерни, Н·м;

$\Psi_{ba}$ — коэффициент ширины зубчатого колеса по межцентровому расстоянию, выбирается из стандартного ряда: $\Psi_{ba}$ = 0,2; 0,25;0,315; 0,4.

$K_{H\beta}$ — коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, $K_{H\beta}$=1,022;

$K_a$ — вспомогательный коэффициент, для косозубых передач $K_a$ = 410 $КПа^{1/3}$;

$u_{зуб}$ — передаточное число зубчатой передачи.

Полученное значение $a_w$ округляют до ближайшего большего стандартного значения: 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500.

2.2 Определяем ширину зубчатого венца, $b_i$, мм:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w; \quad (8.12)$$

$$b_1 = b_2 + 5 \quad (8.13)$$

2.3 Определяем нормальный модуль зубьев колес, $m_n$, мм:

$$m_n \geq K_m \frac{M_1 \cdot K_{F\beta}(u+1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_{F2}]}, \quad (8.14)$$

где $K_m$ — вспомогательный коэффициент, для косозубых колес $K_m = 2{,}8 \cdot 10^3$;

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta}$=1,017.

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения: 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,25; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 8,0; 9,0; 10.

2.4 Определяем угол наклона зубьев, $\beta_{min}$, градус:

$$\beta_{min} = \arcsin(4 \cdot m_n / b_2) \quad (8.15)$$

2.5 Определяем суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = 2a_w \cos\beta_{min} / m_n \quad (8.16)$$

2.6 Определяем числа зубьев колес:

$$z_1 = z_\Sigma / (u_{зуб} + 1); \quad (8.17)$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 \quad (8.18)$$

2.7 Определяем фактический угол наклона зуба, $\beta$, градус

$$\beta = \arccos(0{,}5 z_\Sigma \cdot m_n / a_w) \quad (8.19)$$

3. Расчет геометрических, кинематических и силовых параметров передачи

*При расчетах все линейные и угловые параметры передачи следует округлять с точностью до третьего знака после запятой.*

Изобразить рис. 4 и написать название всех параметров цилиндрического эвольвентного колеса.

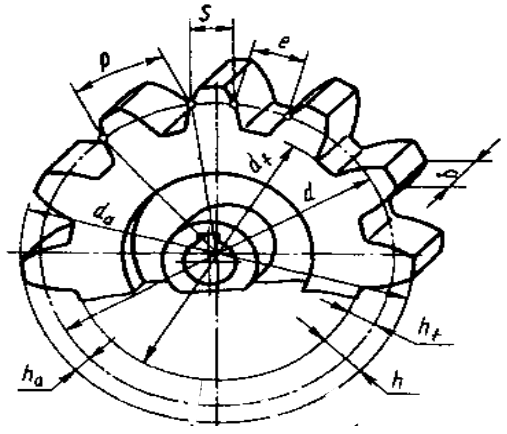



Рисунок 4. Геометрические параметры

3.1 Определяем делительный диаметр зубьев колес, $d_i$, мм:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos\beta; \quad (8.20)$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos\beta \quad (8.21)$$

3.2 Определяем диаметр вершин зубьев колес, $d_{ai}$, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad (8.23)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n. \quad (8.24)$$

3.3 Определяем диаметр впадин зубьев колес, $d_{fi}$, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m_n; \quad (8.25)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m_n. \quad (8.26)$$

3.4 Определяем окружную скорость колес, $v$, м/с:

$$v = \pi d_1 \cdot n_1 / 60000 \quad (8.27)$$

Назначаем степень точности передачи :

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Степень точности передачи | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Окружная скорость колес (max), м/с | 30 | 15 | 10 | 4 |

3.5 Определяем усилия в зубчатом зацеплении (рис. 5):

Окружная сила (Н): $F_{t1} = 2000 \cdot M_1 / d_1$ (8.28)

Радиальная сила (Н): $F_{r1} = F_{t1} \cdot \mathrm{tg}\alpha / \cos\beta$ (8.29)

Осевая сила (Н): $F_{a1} = F_{t1} \cdot \mathrm{tg}\beta$, (8.30)

где $\alpha$ — угол зацепления, $\alpha = 20^{\circ}$.

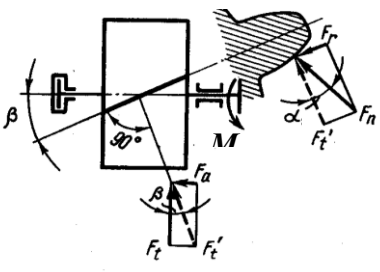



Рисунок 5. Схема сил, действующих в косозубой цилиндрической передаче

Рассчитанные параметры зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу 8

Таблица 8. Параметры зубчатой передачи

| Параметры | Значения |
|---|---|
| Делительный диаметр колеса; $d_2$, мм | |
| Диаметры вершин зубьев колес, мм | $d_{a1}$ , $d_{a2}$ |
| Ширины венцов зубчатых колес; мм | $b_1$ , $b_2$ |
| Нормальный модуль зубьев колес; $m_n$, мм | |
| Число зубьев колес | $z_1$ , $z_2$ |
| Угол наклона зубьев колес, $\beta$, градус | |
| Межосевое расстояние передачи; $a_w$, мм | |
| Силы, действующие в зацеплении, Н | $F_{t1} = F_{t2}$; $F_{r1} = F_{r2}$; $F_{a1} = F_{a2}$ |

Примечание. Чертеж схемы зубчатой передачи должен иметь два вида передачи: сверху и сбоку. На чертеже должны быть проставлены габаритные размеры передачи, межосевое расстояние, числа и нормальный модуль зубьев колес, значение и направление угла наклона зубьев колес, направление и значение скорости вращения шестерни (рис. 6).

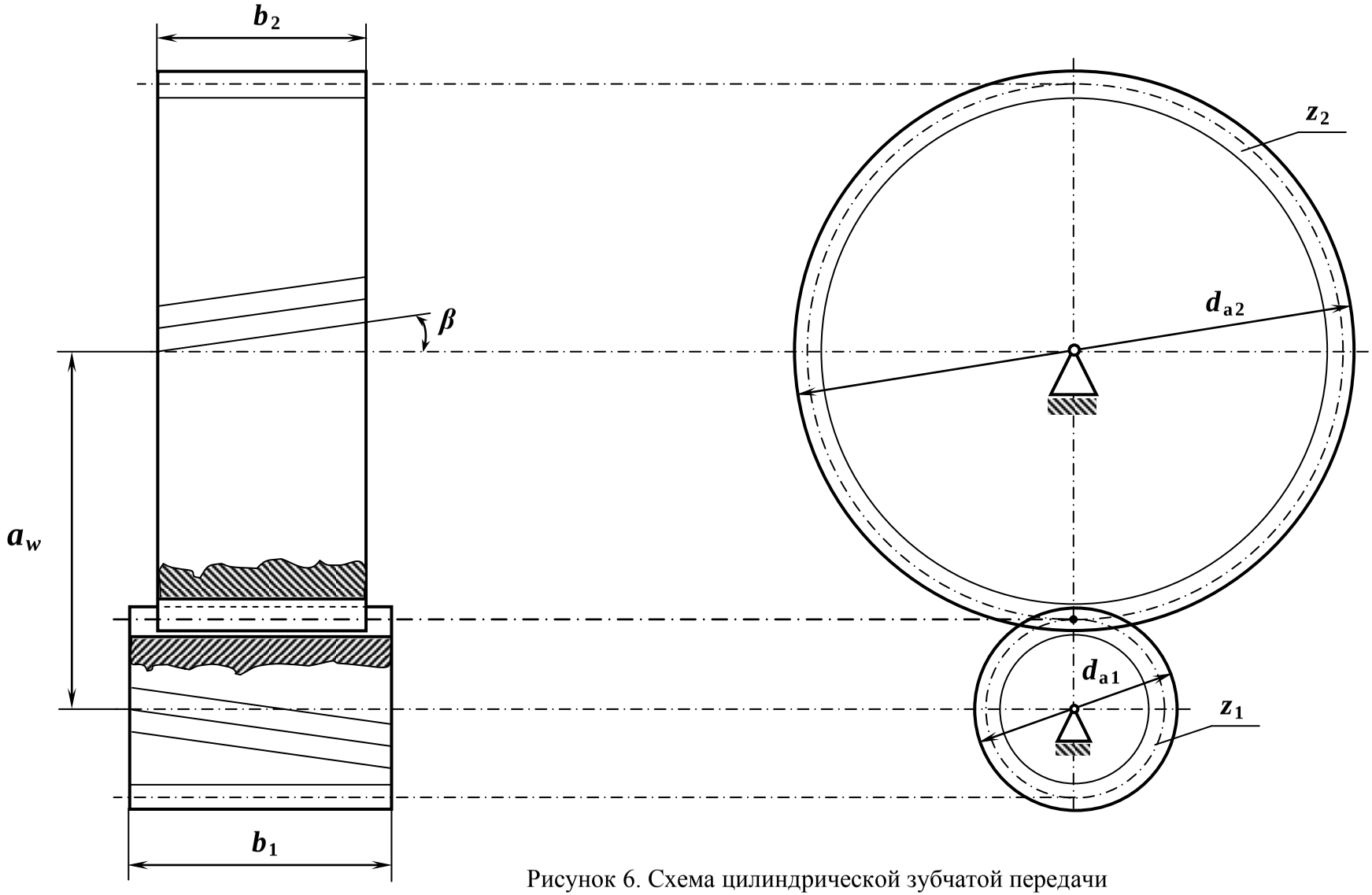



Рисунок 6. Схема цилиндрической зубчатой передачи

## Практическая работа №9

Проектный расчет червячной передачи.
Ее геометрический, кинематический и силовой расчеты.

**Цель:**

1) изучить теоретический материал по теме «Червячные передачи»;

2) научиться рассчитывать основные параметры, размеры и силы в зацеплении червячной передачи.

**Задание.** Рассчитать червячную передачу одноступенчатого редуктора и проверить зубья червячного колеса на прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба, если мощность на валу червяка - Р (кВт), угловая скорость ведущего вала $\omega_1$ (рад/с), передаточное число u.

Червяк выполнен из закаленной стали 40Х, с твердостью витков HRC≥45.

Редуктор нереверсивный, предназначен для длительной работы при постоянной нагрузке. Данные для своего варианта взять из таблицы 9.

Таблица 9. Исходные данные.

| № варианта | | Мощность $P_1$, кВт | Угловая скорость $\omega_1$ (рад/с) | Передаточное число u | Расположение червяка |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 16 | 1,6 | 94 | 10 | нижнее |
| 2 | 17 | 2,1 | 106 | 12,5 | нижнее |
| 3 | 18 | 2,5 | 110 | 16 | нижнее |
| 4 | 19 | 3,2 | 124 | 20 | нижнее |
| 5 | 20 | 1,8 | 115 | 25 | нижнее |
| 6 | 21 | 3,5 | 98 | 10 | верхнее |
| 7 | 22 | 4,5 | 130 | 12,5 | верхнее |
| 8 | 23 | 5,5 | 104 | 16 | верхнее |
| 9 | 24 | 6,5 | 112 | 20 | верхнее |
| 10 | 25 | 7,5 | 125 | 25 | верхнее |
| 11 | 26 | 6,5 | 94 | 25 | нижнее |
| 12 | 27 | 5,5 | 106 | 20 | нижнее |
| 13 | 28 | 4,5 | 110 | 16 | нижнее |
| 14 | 29 | 3,5 | 124 | 12,5 | нижнее |
| 15 | 30 | 1,8 | 106 | 10 | нижнее |

**Методические указания**

1. Материалы для изготовления зубчатых венцов червячных колес условно делят на три группы.

Выбор марки материала червячного колеса зависит от скорости скольжения и производится по таблице 10.

Угловая скорость тихоходного вала: $\omega_2 = \omega_1 / u$ (9.1)

Вращающий момент на валу червячного колеса: $T_2=10^3 P/ \omega_2$ (9.2)

Скорость скольжения определяется:

$$V_S = \frac{4{,}3 \cdot \omega_2 \cdot u}{1000} \cdot \sqrt[3]{T_2} \quad (9.3)$$

где $T_2$ – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м;

$\omega_2$ – угловая скорость тихоходного вала, рад/с;

u – передаточное число редуктора.

Выбрать материал из таблицы 10 и выписать следующие характеристики: $\sigma_{B,}$, $\sigma_{T,}$.

Таблица 10. Материалы для червячных колес

| Группа | Материал | Способ отливки | $\sigma_B$, МПа | $\sigma_T$, МПа | Скорость скольжения $V_s$, м/с |
|---|---|---|---|---|---|
| I | БрО10Н1Ф1 | Ц | 285 | 165 | ≥5 |
| | БрО10Ф1 | К | 275 | 200 | |
| | | З | 230 | 140 | |
| | БрО5Ц5С5 | К | 200 | 90 | |
| | | З | 145 | 80 | |
| II | БрА10Ж4Н4 | Ц | 700 | 460 | 2…5 |
| | | К | 650 | 430 | |
| | Бр10ЖЗМц1,5 | К | 550 | 360 | |
| | | З | 450 | 300 | |
| | БрА9ЖЗЦЛ | Ц | 530 | 245 | |
| | | К | 500 | 230 | |
| | | З | 425 | 195 | |
| | ЛЦ23А6ЖЗМц2 | Ц | 500 | 330 | |
| | | К | 450 | 295 | |
| | | З | 400 | 260 | |
| III | СЧ18 | З | 355 | - | ≤2 |
| | СЧ15 | З | 315 | - | |

2. Определить допускаемые контактные $[\sigma_H]$и изгибные $[\sigma_F]$ напряжения по таблице 11.

Таблица 11. Зависимости для допускаемых контактных и изгибных напряжений.

| **Группа материалов** | **$[\sigma_H]$, МПа** | **$[\sigma_F]$, МПа** |
|---|---|---|
| I | $0.9C_v \cdot \sigma_B$ | $0.08\sigma_B+0.25\ \sigma_T$ |
| II | $300-25V_s$ | $0.12 \cdot \sigma_B$ |
| III | $200-35V_s$ | |

где $C_v$ – коэффициент, учитывающий износ материала, выбрать в зависимости от скорости скольжения:

| **$V_s$** | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **$C_v$** | 1,33 | 1,21 | 1,11 | 1,02 | 0,95 | 0,88 | 0,83 | 0,80 |

Если червяк расположен вне масляной ванны, то значение контактного напряжения $[\sigma_H]$ нужно уменьшить на 15%.

3. Определить главный параметр – межосевое расстояния, мм:

$$\alpha_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma_H]^2}} \qquad (9.4)$$

где $T_2$ - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м.

Полученное значение выбираем из стандартного ряда чисел: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 мм.

4. Выбрать число витков червяка $z_1$, которое зависит от передаточного числа:

| u | 8…14 | 15…30 | Св.30 |
|---|---|---|---|
| $Z_1$ | 4 | 2 | 1 |

5. Определить число зубьев червячного колеса: $z_2 = z_1 U$, (9.5)

где $z_1$ – число витков червяка,

u – передаточное число.

*Полученное значение округлить в меньшую сторону до целого числа.*

Рекомендуется $z_2 \geq 26$.

Оптимальное значение $z_2 = 40 \ldots 60$.

6. Определить модуль зацепления m:

$m = (1{,}5 \dots 1{,}7)\alpha_w / z_2$, (9.6)

где $\alpha_w$ – межосевое расстояние, мм;

$z_2$ – число зубьев червячного колеса.

Значение модуля округлить в большую сторону до стандартного:

| $m$, мм | 1ряд | 1,6 | 2 | 2,5 | 3,15 | 4 | 5 | 6,3 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 20 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2ряд | | | 3 | 3,5 | | 6 | 7 | | 12 | | | |

7. Определить коэффициент диаметра червяка:

$q \approx (0{,}212 \dots 0{,}25) z_2$ (9.7)

Полученное значение q округлить до стандартного из ряда чисел:

| q | 1 ряд | 6,3 | 8 | 10 | 12,5 | 16 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2 ряд | 7,1 | 9 | 11,2 | 14 | 18 |

По стандарту допускается применять q=7,5 и 12. Для сокращения числа размеров фрез для нарезания червячных колес в стандарте ограничены значения q.

8. Определить коэффициент смещения инструмента x:

$x = (\alpha_w / m) - 0{,}5(q + z_2)$ (9.8)

где $\alpha_w$ – межосевое расстояние, мм;

$z_2$ – число зубьев червячного колеса,;

m – модуль зацепления, мм;

q – коэффициент диаметра червяка.

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение x допускается: $-1 \le x \le +1$. Если это условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и $z_2$. При этом $z_2$ рекомендуется изменить в пределах 1…2 зубьев, чтобы не превысить допускаемое отклонение передаточного числа (см. п. 9), а значение q принять в пределах, предусмотренных в пункте 7.

9. Определить фактическое передаточное число $u_ф$ и проверить его отклонение от заданного: $u_ф = z_2 / z_1$. (9.9)

Отклонение не более $\pm 4\%$.

10. Определить фактическое значение межосевого расстояния:

$\alpha_w = 0{,}5m(q + z_2 + 2x)$ (9.10)

где $\alpha_w$ – межосевое расстояние, мм;

$z_2$ – число зубьев червячного колеса,;

m – модуль зацепления, мм;

x – коэффициент смещения инструмента.

11. Определить основные геометрические размеры передачи:

а) основные размеры червяка:

делительный диаметр $d_1 = qm$ (9.11)

начальный диаметр $d_{w1} = m(q + 2x)$ (9.12)

диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m$ (9.13)

диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2{,}4m$ (9.14)

делительный угол подъёма линии витков $\gamma = arctg(z_1 / q)$ (9.15)

длина нарезаемой части червяка $b_1 = (10 + 5{,}5|x| + z_1)m + C$, (9.16)

где при $x \le 0, C = 0$; при $x > 0, C = 100m / z_2$ (9.17)

б) основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр $d_2 = mz_2$ (9.19)

диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$ (9.20)

наибольший диаметр колеса $d_{aM2} \le d_{a2} + 2m(1 + x)$ (9.21)

диаметр впадин зубьев $d_{f2} = d_2 - 2m(1{,}2 - x)$ (9.22)

ширина венца: при $z_1 = 1$; $2b_2 = 0{,}355\alpha_w$, (9.23)

при $z_1 = 4$; $b_2 = 0{,}315\alpha_w$.

условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ:

$sin\delta = b_2/(d_{a1} - 0{,}5m)$, (9.24)

где $d_{a1}$ - диаметр вершин витков, мм;

$b_2$- ширина венца, мм;

m – модуль зацепления, мм.

Угол должен быть в пределах 90…120 градусов.

12. Коэффициент полезного действия червячной передачи:

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma+\varphi)}, \quad (9.25)$$

где $\varphi$ – угол трения, град. Определяется в зависимости от фактической скорости скольжения $v_s = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2cos\gamma}$ согласно таблице 14.

Таблица 14. Значения угла φ' трения в червячной передаче при различных скоростях скольжения $v_s$

| $v_s$, м/с | φ′ | $v_s$, м/с | φ′ | $v_s$, м/с | φ′ |
|---|---|---|---|---|---|
| 1,0 | 2°30′...3°10′ | 2,5 | 1°40′...2°20′ | 7 | 1°00′...1°30′ |
| 1,5 | 2°20′...2°50′ | 3 | 1°30′...2°00′ | 10 | 0°55′...1°20′ |
| 2 | 2°00′...2°30′ | 4 | 1°20′...1°40′ | 15 | 0°50′...1°10′ |

13. Проверить контактные напряжения зубьев колеса, $\sigma_H$ Н/мм$^2$:

$$\sigma_н = 340\sqrt{\frac{F_{t2} \cdot K}{d_1 \cdot d_2}} \leq [\sigma_H] \quad (9.26)$$

где $F_{t2}$ – окружная сила на колесе, Н;

$F_{t2} = 2T_2 x 10^3/d_2$ (9.26)

К – коэффициент нагрузки. Принимается в зависимости от окружной скорости колеса

$v_2 = \omega_2 d_2/2000$ м/с. (9.27)

К=1 при $v_2 \leq 3$м/с;

К=1,1…1,3 при $v_2 > 3$м/с;

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ = 5%. *Если условие прочности не выполняется, то следует выбрать другую марку материала венца червячного колеса и повторить весь расчет.*

14. Проверить напряжения изгиба зубьев колеса $\sigma_F$ Н/мм$^2$:

$$\sigma_F = 0{,}7\gamma_{F2}\frac{F_{t2}}{b_2 m}K \leq [\sigma_F], \quad (9.28)$$

где К – коэффициент нагрузки,

$Y_{F2}$ – коэффициент. формы зуба . червячного колеса, определяется по таблице 15.

Таблица 15. Коэффициенты формы зуба $Y_{F2}$ червячного колеса.

| $Z_{v2}$ | $Y_{F2}$ | $Z_{v2}$ | $Y_{F2}$ | $Z_{v2}$ | $Y_{F2}$ | $Z_{v2}$ | $Y_{F2}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20 | 1,98 | 30 | 1,76 | 40 | 1,55 | 80 | 1,34 |
| 24 | 1,88 | 32 | 1,77 | 45 | 1,48 | 100 | 1,3 |
| 26 | 1,85 | 35 | 1,64 | 50 | 1,45 | 150 | 1,27 |
| 28 | 1,8 | 37 | 1,61 | 60 | 1,4 | 300 | 1,24 |

15. Определить окружную силу на червячном колесе $F_{t2}$.

$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_1$ (9.29)

где $T_2$ - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м,

$d_1$ - делительный диаметр червяка, мм.

16. Определить окружную силу на червяке $F_{t1}$.

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 d_1 = 2T_2 u \cdot \eta \cdot d_1 \quad (9.30)$$

где $T_2$ - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м.

u – передаточное число,

η – КПД червячной передачи,

$d_1$ - делительный диаметр червяка, мм.

17. Определить радиальную силу на червяке $Fr_1$

$$Fr_1 = F_{t2} \cdot tg\alpha, \quad (9.31)$$

где $\alpha = 20^{\circ}$ угол зацепления.

18. Сделать вывод о проделанной работе.

**Практическая работа №10**

Проектный расчет ременной передачи.

Ее геометрический, кинематический и силовой расчеты.

**Цель:**

1) изучить тему «Ременная передача»;

2) рассчитать основные параметры ременной передачи.

**Задание.** Рассчитать основные параметры и размеры открытой плоскоременной горизонтальной передачи привода конвейера.

Данные для расчета взять в таблице 6 и занести в таблицу 16.

Таблица 16 Исходные данные плоскоременной передачи

| Передача | Мощность на ведущем (вед) шкиве, $P_Д$, кВт | Передаточное число, $u_{рем}$ | КПД, $\eta_{рем}$ | Частота вращения вед. шкива, $n_Д$, об/мин | Вращающий момент на вед. шкиве, $M_Д$, Н·м |
|---|---|---|---|---|---|
| Ременная | | | | | |

**Методические указания**

1. Выбираем тип ремня по таблице 17.

Таблица 17. Ремни плоские резинотканевые (выборка)

| Техническая характеристика прокладок | Материал прокладки | |
|---|---|---|
| | БКНЛ-65 | ТА-150 |
| Количество прокладок i при ширине ремня b, мм<br>20, 25, 40<br>50, 63, 71<br>80, 90, 100, 112 | <br>3-5<br>3-5<br>3-6 | <br><br><br>3-4 |
| Толщина 1 прокладки с резиновой прослойкой, мм | 1,2 | 1,3 |
| Допускаемая приведенная удельная нагрузка $[q]_0$ | 3 | 10 |

*Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа (целого четного или кратного 5)*

2. Определяем диаметры шкивов ременной передачи, $D_i$, мм:

$$D_1 \geq (52...64) \cdot \sqrt[3]{M_Д} \qquad (10.1)$$

где $M_Д$ - вращающий момент на ведущем шкиве, Н·мм.

диаметр $D_1$ округляют до стандартного значения: 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500-2000.

$$D_2 \geq u_{рем} \cdot D_1 \qquad (10.2)$$

где $u_{рем}$ - передаточное число ременной передачи;

$D_1$ - диаметр шкива ременной передачи, мм.

3. Определяем окружную скорость ремня, $v$, м/с:

$$v = \pi D_1 n_д / 60000 \qquad (10.3)$$

где $D_1$ - диаметр шкива ременной передачи, мм;

$n_Д$ - частота вращения ведущего шкива, об/мин.

4. Определяем геометрические параметры передачи:

4.1 Определяем межосевое расстояние передачи, $a$, мм:

$a_{min} \geq 1{,}5(D_1+D_2)$, (10.4)

4.2 Определяем угол обхвата на ведущем шкиве, $\alpha_1$, градус:

$$\alpha_1 = 180^0 - (\frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^0), \quad (10.5)$$

где $[\alpha_1] \geq 150^0$

4.3 Определяем угол между ветвями ремня, $\gamma$, градус:

$\gamma = (180^0 - \alpha_1)/2$ (10.6)

4.5 Определяем расчетную длину ремня, $L_p$, м:

$$L_p \geq 2 \cdot a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \quad (10.7)$$

5. Определяем частоту пробегов ремня, П, об/с:

$П = v/L_p$, (10.8)

где $[П] \leq 10$ об/с

6. Определяем окружную силу, передаваемую ремнем, $F_t$, Н:

$F_t = 2000 \cdot M_Д / D_1$ (10.9)

7. Определяем допускаемую рабочую нагрузку, [q], Н/мм:

$[q] = [q]_0 \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v / C_p$, (10.10)

где $[q]_0$ — допускаемая приведенная удельная нагрузка, см. таблицу 17;

$C_0$ - коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту, для горизонтальной передачи $C_0 = 1$;

$C_\alpha$ — коэффициент угла обхвата малого шкива:

| $\alpha_1{}^0$ | 180 | 170 | 160 | 150 |
|---|---|---|---|---|
| $C_\alpha$ | 1,0 | 0,97 | 0,94 | 0,91 |

$C_v$ — коэффициент влияния центробежных сил:

| v, м/с | 1 | 10 | 20 | 30 |
|---|---|---|---|---|
| $C_v$ | 1,04 | 1,0 | 0,88 | 0,68 |

$C_p$ — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы,

$C_p = 1$ — нагрузка спокойная;

$C_p = 1{,}2$ — с умеренными колебаниями.

8. Определяем ширину ремня, мм:

$b \geq F_t / (i \cdot [q])$ (10.11)

где $F_t$ - окружная сила, передаваемая ремнем, Н;

[q] - допускаемая рабочая нагрузка, Н/мм;

$i$ — количество прокладок в ремне, уточняем по таблице 18.

Таблица 18. Рекомендуемый диаметр ведущего шкива

| Количество прокладок, $i$ | Диаметр шкива, мм; для скорости до, м/с | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| 4 | 112 | 125 | 160 | 280 | 200 | 225 |
| 5 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 280 |
| 6 | 250 | 280 | 320 | 360 | 400 | 450 |

9. Определяем силу предварительного натяжения ремня, $F_0$, Н:

$$F_0 = b \cdot i \cdot q_0 \qquad (10.12)$$

где $b$ – ширина ремня, мм;

$i$ — количество прокладок в ремне;

$q_0$ — удельная сила предварительного натяжения, приходящаяся на 1 мм ширины 1 прикладки (Н/мм):

- для передач с натяжением силами упругости (пружинами)

$a \le 2(D_1+D_2)$, $q_0 = 2$;

$a > 2(D_1+D_2)$, $q_0 = 2{,}25$;

- при автоматическом натяжении ремня $q_0 = 2{,}5$.

10. Определяем нагрузку, действующую на валы и опоры, $R$, Н:

$$R = 2F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2) \qquad (10.13)$$

Рассчитанные параметры ременной передачи заносят в контрольную таблицу 19.

Таблица 19. Параметры плоскоременной передачи

| Параметры | Значения |
|---|---|
| Диаметры шкивов, мм | $D_1$ , $D_2$ |
| Межосевое расстояние передачи; $a$, мм | |
| Угол обхвата ведущего шкива; $\alpha_1{}^0$ | |
| Угол между ветвями ремня; $\gamma^0$ | |
| Окружную скорость ремня; $v$, м/с | |
| Размеры ремня; $b$, $\delta$, $L$, мм | $b$; $\delta$; $L$ |
| Нагрузка, действующая на валы; $R$, Н | |

Примечание:

Чертеж схемы плоскоременной передачи должен иметь вид передачи сбоку. На чертеже должны быть проставлены габаритные размеры передачи, межосевое расстояние, диаметры шкивов, углы обхвата ведущего шкива и между ветвями ремня, направление и значение скорости вращения ремня (рис.7).

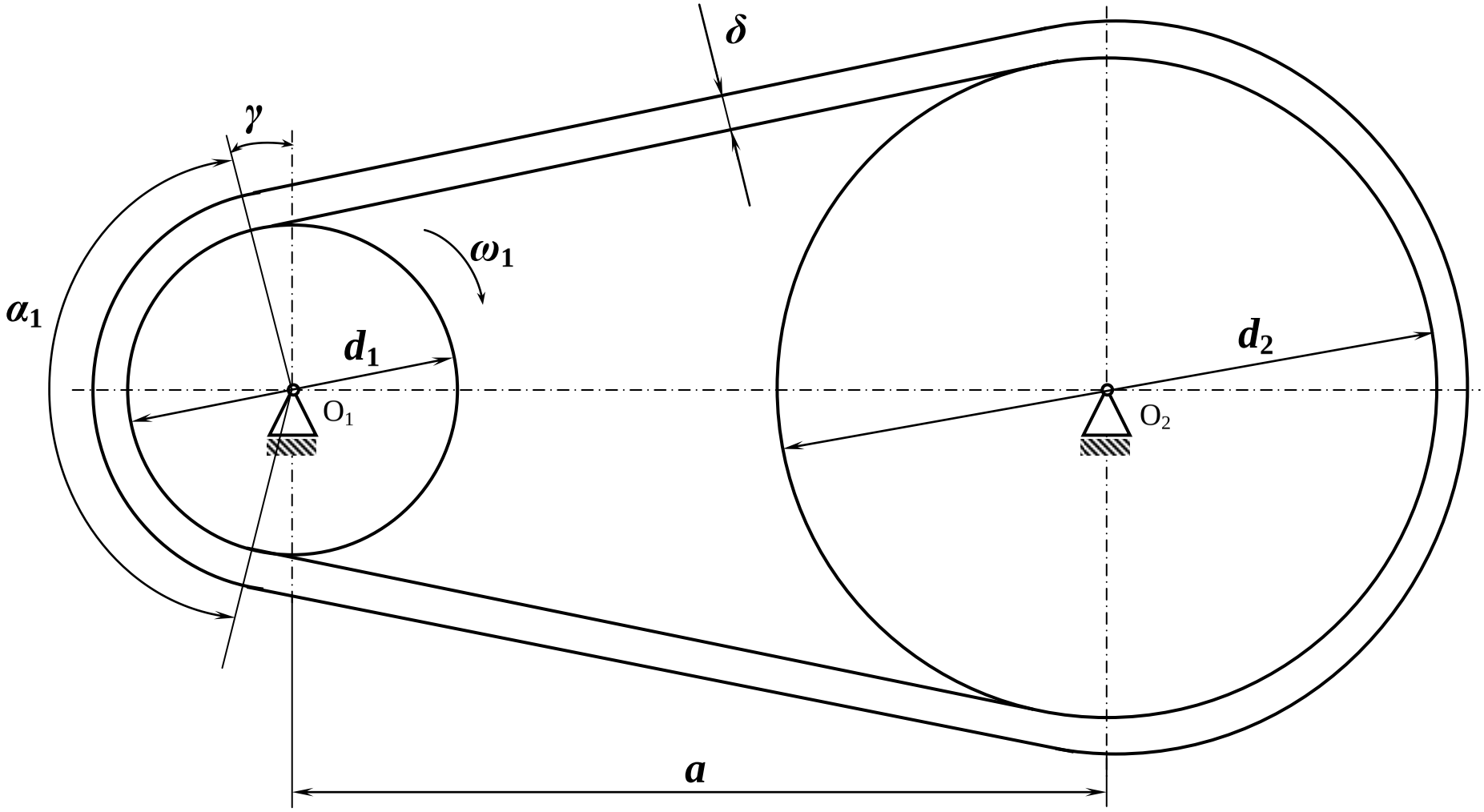



Рисунок 7. Схема плоскоременной передачи

**Практическая работа №11**

Проектный расчет и конструирование валов.

**Цель:**

1) изучить тему «Проектный расчет и конструирование вала»;

2) рассчитать ведомый вал одноступенчатого редуктора привода.

**Задание.** Расчет вала зубчатой передачи. Рассчитать ведомый вал одноступенчатого редуктора привода конвейера. Расположение опор относительно зубчатых колес симметрично. Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи $F_{цеп}$, направлена под углом $\Theta = 30^0$ к горизонту. Зубчатое колесо вращается по ходу часовой стрелки, если смотреть на него со стороны звездочки. Данные для расчета взять в таблицы 6 и таблицы 8, занести в таблицу 20.

Таблица 20. Исходные данные

| Силы в зацеплении, Н | | | Делительный диаметр зубчатого колеса; $d_2$, мм | Ширина венца зубчатого колеса; $b_2$, мм | Вращающий момент на валу колеса; $M_2$, Н·м |
|---|---|---|---|---|---|
| $F_{t2}$ | $F_{r2}$ | $F_{a2}$ | | | |
| | | | | | |

**Методические указания**

*Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5)*

1 Проектировочный расчет вала

1.1 Выбираем материал вала

Для изготовления вала принимаем сталь 45 с $[\tau_к] = 20$ МПа; . $[\sigma_{-1и}]= 65$ МПа.

1.2 Определяем диаметр выходного конца вала из расчета на кручение, $d_B$, мм:

$$d_B \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2}{0{,}2 \cdot [\tau_к]}}, \quad (11.1)$$

где $M_2$ - вращающий момент на валу колеса, Н·м.

округляем значение диаметра до ближайшего большего стандартного: 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85.

1.3 Определяем диаметр вала в местах расположения подшипников, $d_П$, мм:

$d_П = d_B + 2 \cdot t$, (11.2)

где $t$ — высота заплечика подшипника, выбирается из таблицы 21.

$d_B$ - диаметр выходного конца вала из расчета на кручение, мм.

*Расчетное значение $d_П$ округляют до ближайшего большего числа делящегося на «5».*

1.4 Определяем диаметр вала в месте установки зубчатого колеса, $d_К$, мм:

$d_К = d_П + 3 \cdot r$, (11.3)

где $r$ — координата фаски подшипника, выбирается по таблице 21.

1.5 Определяем длину посадочного конца вала под звездочку, $l_{МТ}$, мм:

$l_{МТ} = 1{,}5 \cdot d_B$ (11.4)

где $d_B$ - диаметр выходного конца вала из расчета на кручение, мм.

1.6 Определяем длину промежуточного участка тихоходного вала, $l_{КТ}$, мм:

$l_{КТ} = 1{,}2 \cdot d_П$ (11.5)

где $d_П$ - диаметр вала в местах расположения подшипников, мм;

1.7 Определяем диаметр наружной резьбы конического конца вала, $d_р$, мм:

$d_р = 0{,}9 \cdot [d_B - 0{,}1\, l_{МТ}]$, (11.6)

где $d_B$ - диаметр выходного конца вала из расчета на кручение, мм.

Примечание: Входной и выходной валы редукторов имеют цилиндрические или конические консольные участки для установки полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес. Размеры консольных участков стандартизированы:

ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические»;

ГОСТ12081-72 «Концы валов конические».

Таблица 21. Справочные параметры для конструирования вала.

| Параметры | Значения, мм | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $d_B$ | 17-23 | 24-31 | 32-39 | 40-44 | 45-51 | 52-59 | 60-66 | 67-79 | 80-89 | 90-95 |
| $t_{цил}$ | 3,0 | 3.5 | 3,5 | 3,5 | 4,0 | 4,5 | 4,6 | 5,1 | 5,6 | 5,6 |
| $t_{кон}$ | 1,5 | 1,8 | 2,0 | 2,3 | 2,3 | 2,5 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,9 |
| $r$ | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 2,5 | 3,0 | 3,0 | 3,5 | 3,5 | 2,7 | 4,0 |

1.8 Эскизная разработка конструкции вала и оценка его размеров по чертежам рис. 8, рис. 9, *а*. Конструктивно назначаем: $l_1$ , $l_2$ , $l_3$:

$l_2 = l_3 = b_2/2 + (20…30)$ (11.7)

$l_1 = l_2 + (10…20)$ (11.8)

2 Проверочный расчет вала (рис. 9)

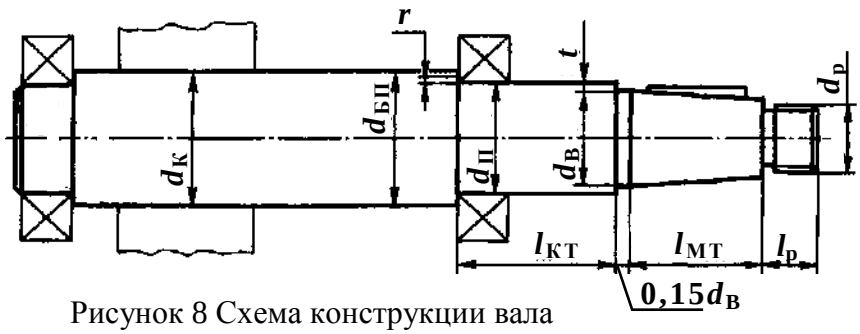



Рисунок 8 Схема конструкции вала

2.1 Определяем силу, действующую на вал со стороны цепной передачи, $F_A$, Н:

$F_A = F_{цеп} = 125 \cdot \sqrt{M_2}$ , (11.9)

где $M_2$ - вращающий момент на валу колеса, Н·м.

2.2 Силу $F_A$, с которой цепная передача действует на вал, раскладываем на составляющие в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 9, б)

$F_{Ay} = F_A \cdot \sin\Theta = F_A \cdot \sin 30^\circ$; (11.10)

$F_{Ax} = F_A \cdot \cos\Theta = F_A \cdot \cos 30^\circ$ (11.11)

2.3 Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях[3] вала и строим эпюру в вертикальной плоскости (рис. 9, в)

определяем реакции опор, Н:

$\sum M_Б = 0;\ F_{Ay} \cdot l_1 + F_t \cdot l_2 - R_{Гy}(l_2 + l_3) = 0;$ (11.12)

$R_{Гy} = (F_{Ay} \cdot l_1 + F_t \cdot l_2)/(l_2 + l_3);$

$\sum M_Г = 0;\ F_{Ay}(l_1 + l_2 + l_3) - R_{Бy}(l_2 + l_3) - F_t \cdot l_3 = 0;$ (11.13)

$R_{Бy} = [F_{Ay}(l_1 + l_2 + l_3) - F_t \cdot l_3]/(l_2 + l_3)$

[3] В соответствии с формой вала предположительно *опасными* являются сечения вала, в которых имеются концентраторы напряжений: I-I – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал; II-II – канавка для выхода шлифовального круга; III-III – шпоночный паз.

определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м:

точка Б, сеч. I-I, справа, $M_{хБ} = F_{Ау} \cdot l_1$ (11.14)

точка В, сеч. III-III, справа, $M_{хВ} = F_{Ау} \cdot (l_1 + l_2) - R_{Бу} \cdot l_2$ (11.15)

точка В, сеч. III-III, слева, $M_{хВ} = R_{Гу} \cdot l_3$ (11.16)

2.4 Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях вала и строим эпюру в горизонтальной плоскости (рис. 9, г):

определяем реакции опор, Н:

$\sum M_Б = 0;\ F_{Ах} \cdot l_1 - F_r \cdot l_2 - F_a \cdot d_2/2 - R_{Гх}(l_2 + l_3) = 0;$ (11.17)

$R_{Гх} = (F_{Ах} \cdot l_1 - F_r \cdot l_2 - F_a \cdot d_2/2)/(l_2 + l_3)$

$\sum M_Г = 0;\ F_{Ах}(l_1 + l_2 + l_3) - R_{Бх}(l_2 + l_3) + F_r \cdot l_3 - F_a \cdot d_2/2 = 0;$ (11.18)

$R_{Бх} = [F_{Ах} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_r \cdot l_3 + F_a \cdot d_2/2]/(l_2 + l_3)$

2.5 Определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м:

точка Б, сеч. I-I, справа, $M_{уБ} = F_{Ах} \cdot l_1$ (11.19)

точка В, сеч. III-III, справа, $M_{уВ} = F_{Ах} \cdot (l_1 + l_2) - R_{Бх} \cdot l_2$ (11.20)

точка В, сеч. III-III, слева, $M_{уВ} = R_{Гх} \cdot l_3$ (11.21)

2.6 Определяем крутящие моменты, Н·м, в опасных сечениях (рис. 9, д):

$M_{кВ} = M_{кБ} = M_{кА} = M_2$ (11.22)

2.7 Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке Б, Н·м:

$$M_{экв\,III\,Б} = \sqrt{M_{хБ}^2 + M_{уБ}^2 + M_{кБ}^2} \quad (11.23)$$

2.8 Определяем диаметр посадочного места под подшипник, $d_{рБ}$, мм из упрощенного проверочного расчета вала на усталость:

$$d_{рБ} = \sqrt[3]{\frac{M_{экв\,III\,Б}}{0{,}1 \cdot [\sigma_{-1u}]}} \quad (11.24)$$

Сравниваем расчетный диаметр посадочного места под подшипник (см. п. 2.6) с принятым из конструктивных рекомендаций (см. п. 1.3) $d_{рБ} \le d_П$[4].

2.9 Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке В, Н·м:

$$M_{экв\,III\,В} = \sqrt{M_{хВ}^2 + M_{уВ}^2 + M_{кВ}^2} \quad (11.25)$$

[4] При несоответствии неравенства прочность вала в указанном сечении не обеспечивается.

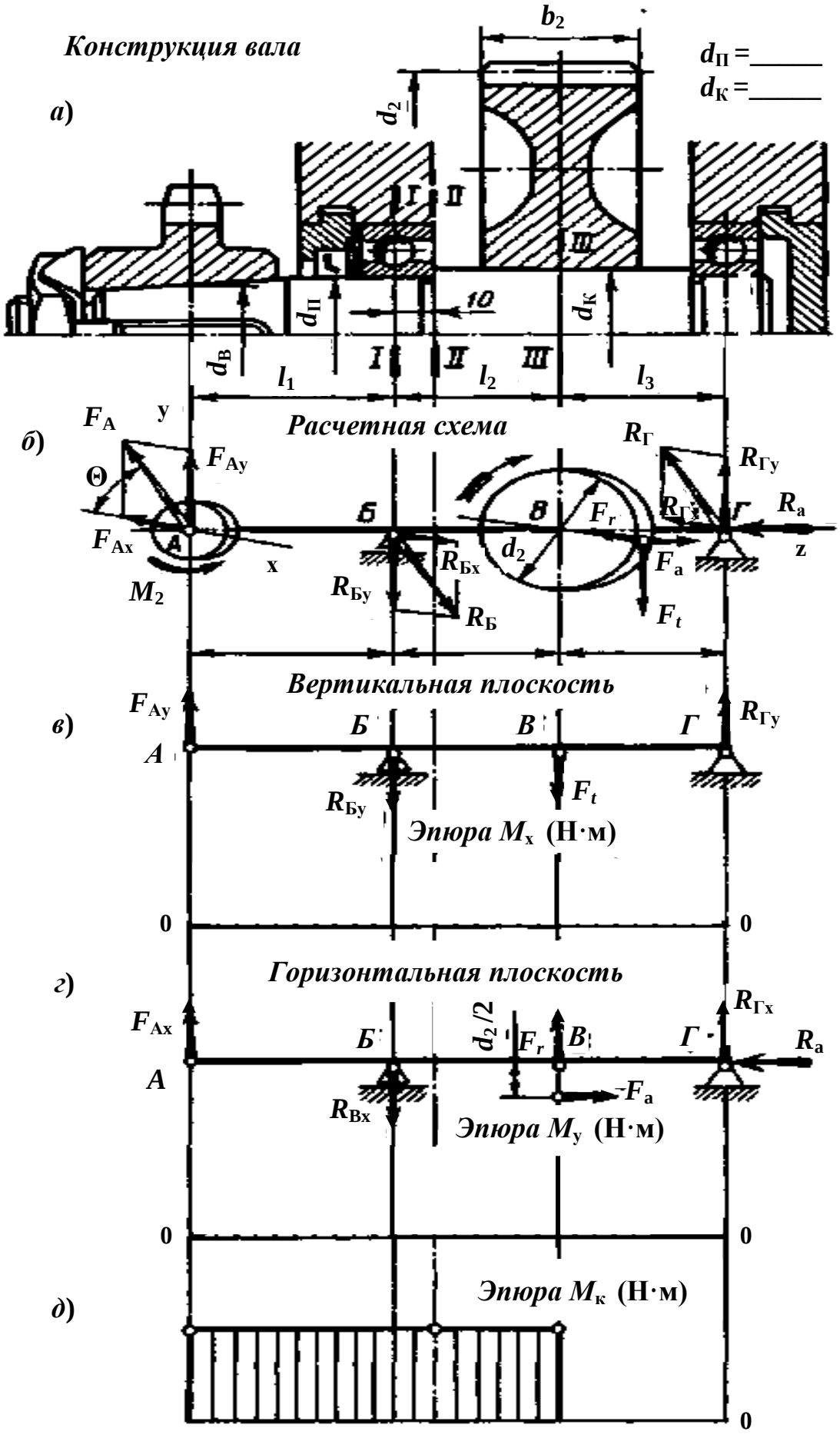



Рисунок 9. Схема к расчету вала

2.10 Определяем диаметр посадочного места под зубчатое колесо, $d_{pB}$, мм из упрощенного проверочного расчета вала на усталость:

$$d_{pB} = \sqrt[3]{\frac{M_{экв\,III\,B}}{0{,}1 \cdot [\sigma_{-1u}]}} \qquad (11.26)$$

Сравниваем расчетный диаметр посадочного места под зубчатое колесо (см. п. 2.8) с принятым из конструктивных рекомендаций (см. п. 1.4) $d_{pB} \le d_K$.

Рассчитанные параметры вала зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу 15.

Таблица 15. Параметры ведомого вала зубчатой передачи

| Параметры | Значения |
|---|---|
| Диаметр выходного конца вала, мм | $d_B$ |
| Диаметр посадочного места под подшипник, мм | $d_П$ |
| Диаметр посадочного места под зубчатое колесо, мм | $d_K$ |
| Нагрузки, действующие на подшипник, кН | $F_{a2}$ ; $R_{Бх}$ ; $R_{Гх}$; $R_{Бу}$ ; $R_{Гу}$ |

**Практическая работа № 12**

Подбор подшипников качения для валов и осей.
Проверка подшипников на долговечность.

**Цель:**

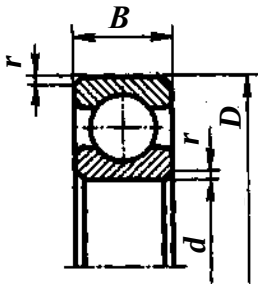
1) изучить тему «Подшипники качения и скольжения»;
2) подобрать подшипники для заданного вала.

**Задание.** Подбор подшипников для вала передачи. Подобрать подшипники качения для ведомого вала цилиндрической косозубой передачи.Требуемая долговечность подшипников $[L_{10h}]=12\cdot10^3$ часов, надежность работы – 90 %. Условия применения подшипников – обычные. Данные для расчета взять в таблиц 6, 8, 15 и занести в таблицу 16.

Таблица 16. Исходные данные

| Нагрузки, действующие на подшипники; Н | | | | | Диаметр вала под подшипник; $d_П$, мм | Частота вращения ведомого вала; $n_2$, об/мин |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $R_{Бх}$ | $R_{Бу}$ | $R_{Гх}$ | $R_{Гу}$ | $F_a$ | | |
| | | | | | | |

**Методические указания**




1. Выбор типа подшипников

По условиям компоновки и работы подшипниковых узлов и с учетом небольшой величины осевой нагрузки назначаем для обеих опор шариковый радиальный однорядный подшипник (таблица 17)

Таблица 17. Основные параметры подшипников по ГОСТ 8338-75 (выборка)

| Обозначение | Размеры, мм | | | | Грузоподъемность, кН | | Обозначение | Размеры, мм | | | | Грузоподъемность, кН | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | *d* | *D* | *B* | *r* | $C_r$ | $C_{or}$ | | *d* | *D* | *B* | *r* | $C_r$ | $C_{or}$ |
| 204 | 20 | 47 | 14 | 1,5 | 12,7 | 6,2 | 210 | 50 | 90 | 20 | 2 | 35,1 | 19,8 |
| 205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 14,0 | 6,95 | 211 | 55 | 100 | 21 | 2,5 | 43,6 | 25,0 |
| 206 | 30 | 62 | 16 | 1,5 | 19,5 | 10,0 | 212 | 60 | 110 | 22 | 2,5 | 52,0 | 31,0 |
| 207 | 35 | 72 | 17 | 2 | 25,5 | 13,7 | 213 | 65 | 120 | 23 | 2,5 | 56,0 | 34,0 |
| 208 | 40 | 80 | 18 | 2 | 32,0 | 17,8 | 214 | 70 | 125 | 24 | 2,5 | 61,8 | 37,5 |
| 209 | 45 | 85 | 19 | 2 | 33,2 | 18,6 | 215 | 75 | 130 | 25 | 2,5 | 66,3 | 41,0 |

По таблице 17 в соответствии с посадочным диаметром на вал, где $d = d_П$, выбираем подшипник и выписываем всего характеристики. В соответствии с условиями работы и типом подшипника принимаем коэффициенты для расчета: $V = 1$; $K_Б = 1{,}3$; $K_Т = 1$; $X = 1$; $Y = 0$; $a_1 = 1$; $a_{23} = 0{,}7$.

*Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5)*

2. Определяем суммарные реакции опор вала, $R_i$, Н (см. ПР№11, рис. 9):

$$R_Б = \sqrt{R_{Бх}^2 + R_{Бу}^2}\ ;\ R_Г = \sqrt{R_{Гх}^2 + R_{Гу}^2} \qquad (12.1)$$

Далее расчет ведем по наиболее нагруженной опоре, $R_{i\,max}$, Н.

3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник, $P_r$, Н:

$$P_r = (VXR_{i\,max} + YF_a) \cdot K_Б \cdot K_Т \qquad (12.2)$$

4. Определяем скорректированную расчетную долговечность подшипника, $L_{10ah}$, час:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \qquad (12.3)$$

5. Оцениваем пригодность выбранного подшипника по соотношению $L_{10ah} \geq [L_{10h}]$; и делаем вывод[5].

**Конструирование подшипникового узла (рисунок 11)**

Схема установки подшипников — «враспор» — вал зафиксирован в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении.

В конструкции редуктора (рис. 11) применены закладные крышки, регулирование радиальных подшипников выполнено установкой компенсаторного кольца, установленного между торцами наружного кольца подшипника и крышки. Для удобства сборки компенсаторное кольцо нужно устанавливать со стороны глухой крышки подшипника. При установке радиальных шарикоподшипников между торцом наружного кольца подшипника и торцом крышки подшипника оставляют зазор $a$=0,2…0,5 мм для компенсации тепловых деформаций.

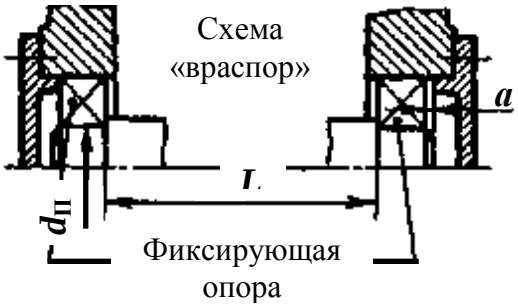



Рисунок 10 Схема осевого фиксирования вала

Зазор оставляют со стороны крышки имеющей отверстие для выходного конца вала. Этот зазор на чертежах сборочных единиц не показывают. Для смазывания зубчатой передачи предусмотрена картерная смазка. При картерном смазывании зубчатой передачи подшипники смазывают брызгами масла, стекающими с колес, валов и со стенок корпуса. Для смазывания выбираем индустриальное масло по таблицам 18 и 19.

Таблица 18.

| Контактное напряжение $\sigma_H = [\sigma_H]$, МПа | Рекомендуемая кинематическая вязкость масла, мм$^2$/с; при окружной скорости колес, м/с | | |
|---|---|---|---|
| | До 2 | 2…5 | Свыше 5 |
| Для зубчатых передач работающих при 40 ºС | | | |
| До 600 | 34 | 28 | 22 |
| 600…1000 | 60 | 50 | 40 |

Таблица 19.

| Марка масла | Кинематическая вязкость, мм$^2$/с (табл. 18) |
|---|---|
| Для зубчатых передач работающих при 40 ºС | |
| И-Л-А-22 | 19…25 |
| И-Г-А-32 | 29…35 |
| И-Г-А-46 | 41…51 |
| И-Г-А-68 | 61…75 |

Для предупреждения вытекания смазочного масла, а также для защиты от загрязнения извне, подшипниковые узлы снабжают уплотнительными устройствами — манжетами.

Примечания:

Чертеж схемы подшипникового узла ведомого вала зубчатой передачи вычерчивается в соответствии с рис. 9. Общий вид редуктора представлен на рис. 11. На чертеже указать наименование деталей, входящих в конструкцию подшипникового узла ведомого вала зубчатой передачи. К стандартным деталям относятся: подшипник, компенсаторное кольцо, гайка, шайба, манжета, шпонка.

[5] В выводе необходимо написать соблюдается ли условие пригодности. При несоответствии перерасчет не проводить.

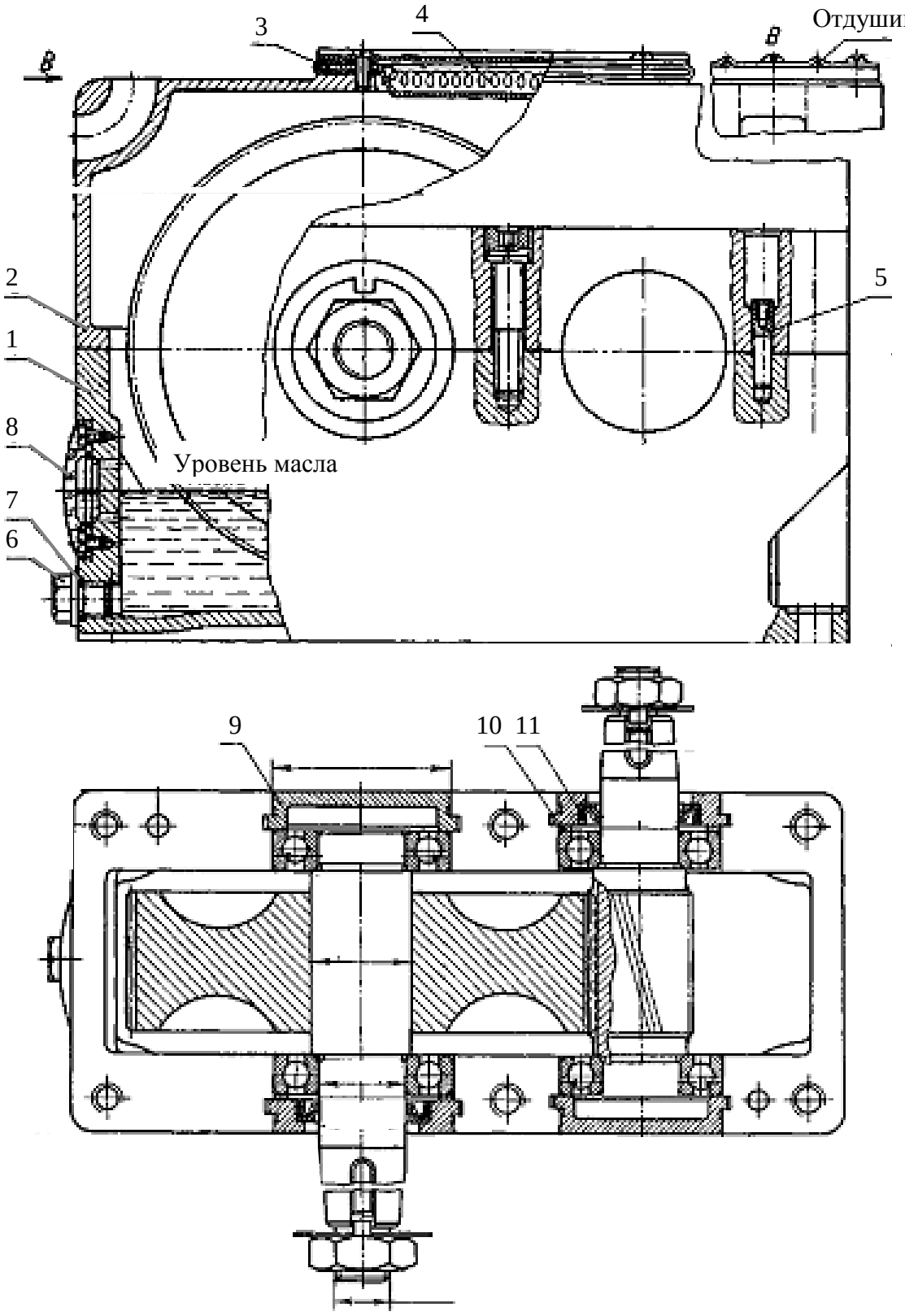



Рисунок 11. Редуктор цилиндрический одноступенчатый:

1 — корпус; 2 — крышка корпуса; 3 — крышка смотрового люка с отдушиной, окантованная с двух сторон вулканизированной резиной; 4 — фильтр из тонкой проволоки; 5 — установочный штифт конический; 6 — пробка маслослива;
7 — уплотняющая прокладка (кольцо); 8 — маслоуказатель; 9 — крышка подшипника закладная; 10 — компенсаторное кольцо (пружинное); 11 — манжетное уплотнение.

**Практическая работа №13**

Подбор и расчет муфт

**Цель:**

1) изучить тему «Подбор расчет муфт»;

2) рассчитать основные параметры муфты.

**Задание.** Пользуясь таблицами 19, 20, подобрать муфту МУВП, если диаметр вала, на котором она установлена,$d$; вал вращается с угловой скоростью $w$ и передает мощность $P$. Допускаемое для резиновых втулок принять $[p] = 2\text{МПа}$. Данные своего варианта взять из таблицы 21.

Таблица 21. Исходные данные

| Вариант | $d$, мм | $w$, рад/с | $P$, кВт |
|---|---|---|---|
| 1 | 9 | 120 | 25 |
| 2 | 10 | 110 | 24 |
| 3 | 11 | 100 | 23 |
| 4 | 12 | 90 | 22 |
| 5 | 14 | 80 | 21 |
| 6 | 16 | 120 | 20 |
| 7 | 18 | 110 | 19 |
| 8 | 20 | 100 | 18 |
| 9 | 22 | 90 | 17 |
| 10 | 25 | 80 | 16 |
| 11 | 28 | 120 | 15 |
| 12 | 30 | 110 | 14 |
| 13 | 32 | 100 | 13 |
| 14 | 35 | 90 | 12 |
| 15 | 36 | 80 | 11 |

| Вариант | $d$, мм | $w$, рад/с | $P$, кВт |
|---|---|---|---|
| 16 | 38 | 120 | 10 |
| 17 | 40 | 110 | 9 |
| 18 | 42 | 100 | 8 |
| 19 | 45 | 90 | 7 |
| 20 | 48 | 80 | 15 |
| 21 | 50 | 120 | 14 |
| 22 | 55 | 110 | 13 |
| 23 | 60 | 100 | 12 |
| 24 | 65 | 90 | 11 |
| 25 | 70 | 80 | 10 |
| 26 | 75 | 120 | 9 |
| 27 | 80 | 110 | 8 |
| 28 | 85 | 100 | 7 |
| 29 | 90 | 90 | 6 |
| 30 | 95 | 80 | 5 |

**Методические указания**

Муфты упругие втулочно – пальцевые (МУВП) общего назначения (рис. 12) применяются для передачи вращающих моментов со смягчением ударов с помощью упругих резиновых втулок, надеваемых на пальцы. Они получили широкое распространение, особенно в передачах от электродвигателей.

Полумуфты насаживают на концы валов с натягом с использованием призматических шпонок. В одной полумуфте на конических хвостовиках закрепляют пальцы с надетыми на них резиновыми втулками. Эти резиновые втулки входят в цилиндрические расточки другой полумуфты. Вследствие деформирования резиновых втулок при передаче момента смягчаются толчки и удары, но амортизирующая способность муфты незначительна. Муфта компенсирует смещения радиальные (0,3…0,6 мм), угловые (до 1°) и осевые. Материал полумуфт – чугун СЧ 20; для быстроходных муфт применяются поковки из стали 30 или стальное литье; пальцы – из нормализованной стали 45, а втулки – из специальной резины.

Для уменьшения износа ограничивают среднее контактное давление p пальца на втулку:

$$p = \frac{2M_{\text{кр.р}}}{zD_m d_{\text{п}} l} \le [p] \qquad (13.1)$$

где $D_m$ – диаметр окружности, на которой расположены пальцы, мм;

$z$ – число пальцев;

$l$– длина упругого элемента, мм;

$d_{\text{п}}$ – диаметр пальца, мм;

$[p]$– допускаемое давление для резиновых втулок, обычно$[p] = 2\text{МПа}$.

Расчет муфт ведут не по номинальному, а по расчетному крутящему моменту $M_{кр.р}$:

$$M_{кр.р} = kM_{ном} \quad (13.2)$$

$$M_{ном} = \frac{P}{w} \quad (13.3)$$

где $k = 1 \ldots 6$ – коэффициент перегрузки;

$M_{ном}$ – номинальный момент на валу, Нм;

$P$ – мощность, Вт;

$w$ – угловая скорость, рад/с.

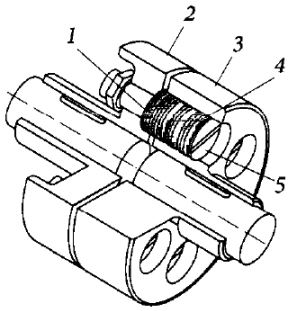



Рисунок 12. Упругая втулочно – пальцевая муфта: 1 – резиновые кольца; 2, 3 – фланцы (полумуфты); 4 – гофрированные резиновые втулки; 5 – пальцы.

В таблицах 20,21 приведены основные параметры и размеры втулочно – пальцевых муфт.

По стандарту предусматривается выполнение муфт с одним и тем же наружным диаметром D при разных диаметрах d расточек полумуфт. Поэтому с помощью втулочно – пальцевых муфт в технически обоснованных случаях допускается соединение валов разных диаметров.

При соединении валов разных диаметров муфту выбирают по наибольшему диаметру вала. Полумуфта с меньшим диаметром расточки выполняется с укороченной длиной и уменьшенным диаметром ступицы (1,6…1,8 диаметра расточки).

Таблица 20. Основные параметры и размеры втулочно-пальцевых муфт

| $d$ или $d_1$, мм | | $T_р$, Н·м | $D$, мм, не более | $l$, мм | | | | $L$, мм, не более | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | тип | | | | | | | |
| 1-й ряд | 2-й ряд | | | 1-й | | 2-й | | 1-й | | 2-й | |
| | | | | исполнение | | | | | | | |
| | | | | 1 | 2 | 1 | 2 | 1 | 2 | 1 | 2 |
| 9 | — | 6,3 | 71 | 20 | — | 13 | — | 43 | — | 43 | — |
| 10; 11 | — | | | 23 | 20 | 16 | — | 49 | 43 | 49 | — |
| 12; 14 | — | 16 | 75 | 30 | 25 | 20 | — | 63 | 53 | 63 | — |
| 16 | — | | | 40 | 28 | 30 | 18 | 83 | 59 | 83 | 59 |
| 16; 18 | 19 | 31,5 | 90 | 40 | 28 | 30 | 18 | 84 | 60 | 84 | 60 |
| 20; 22 | 24 | 63 | 100 | 50 | 36 | 38 | 24 | 104 | 76 | 104 | 76 |
| 25; 28 | — | 125 | 120 | 60 | 42 | 44 | 26 | 125 | 89 | 125 | 89 |
| — | 30 | | | 80 | 58 | 60 | 38 | 165 | 121 | 165 | 121 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 32; 36 | 35; 38 | 250 | 140 | 80 | 58 | 60 | 38 | 165 | 121 | 165 | 121 |
| 40; 45 | 42 | | | 110 | 82 | 85 | 56 | 225 | 169 | 225 | 169 |
| 40; 45 | 42 | 500 | 170 | 110 | 82 | 85 | 56 | 225 | 169 | 225 | 169 |
| 45; 50; 56 | 48; 55 | 710 | 190 | 110 | 82 | 85 | 56 | 226 | 170 | 226 | 170 |
| 50; 56 | 55 | 1000 | 220 | 110 | 82 | 85 | 56 | 226 | 170 | 226 | 170 |
| 63 | 60; 65; 70 | | | 140 | 105 | 107 | 72 | 286 | 216 | 286 | 216 |
| 63; 71 | 65; 70; 75 | 2000 | 250 | 140 | 105 | 107 | 72 | 288 | 218 | 288 | 218 |
| 80; 90 | 85 | | | 170 | 130 | 135 | 95 | 348 | 268 | 348 | 268 |
| 80; 90 | 85; 95 | 4000 | 320 | 170 | 130 | 135 | 95 | 350 | 270 | 350 | 270 |
| 100; 110; 125 | 120 | 8000 | 400 | 210 | 165 | 170 | 125 | 432 | 342 | 432 | 342 |
| 125 | 120 | 16000 | 500 | 210 | 165 | 170 | 125 | 435 | 345 | 435 | 345 |
| 140 | 130; 150 | | | 250 | 200 | 205 | 155 | 515 | 415 | 515 | 415 |
| 160 | — | | | 300 | 240 | 245 | 185 | 615 | 495 | 615 | 495 |

Таблица 21. Основные параметры и размеры втулочно-пальцевых муфт

| $d$ или $d_1$ | $D_0$ | $d_{ст}$ | $l_1$ | $l_2$ | $c$ | Пальцы | | | | Втулки | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | $d_п$ | $l_п$ | резьба | $z$ | $d_{вт}$ | $l_{вт}$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 9; 10; 11 | 50 | 20 | 10 | 12 | 1...2 | 8 | 11 | М6 | 4 | 14 | 9 |
| 12; 14 | 55 | 25 | 12 | 18 | 1...3 | 10 | 16 | М6 | 4 | 16 | 12 |
| 16; 18 | 58 | 30 | 15 | 22 | 1...4 | 10 | 19 | М8 | 4 | 19 | 15 |
| 20; 22 | 68 | 40 | 15 | 22 | 1...4 | 10 | 19 | М8 | 6 | 19 | 15 |
| 25; 28 | 84 | 52 | 20 | 35 | 1...5 | 14 | 33 | М10 | 4 | 27 | 28 |
| 30; 32; 35; 36; 38 | 100 | 70 | 20 | 35 | 1...5 | 14 | 33 | М10 | 6 | 27 | 28 |
| 40; 42; 45 | 120 | 80 | 25 | 45 | 2...6 | 18 | 42 | М12 | 6 | 35 | 36 |
| 48; 50; 55 | 140 | 100 | 25 | 45 | 2...6 | 18 | 42 | М12 | 8 | 35 | 36 |
| 60; 65 | 170 | 120 | 25 | 45 | 2...6 | 18 | 42 | М12 | 10 | 35 | 36 |
| 70; 75 | 190 | 135 | 30 | 55 | 2...8 | 24 | 52 | М16 | 10 | 45 | 44 |
| 80; 85; 90; 95 | 242 | 175 | 35 | 70 | 2...10 | 30 | 66 | М24 | 10 | 56 | 56 |
| 100; 110; 120 | 300 | 220 | 40 | 90 | 2...12 | 38 | 84 | М30 | 10 | 70 | 72 |
| 125; 130; 140; 150 | 380 | 265 | 55 | 110 | 2...15 | 45 | 103 | М36 | 10 | 86 | 88 |

*Пример решения задачи*

Подобрать упругую втулочно – пальцевую муфту. Муфта установлена на ведущем валу редуктора диаметром $d = 36$ мм, вращающегося с угловой скоростью $w = 90$ рад/с и передающего мощность $P = 17$ кВт. Допускаемое давление для резиновых втулок $[p] = 2$МПа.

*Решение.*

По таблицам 19, 20 выбираем муфту МУВП для диаметра $d = 36$ мм со следующими параметрами: номинальный передаваемый момент $[\mathrm{M}_{кр.р}] = 250$ Нм; максимальная частота вращения $[n_{max}] = 3780$ мин$^{-1}$; наружный диаметр муфты $D = 140$ мм; длина пальца $l = 33$ мм; диаметр пальца $d_п = 14$ мм; число пальцев $z = 6$.

Находим расчетный крутящий момент на муфте:

$$\mathrm{M}_{кр.р} = k\mathrm{M}_{кр} = \frac{kP}{w} = 1{,}3 \cdot \frac{17 \cdot 10^3}{90} = 245 \text{ Нм}$$

Диаметр окружности расположения пальцев:

$D_1 \approx (0{,}7 \dots 0{,}8)D = (0{,}7 \dots 0{,}8) \cdot 140 = 100$ мм

Контактное давление пальца на втулку:

$$p = \frac{2M_{кр.р}}{zD_m d_п l} = \frac{2 \cdot 245 \cdot 10^3}{6 \cdot 100 \cdot 14 \cdot 33} = \frac{490000}{277200} = 1{,}76 \text{ МПа} \le [p] = 2 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

**Практическая работа №14**

Расчет соединений с натягом. Выбор стандартной посадки

**Цель:**

1) изучить тему «Соединения с натягом»;

2) рассчитать основные параметры и подобрать шпоночное соеинение.

**Задание.** Расчет шпоночных соединений. Выбрать тип стандартных шпоночных соединений для ведомого вала цилиндрической косозубой передачи с зубчатым колесом и звездочкой; подобрать размеры шпонок.

Исходные данные взять из таблицы 14 и таблицы 16:

Диаметр посадочного места под зубчатое колесо; $d_K$ , мм

Диаметр выходного конца вал; $d_B$ , мм

Вращающий момент на ведомом валу; $M_2$ , Н·м

Эквивалентный момент (см. ПР№11, п. 2.7); $M_{\text{экв III}B}$ , Н·м

Допускаемое напряжение смятия, $[\sigma]_{см}$ =150 МПа.

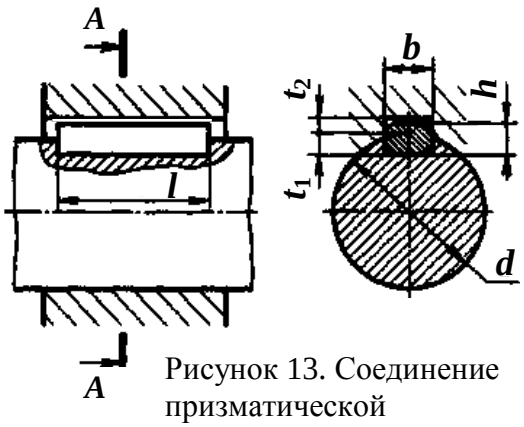



Рисунок 13. Соединение призматической

**Методические указания**

1.1 Выбор типа соединения

При конструировании нескольких шпоночных пазов на одном валу их располагают на одной образующей. Для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые по сечению шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра. Для соединений принимаем призматические шпонки (рисунок 13, таблица 22)

Таблица 22. Шпонки призматические ГОСТ 23360-78 (выборка)

| Диаметр вала, *d*, мм | Сечение шпонки, | | Глубина паза, мм | | Диаметр вала, d, мм | Сечение шпонки, | | Глубина паза, мм | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | b | h | вала, $t_1$ | ступицы, $t_2$ | | b | h | вала, $t_1$ | ступицы, $t_2$ |
| | мм | | | | | мм | | | |
| От 12 до 17 | 5 | 5 | 3 | 2,3 | ıı 38 ıı 44 | 12 | 8 | 5 | 3,3 |
| ıı 17 ıı 22 | 6 | 6 | 3,5 | 2,8 | ıı 44 ıı 50 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 |
| ıı 22 ıı 30 | 8 | 7 | 4 | 3,3 | ıı 50 ıı 58 | 16 | 10 | 6 | 4,3 |
| ıı 30 ıı 38 | 10 | 8 | 5 | 3,3 | ıı 58 ıı 65 | 18 | 11 | 7 | 4,4 |

Примечание. Длину призматической шпонки выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140.

Выбрали шпонку и выписываем параметры: $b$ ; $h$; $t_1$ ; $t_2$ .

*Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5)*

1.2 Определяем длину шпонки для соединения вала со звездочкой, $l_{p1}$, мм:

$$l_{p1} = \frac{2000 \cdot M_2}{d_B \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{см}} \quad (14.1)$$

с учетом конструктивного исполнения шпонки[6] определяем $l_1$, мм.

1.3 Определяем длину шпонки для соединения вала с зубчатым колесом, $l_{p2}$, мм:

$$l_{p2} = \frac{2000 \cdot M_2}{d_K \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{см}} \quad (14.2)$$

с учетом конструктивного исполнения шпонки определяем $l_2$ , мм.

*2 Расчет штифта предохранительной муфты* (рисунок 14)

***Определить диаметр срезного штифта предохранительной муфты***

Исходные данные: предаваемый муфтой вращающий момент; $M_Б$ , Н·м,
число штифтов – z=1,
материал штифта – сталь 45 с $\tau_в$ = 390 МПа,
радиус расположения оси штифта; $R$ = 45 мм.

2.1 Определяем предельный вращающий момент, передаваемый при нормальной работе муфты, $M_{пред}$, Н·м:

$$M_{пред} = 1{,}25 \cdot M_Б, \quad (14.3)$$

где $M_Б$ - предаваемый муфтой вращающий момент, Н·м,

2.2 Определяем диаметр штифта из расчета на срез, $d_ш$, мм:

$$d_ш \geq \sqrt{\frac{4000 \cdot M_{пред}}{\pi \cdot \tau_B \cdot z \cdot R}} \quad (14.4)$$

принимаем штифт диаметром $d_ш$ , мм.

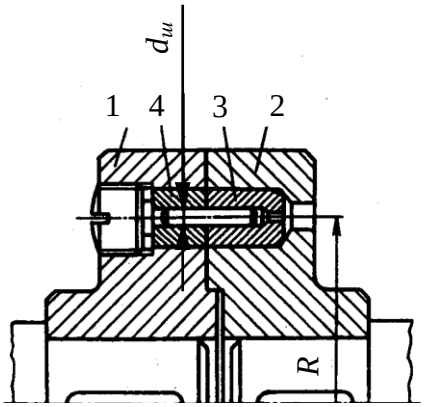



Рисунок 14.
Предохранительная
дисковая муфта со срезным
штифтом: 1, 2 – полумуфты;

[6] ГОСТ 23360-78 предусматривает по форме торцов призматические шпонки трех исполнений: А – со скругленными торцами $l = l_р + b$; В – с плоскими торцами $l = l_р$; С – с 1 скругленным торцом $l = l_р + b/2$.

**Практическая работа № 15**

Расчет на прочность резьбовых соединений

**Цель:**

1) изучить тему «Резьбовые соединения»;

2) рассчитать основные параметры и подобрать болтовое соединение.

**Задание.** Стальные полосы соединены с помощью двух болтов, поставленных в отверстия с зазором, и нагружены постоянной силой F (рисунок 15).

Материал болтов – сталь, класс прочности.

Затяжка неконтролируемая.

Определить резьбу болтов.

Исходные данные взять из таблицы 23.

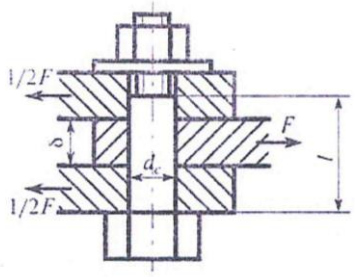



Рисунок 15. Схема для расчета болтового соединения, нагруженного сдвигающей силой F

Таблица 23. Исходные данные

| Вариант | F, кН | Сталь | Марка стали | Класс прочности |
|---|---|---|---|---|
| 1/11/21 | 2,5 | Углеродистая | 20 | 4,6 |
| 2/12/22 | 2,6 | Легированная | 30 | 5,6 |
| 3/13/23 | 2,7 | Углеродистая | 45 | 5,6 |
| 4/14/24 | 2,8 | Легированная | 20 | 4,6 |
| 5/15/25 | 2,9 | Углеродистая | 30 | 4,6 |
| 6/16/26 | 2,5 | Легированная | 30 | 5,6 |
| 7/17/27 | 2,6 | Углеродистая | 45 | 4,6 |
| 8/18/28 | 2,7 | Легированная | 20 | 4,6 |
| 9/19/29 | 2,8 | Углеродистая | 30 | 4,6 |
| 10/20/30 | 2,9 | Углеродистая | 30 | 4,6 |

**Методические указания**

1. Для болтового соединения с неконтролируемой затяжкой по таблице 24 принимаем $[s]_T$, в предположении, что диаметр резьбы находится в выбранном интервале.

Таблица 24. Значения коэффициента запаса прочности $[s]_T$ при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой

| Сталь | Значения коэффициента запаса прочности $[s]_T$ при d, мм | | |
|---|---|---|---|
| | 6…16 | 16…30 | 30…60 |
| Углеродистая | 5…4 | 4…2,5 | 2,5…1,6 |
| Легированная | 6…5 | 5…3,3 | 3,3…3,0 |

2. Определяем предел текучести $\sigma_т$, Н/мм$^2$ по таблице 25.

Таблица 25. Классы точности и марки стали для болтов, винтов, шпилек и гаек (выборка)

| Класс прочности | Временное сопротивление $\sigma_в$, Н/мм$^2$ | Предел текучести $\sigma_т$, Н/мм$^2$ | Марка стали | |
|---|---|---|---|---|
| | | | болта | гайки |
| 4.6 | 400 | 240 | 20 | Ст3кп |
| 5.6 | 500 | 300 | 30, 45 | 10, 10кп |
| 6.8 | 600 | 480 | 45, 40Г | 20, 20кп, 35 |
| 10.9 | 1000 | 900 | 30ХГСА | 16ХСН |

3. Определяем допускаемое напряжение растяжения $[\sigma]_p$, МПа:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s]_T} \quad (15.1)$$

4. Принимаем коэффициент запаса по сдвигу К=1,6 и коэффициент трения $f$=0,16. Число стыков i=2 (рисунок 15).

5. Необходимая сила затяжки болта $F_0$, кН:

$$F_0 = \frac{K \cdot F}{i \cdot f \cdot z} \quad (15.2)$$

6. Определяем расчетную силу $F_{расч}$, кН:

$$F_{расч} = 1{,}3F_0 \quad (15.3)$$

7. Минимально допустимое значение расчетного диаметра резьбы:

$$d'_p \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma]_P}} \quad (15.4)$$

8. По таблице 26 принимает резьбу с шагом *p*, для которой определяем $d_2$, $d_3$.

Таблица 26. Резьба метрическая (выборка)

| Номинальный диаметр резьбы d, мм | Резьба с крупным шагом | | |
|---|---|---|---|
| | шаг p | средний диаметр $d_2$ | внутренний диаметр $d_3$ винта по дну впадины |
| 10 | 1,50 | 9,026 | 8,160 |
| 12 | 1,75 | 10,863 | 9,853 |
| 16 | 2,00 | 14,701 | 13,546 |
| 20 | 2,50 | 18,376 | 16,933 |
| 24 | 3,00 | 22,051 | 20,319 |

9. По формуле $d_p=(d_2+d_3)/2$ (15.5)

10. Делаем вывод о пригодности\непригодности выбранного болта

## Информационное обеспечение обучения

**Основные источники:**

1. Куклин, Н.Г. Детали машин [Электронный ресурс]: учебник / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. Житков. - 9-е изд., перераб. и доп. - М.: КУРС: ИНФРА-М, 2015. - 512 с. - Режим доступа: http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=496882 (ЭБС Znanium)
2. Олофинская, В.П. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания [Текст]: учебное пособие/ В.П. Олофинская. - Москва: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2013.- 240 с.

**Дополнительные источники**

1. Смелягин, А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование [Электронный ресурс]: учебное пособие / А.И. Смелягин. - М.: ИНФРА-М, 2014. - 263 с. – Режим доступа: http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=389906 (ЭБС Znanium).
2. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и машин. [Текст]: учебник и практикум для СПО / Г.А. Тимовеев. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Юрайт, 2016. – 429с.
3. Хруничева, Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность [Электронный ресурс]: учебное пособие / Т.В. Хруничева. - М.: ИД ФОРУМ: ИНФРА-М, 2014. - 224 с. – Режим доступа: http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=417970 (ЭБС Znanium).
4. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин [Электронный ресурс]: учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2014. - 414 с. – Режим доступа: http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=429967 (ЭБС Znanium).

**Интернет-ресурсы:**

1. http://znanium.com
2. http://e.lanbook.com