

Министерство образования и науки Российской Федерации  
**Муромский институт (филиал)**  
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования  
**«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»  
(МИ ВлГУ)**

**Отделение среднего профессионального образования**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ  
ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
«ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА»**

**Часть 1. Прикладная механика**

для студентов специальности 15.02.08 Технология машиностроения

Составители: Малясов В.В.  
Зелинский В.В.

Муром 2017 г.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1. СТРУКТУРА И КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ .....	4
1.1. Вопросы для самопроверки .....	4
1.2. Задачи .....	5
1.3. Пример решения .....	8
1.4. Контрольные задания .....	10
2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ .....	14
2.1. Вопросы для самопроверки .....	14
2.2. Задачи .....	15
2.3. Пример решения .....	19
2.4. Контрольные задания .....	21
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНЕРЦИОННЫХ УСИЛИЙ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ .....	27
3.1. Вопросы для самопроверки .....	27
3.2. Задачи .....	28
3.3. Пример решения .....	29
3.4. Контрольные задания .....	34
4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН .....	38
4.1. Пример синтеза передаточного механизма .....	42
5. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ. ЗАДАНИЯ .....	47
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	68

## **ВВЕДЕНИЕ**

Представлены методические указания для практических занятий, выполнения расчётно-графической работы и по курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов и машин».

Цель данной методической разработки – изучение и практическое применение инженерных методов анализа и синтеза рычажных и зубчатых механизмов.

Представлены 5 заданий по 10 вариантам для каждого по следующим разделам:

- структурный анализ рычажных механизмов;
- кинематический анализ рычажных механизмов;
- динамический анализ механизмов;
- кинематический анализ зубчатых механизмов;
- синтез механизмов.

Выполнение заданий предусматривает проработку теоретических положений по характерным темам и ответы на вопросы для самопроверки

Методические указания содержат необходимые уравнения и соотношения для реализации алгоритмов расчёта. Представлены примеры проектирования механизмов, которые иллюстрируются необходимыми схемами.

# 1. СТРУКТУРА И КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ

Для того чтобы умело решать задачи по любому разделу прикладной механики, необходимо достаточно свободно разбираться в теории. Поэтому, приступая к решению задач, проверьте свои теоретические знания по следующим вопросам для самопроверки.

## 1.1. Вопросы для самопроверки

1. Что такое кинематическая пара, звено, элемент кинематической пары, условия связи в кинематических парах?
2. Что такое степень свободы?
3. Как определить класс пары?
4. Приведите примеры пар всех классов?
5. Чем отличаются друг от друга пространственные пары низшего и высшего классов? Плоские?
6. Что такое кинематическая цепь?
7. Какие виды кинематических цепей вам известны?
8. Какие кинематические цепи (замкнутые или незамкнутые) чаще используются в механизме?
9. Как определить степень подвижности пространственной и плоской кинематической цепи?
10. В чём отличие степени подвижности от степени свободы?
11. Что такое механизм?
12. Как Вы понимаете термины: входное и выходное звено?
13. Чем характерна группа Ассура?
14. Нарисуйте группы Ассура 2-го класса?
15. Какие Вы знаете механизмы 1-го класса?
16. Нарисуйте группы Ассура 3-го и 4-го классов?
17. Как производится замена высших пар низшими? Приведите примеры.
18. Как исключить пассивные связи и лишние степени подвижности? Приведите примерь.
19. Что такое структурная схема механизма?
20. Что можно определить по формуле строения механизма?
21. Как определить класс механизма?
22. Каков порядок структурного анализа?
23. Дайте определения и покажите на структурных схемах кривошип, коромысло, шатун, кулису, ползун, кулачок.

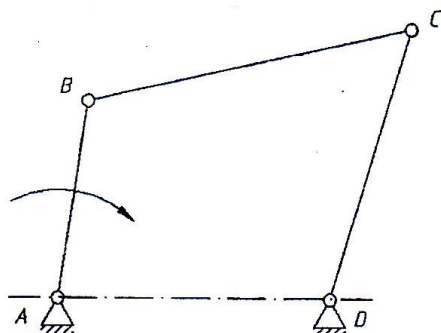


Приступая к решению задач, помните, что на схеме необходимо пронумеровать звенья арабскими цифрами, а кинематические пары обозначить заглавными буквами латинского алфавита. Обозначения кинематических пар и нумерацию сохранить при разделении механизма на структурные группы.

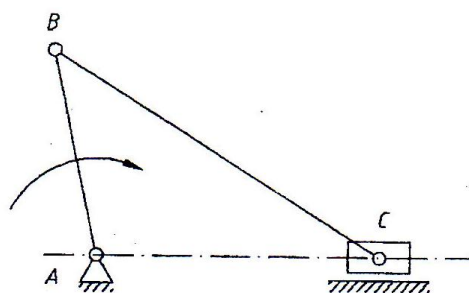
## 1.2. Задачи

Задачи № 1 – 12. Провести структурный анализ следующих механизмов.

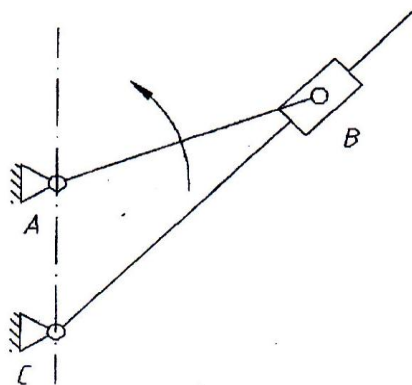
### 1. Шарнирный четырёхзвенный



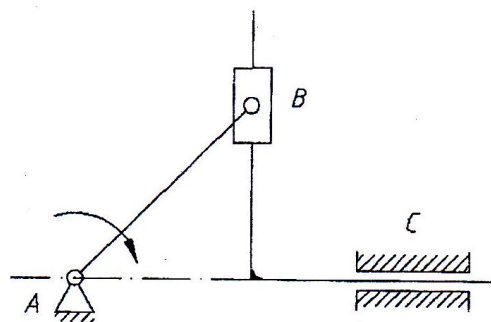
### 2. Кривошипно-шатунный механизм



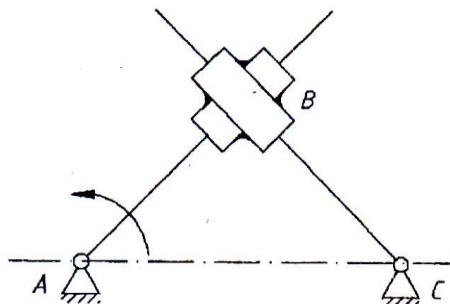
### 3. Кулисный механизм



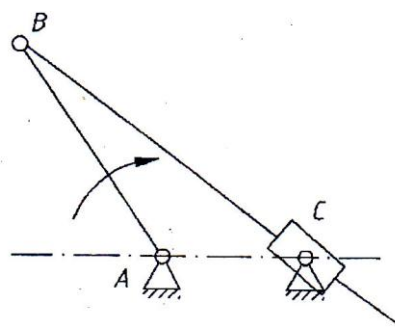
### 4. Механизм двойного ползуна



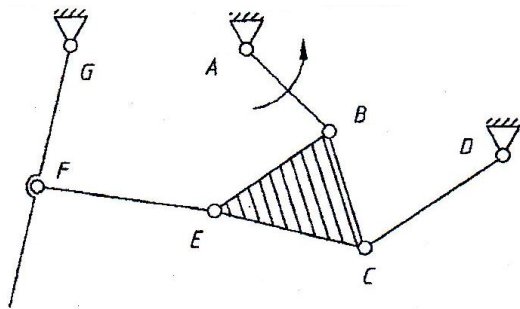
### 5. Механизм муфты Ольдгема



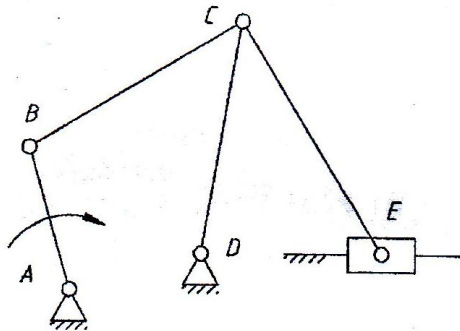
### 6. Кривошипно-шатунный механизм



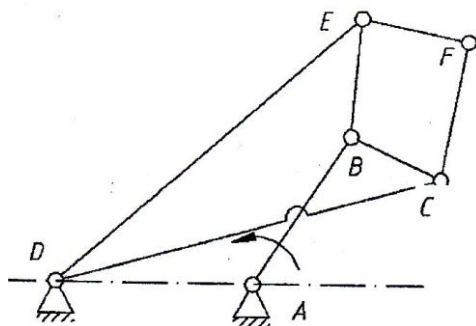
**7. Механизм камнедробилки**



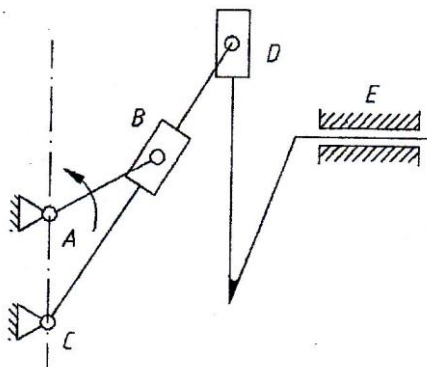
**8. Механизм грохота**



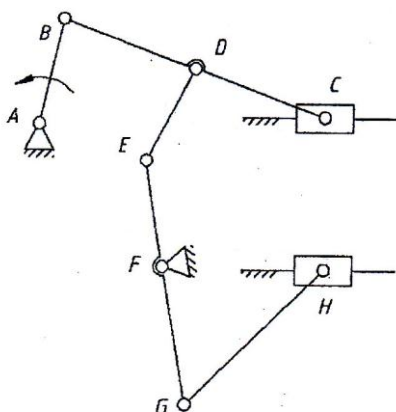
**9. Механизм Поселье**



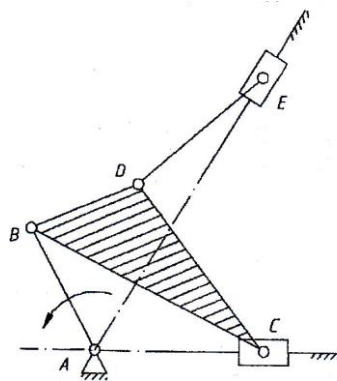
**10. Механизм Шепинга**



**11. Механизм Дизеля**

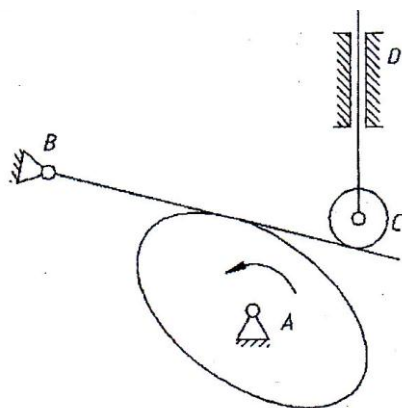


**12. Механизм V – образного двигателя**

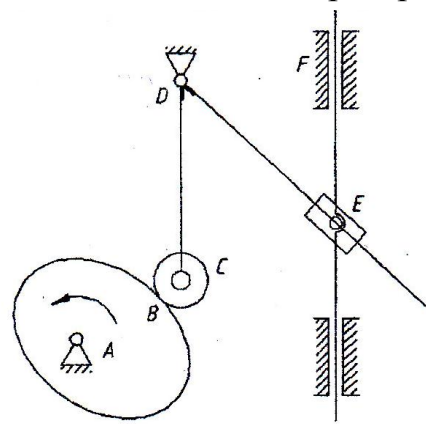


**Задачи 13 – 18** провести структурный анализ механизмов, изображённых на чертежах. При определении класса механизма провести замер у высших пар цепями с низшими парами.

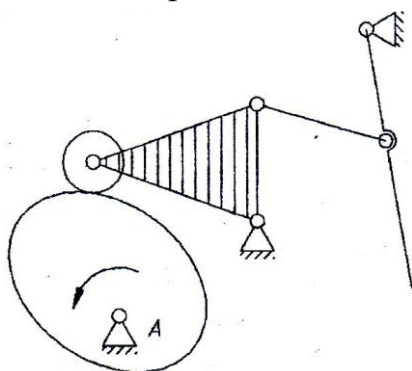
**13. Механизм выключателя**



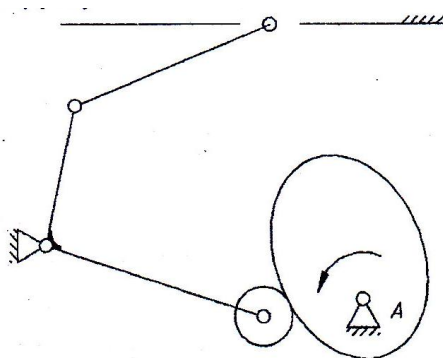
**14. Механизм подъёма траверсы**



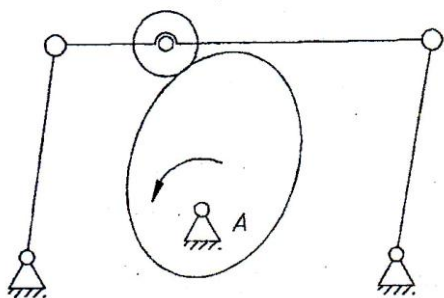
**15. Механизм дробилки**



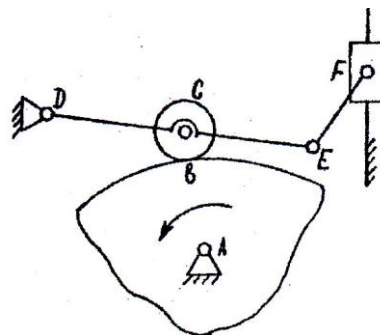
**16. Механизм подачи материала под вырубку**



**17. Механизм грохота**

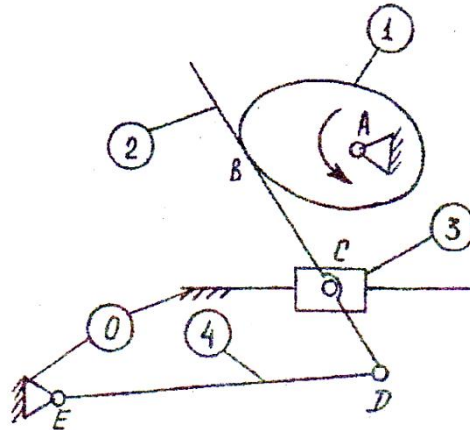


**18. Механизм поршневого насоса**



### 1.3. Пример решения

В качестве примера приведем структурный анализ механизма, изображенного на схеме.



Вспомним последовательность структурного анализа

1. После того как начертили структурную схему механизма, надо пронумеровать звенья. Начнем с выходного звена, обозначенного стрелкой: первое звено (1) - кулачок; второе звено (2) шатун ВД, третье звено (3) – ползун С; четвертое звено (4) - коромысло ЕД. Стойку обозначим 0. Итак, механизм содержит четыре подвижных звена.

2. Определим степень подвижности механизма по формуле П.Л. Чебышева

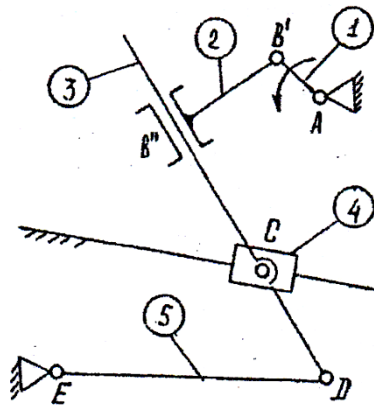
$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

Как мы уже выяснили,  $n = 4$ . Эти звенья между собой, а также со стойкой образуют следующие кинематические пары:  $P_5$  - кулачок со стойкой (А); шатун с ползуном - вращательная пара (С), ползун со стойкой - поступательная пара (С); шатун с коромыслом (Д), коромысло со стойкой (Е); итого  $P_5 = 5$ ;  $P_4$  – кулачок с шатуном (В);  $P_4 = 1$ ;

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1$$

Это означает, что движение всех звеньев механизма строго зависит от движения только одного входного звена - кулачка. Кроме того, это говорит о том, что механизм не имеет лишних степеней подвижности.

3. Заменим высшие пары цепями и низшими парами. В данном случае высшая пара может быть заменена одним звеном и двумя низшими кинематическими парами, одна из которых В - вращательная - находится в центре кривизны кулачка в данное мгновение, а другая В" поступательная – в точке контакта кулачка с шатуном. Заменяющий механизм выглядит следующим образом:



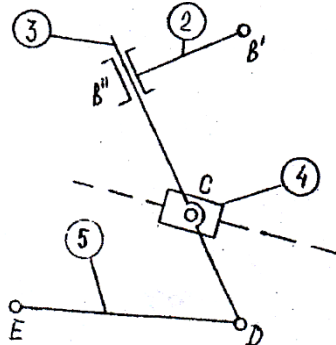
Теперь в заменяющем механизме имеем  $n = 5$ ;  $P_s = 7$  и  $p_4 = 0$ .

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

4. Пассивных связей нет, как и лишних степеней подвижности,

5. Делим механизм на группы Ассра Л.В.

Всегда стараемся выделить группу Ассра 2-го класса, начиная с последнего из присоединенных звеньев. Нетрудно увидеть, что группу Ассра 2-го класса в данном случае выделить не удастся, так как любая комбинация (звенья 5 и 3 или 4 и 3) фактически разваливает кинематическую цепь. Но можно выделить группу Ассра 3-го класса.



Базисное звено - шатун 3; два поводка 2 и 5 и ползун 4 - четыре звена и шесть кинематических пар  $B'$ ;  $B''$ ;  $C$  (вращательная и поступательная);  $D$  и  $E$ .

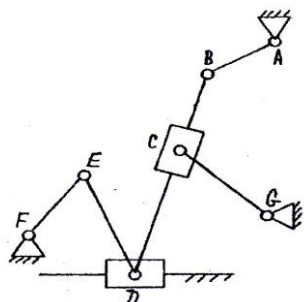
Эта группа присоединена к механизму 1-го класса - кривошип со стойкой.

6. Формула строения механизма выглядит следующим образом:  $1_{кл} (0,1) \rightarrow 3_{кл} (2,3,4,5)$ , что означает: к механизму 1-го звена и стойке присоединена группа 3-го класса, состоящая из 2, 3, 4 и 5 звеньев.

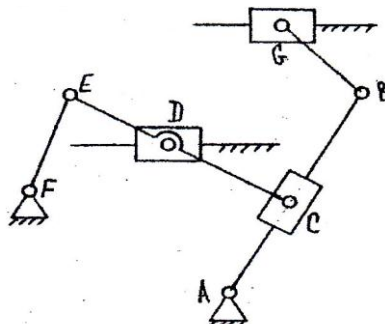
7. Представленный механизм является механизмом 3-го класса.

## 1.4 Контрольные задания

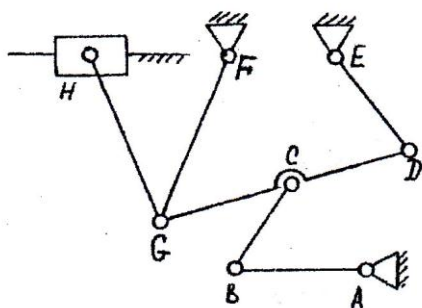
1. а) Ведущее звено АВ  
б) Ведущее звено СГ



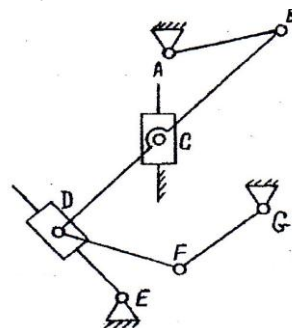
2. а) Ведущее звено EF  
б) Ведущее звено АВ



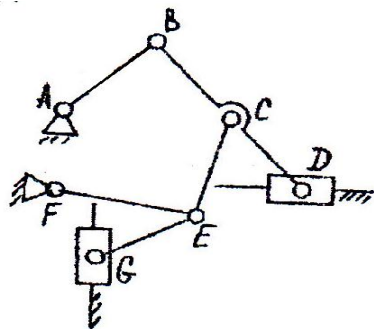
3. а) Ведущее звено ED  
б) Ведущее звено АВ



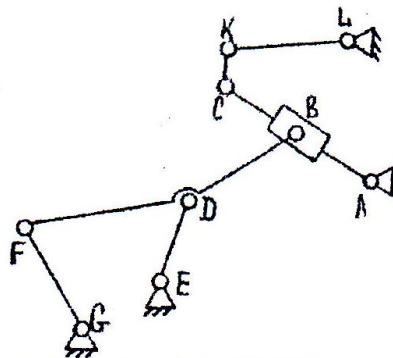
4. а) Ведущее звено АВ  
б) Ведущее звено GF



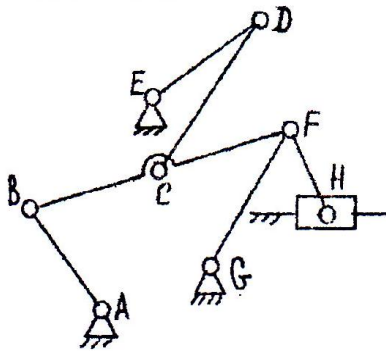
5. а) Ведущее звено EF  
б) Ведущее звено G



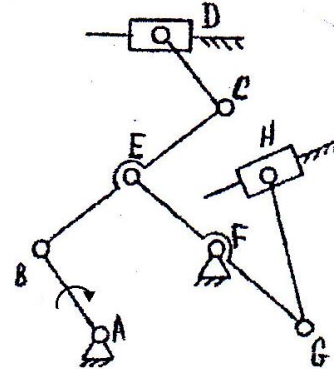
6. а) Ведущее звено KL  
б) Ведущее звено ED



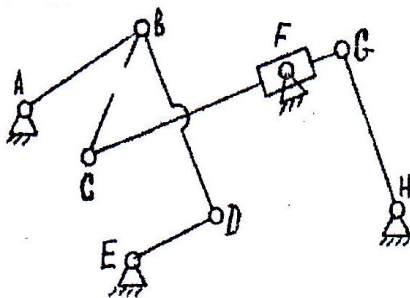
7. а) Ведущее звено DE  
б) Ведущее звено AB



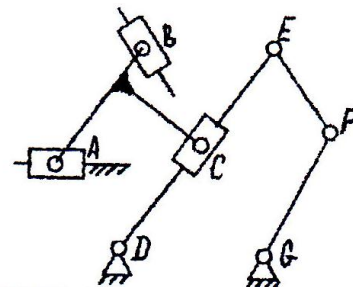
8. а) Ведущее звено D  
б) Ведущее звено AB



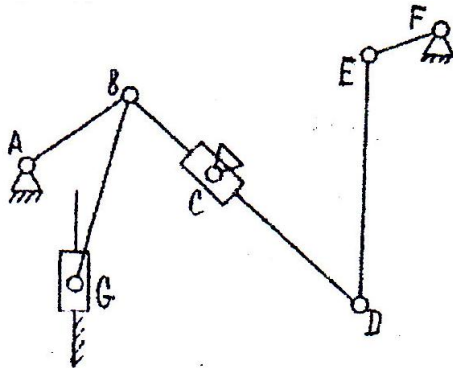
9. а) Ведущее звено DE  
б) Ведущее звено GH



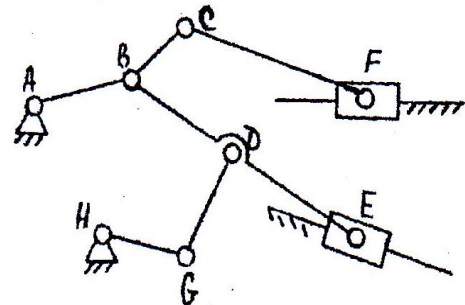
10. а) Ведущее звено A  
б) Ведущее звено FG



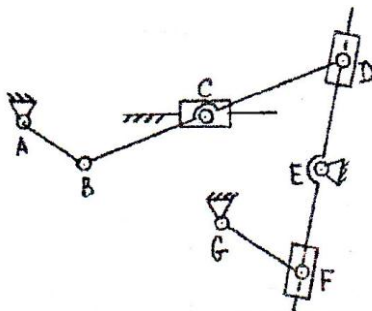
11. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено EF



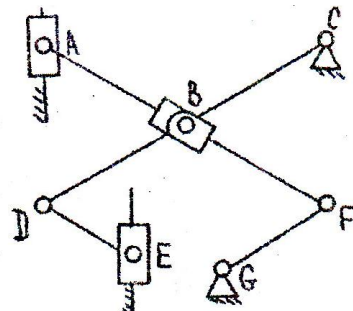
12. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено GH



13. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено GF

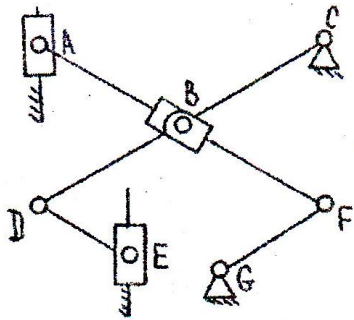


14. а) Ведущее звено A  
б) Ведущее звено E

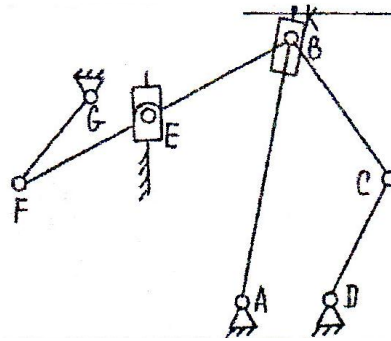




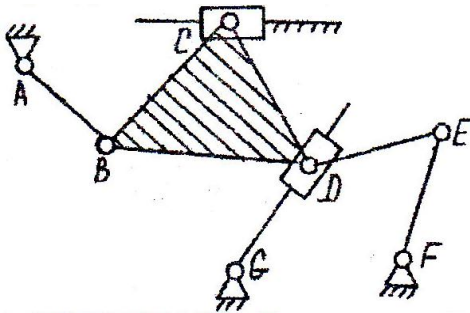
15. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено HD



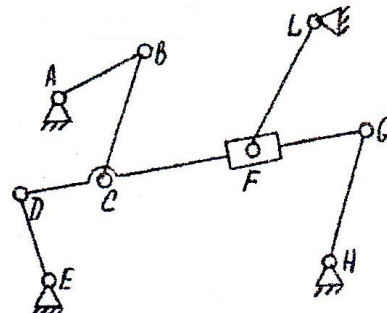
16. а) Ведущее звено GF  
б) Ведущее звено АК



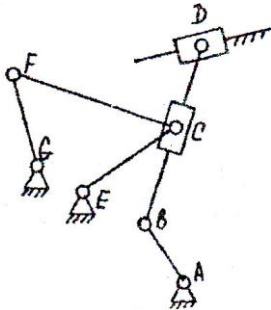
17. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено GD



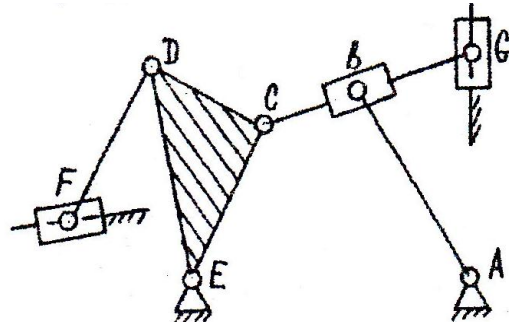
18. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено DE



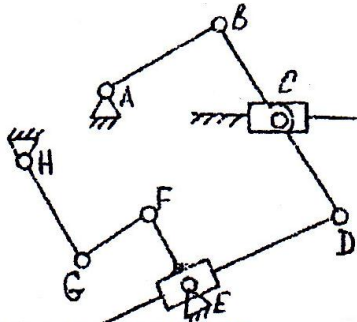
19. а) Ведущее звено GF  
б) Ведущее звено AB



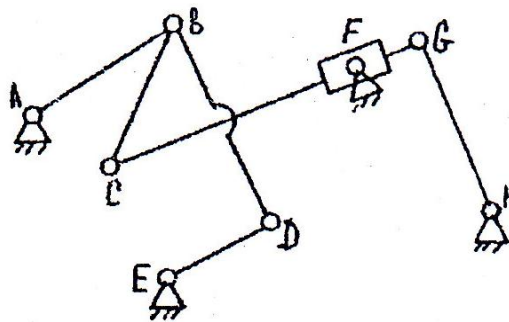
20. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено G



21. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено E

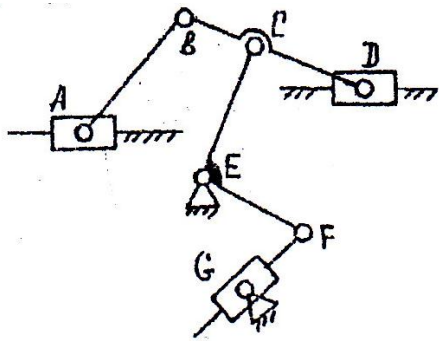


22. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено F

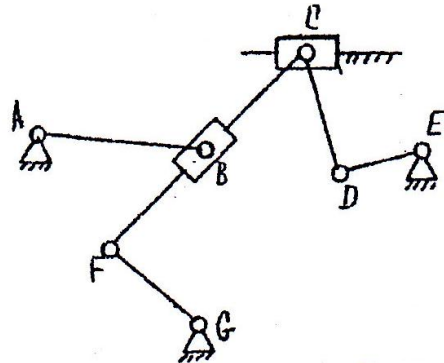




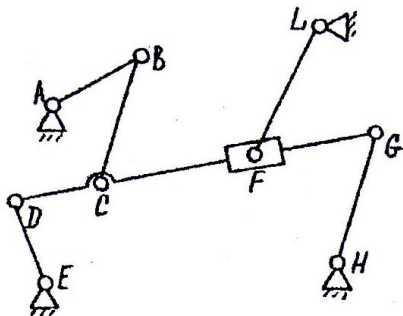
23. а) Ведущее звено А  
б) Ведущее звено D



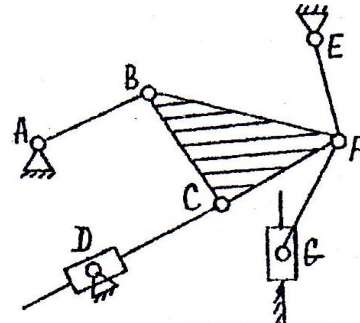
24. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено C



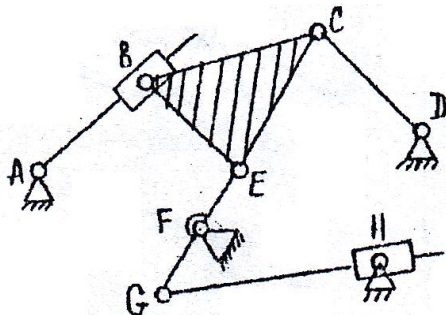
25. а) Ведущее звено FL  
б) Ведущее звено GH



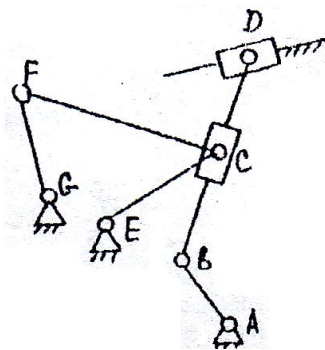
26. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено D



29. а) Ведущее звено AB  
б) Ведущее звено CB



30. а) Ведущее звено ЕС  
б) Ведущее звено D



## 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Приступая к решению задач по этому разделу, необходимо хорошо усвоить теорию зубчатого зацепления. Надо твердо знать такие основные понятия, как модуль, шаг, линия, дуга и угол зацепления, коэффициент перекрытия. Следует хорошо представлять, как связаны кинематические параметры зубчатой передачи с её геометрией что поможет освоить методы определения передаточных отношений самых различных зубчатых передач а также решать задачи, связанные с подбором чисел зубьев, выбором коэффициентов смещения режущего инструмента и т.п., т.е. задач и синтеза зубчатых механизмов. Поэтому предлагаемые вопросы для самопроверки захватывают не только кинематический анализ зубчатых зацеплений, но и поставлены несколько шире.

### 2.1. Вопросы для самопроверки

1. Для чего предназначены зубчатые передачи?
2. Что является задачей кинематического анализа передач?
3. Что такое передаточное отношение от звена  $n$  к звену  $i$ ?
4. Что такое ступень редуктора?
5. Нарисуйте картину скоростей для одноступенчатого редуктора внешнего и внутреннего зацепления.
6. Как определить число степеней в многоступенчатом редукторе?
7. Как определить передаточное отношение многоступенчатого редуктора?
8. От чего зависит знак передаточного отношения?
9. Что такое планетарные зубчатые редукторы? Дифференциальные?
10. Дайте определение звеньям планетарного редуктора.
11. Что такое метод "обращенного движения"?
12. Можно ли получить определенное передаточное число дифференциального редуктора?
13. Напишите основную формулу дифференциальной передачи.
14. Каковы основные условия проектирования планетарных передач?
15. Как определить знак передаточного отношения конической передачи?
16. Что такое заход на червяке?
17. Что такое модуль зацепления?
18. Что такое шаг зацепления?
19. Как определить расстояния между осями колес?

20. Вспомните, как связаны основные размеры зубчатого колеса с модулем?
21. В чем заключается основная теорема зацепления?
22. Назовите основные свойства эвольвенты.
23. Почему эвольвента отвечает условию правильности зацепления?
24. Что такое линия зацепления? Практическая линия зацепления?
25. Какие показатели качества зацепления вам известны?
26. Как показатели связаны с геометрией передачи?
27. Почему желательно применение колес с малым числом зубьев?
28. Что такое смещение режущего инструмента относительно оси заготовки?
29. От чего зависит выбор коэффициента смещения?
30. Каково влияние коэффициента смещения на геометрию зубчатого колеса?

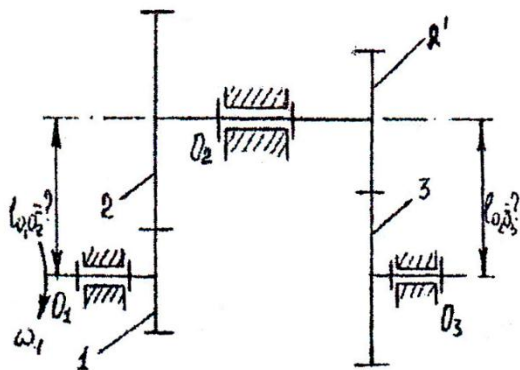
Рекомендуется для всех редукторов определять степень подвижности.

## 2.2. Задачи

### Задача №1.

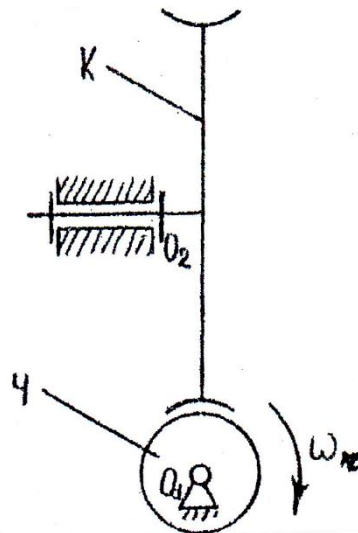
Определить передаточное отношение  $U_{23}$  зубчатой передачи и расстояния между осями колес при модуле

$m = 10 \text{ мм}$  и  $z_1 = 15$ ;  $z_2 = 30$ ;  $z_2' = 20$ ;  
 $z_3 = 25$ .



### Задача №2.

Определить передаточное отношение червячной передачи, если число заходов червяка  $z_2 = 2$ , а  $z_k = 48$ .

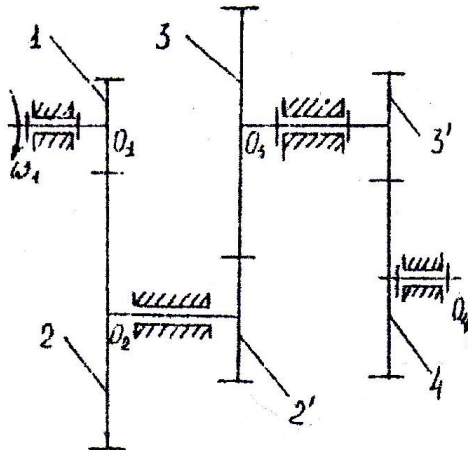


**Задача №3.**

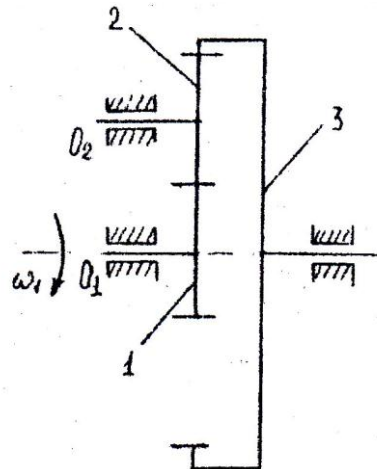
Определить передаточное отношение зубчатой передачи  $U_{14}$ , если

$$z_1 = 15; z_2 = 25; z_3 = 45; z'_2 = 20;$$

$$z'_3 = 16; z_4 = 32.$$

**Задача №4.**

Определить число зубьев второго колеса  $z_2$  и общее передаточное отношение редуктора.



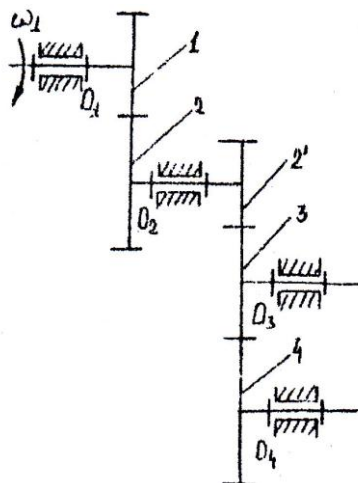
При условии, что колёса 1 и 3 соосны и  $z_1 = 20; z_2 = 60$ .

**Задача №5.**

Определить передаточное отношение редуктора и угловую скорость колеса 4, если

$$z_1 = 18; z_2 = 24; z'_2 = 15;$$

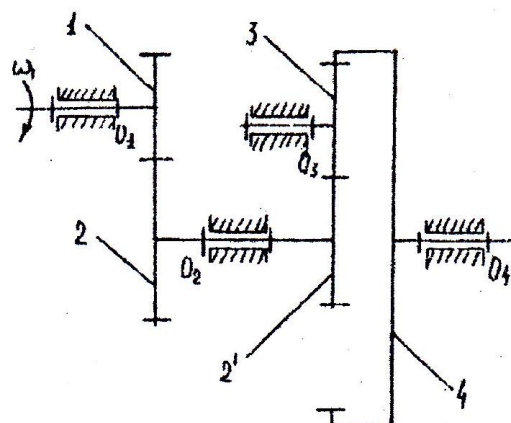
$$z_4 = 26; \omega_1 = 250 \text{ c}^{-1}.$$

**Задача №6.**

Определить передаточное отношение  $U_{14}$  редуктора и угловую скорость колеса 4, если

$$z_1 = 18; z_2 = 27; z'_2 = 21;$$

$$z_4 = 61; \omega_1 = 220 \text{ c}^{-1}.$$



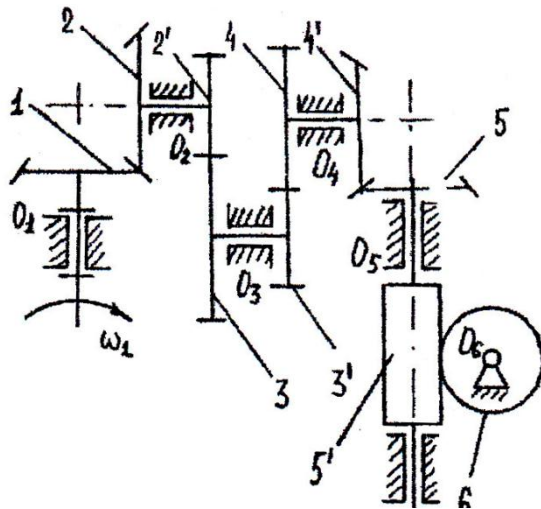
**Задача №7.**

Определить передаточное отношение  $U_{16}$  редуктора и угловую скорость колеса 6, если

$$z_1 = 18; z_2 = 21; z_2' = 17;$$

$$z_3 = 24; z_3' = 14; z_4 = 20; z_4' = 18;$$

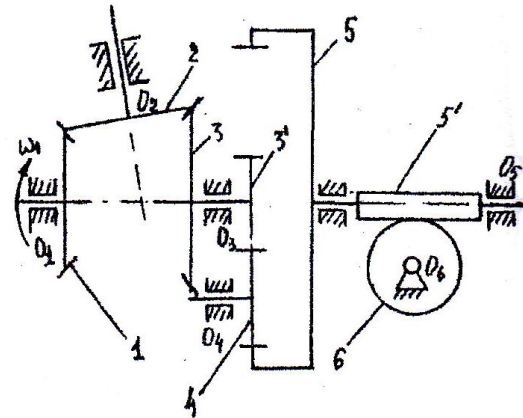
$$z_5 = 28; z_5' = 2; \omega_1 = 250 \text{ c}^{-1}.$$

**Задача №8.**

Определить передаточное отношение  $U_{16}$  редуктора и угловую скорость колеса 6, если

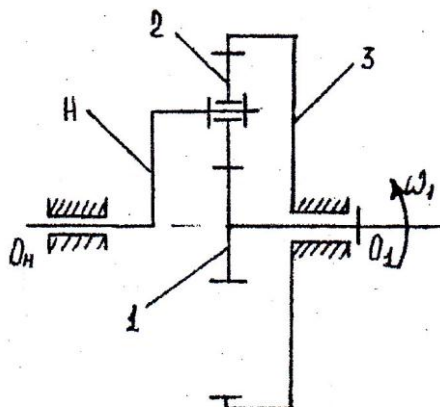
$$z_1 = 19; z_3 = 30; z_3' = 15;$$

$$z_5 = 49; z_5' = 3; \omega_1 = 350 \text{ c}^{-1}.$$

**Задача №9.**

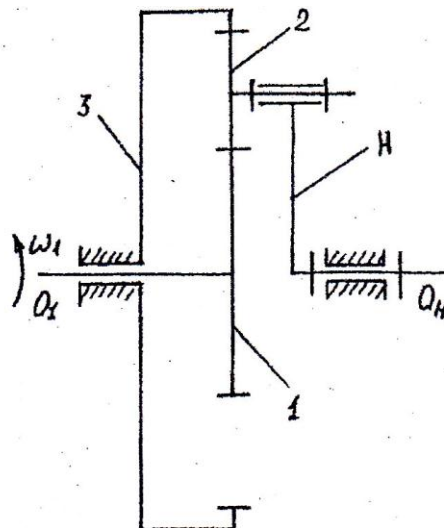
Определить передаточное отношение  $U_{1H}$  планетарного редуктора, если

$$z_1 = 18; z_3 = 54.$$

**Задача №10.**

Определить передаточное отношение  $U_{1H}$  и частоту вращения, если

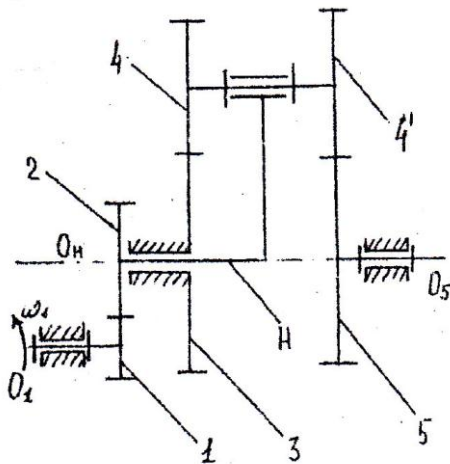
$$z_1 = 40; z_2 = 20; n_1 = 100 \text{ об/мин}.$$



### Задача №11.

Определить передаточное отношение  $U_{15}$  редуктора Давида с не планетарной ступенью, если  $z_1 = 20$ ;

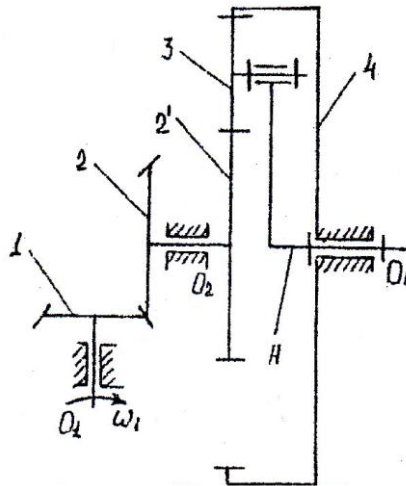
$$z_2 = 40; z_3 = 75; z_4 = 45; z_4' = 48; z_5 = 72$$



### Задача №12.

Определить передаточное отношение  $U_{1H}$  редуктора Давида с не планетарной ступенью и  $\omega_H$ , если

$$z_1 = 18; z_2 = 25; z_2' = 40; z_3 = 20; z_4 = 80; z_4' = 18; \omega_1 = 320 \text{ c}^{-1}$$

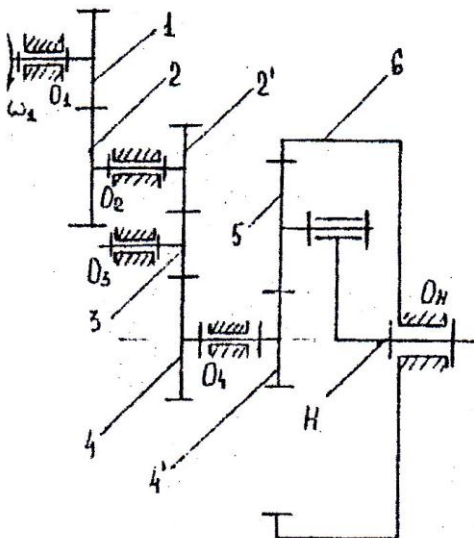


### Задача №13.

Определить передаточное отношение  $U_{1H}$  и  $\omega_H$ , если:

$$z_1 = 15; z_2 = 20; z_2' = 14; z_4 = 20;$$

$$z_4' = 15; z_5 = 21; \omega_1 = 280 \text{ c}^{-1}$$

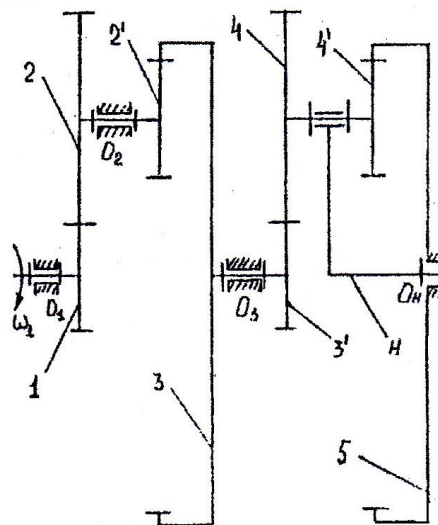


### Задача №14.

Определить передаточное отношение  $U_{1H}$  и  $\omega_H$ , если:

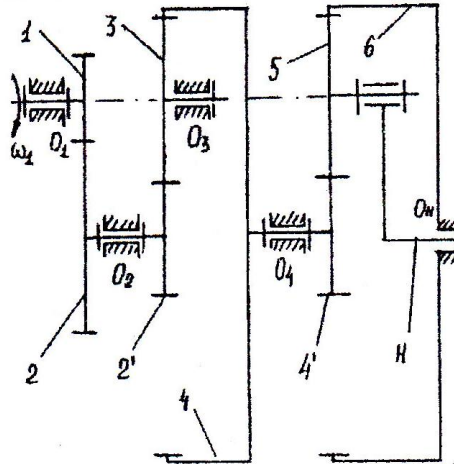
$$z_1 = z_3' = 20; z_2 = z_4 = 20; z_2' = 22;$$

$$z_3 = z_5 = 24; z_4' = 18; \omega_1 = 320 \text{ c}^{-1}. \text{ Модули колёс равны.}$$

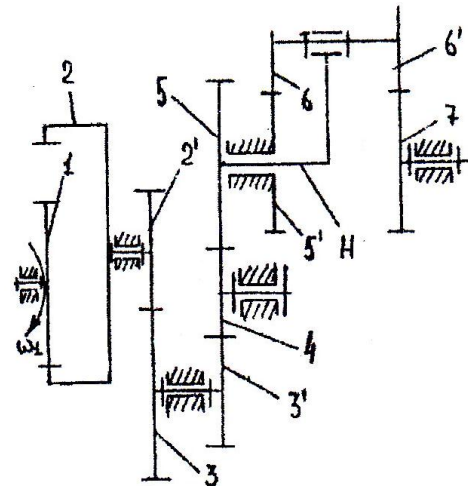


**Задача №15.**

Определить передаточное отношение редуктора  $U_{1H}$  и  $\omega_H$ , если  $z_1 = 15; z_2' = 20; z_3 = 30; z_4' = 20; z_6 = 80; \omega_1 = 255 \text{ c}^{-1}$  и модули всех колёс равны.

**Задача №16.**

Определить передаточное отношение редуктора  $U_{17}$  и  $\omega_7$ , если  $z_1 = 29; z_2 = 39; z_2' = 20; z_3 = 29; z_3' = 19; z_5 = 29; z_6 = 30; z_6' = 31; z_7 = 30; \omega_1 = 300 \text{ c}^{-1}$ . Модули колёс равны.

**2.3 Пример решения**

Определить передаточное отношение  $U_{14}$  зубчатого планетарного редуктора (см. рис), при следующих числах зубьев колёс:

$$z_1 = 20; z_2 = 24; z_2' = 20; z_2'' = 21; z_3 = 100; z_4 = 101.$$

Прежде всего определим степень подвижности редуктора. Формула Чебышева.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

Число подвижных звеньев  $n = 4$  (солнечное колесо 1; сателлиты 2; 2'; 2''; водило Н и эпицикл 4).

Число пар 5-го класса  $P_5 = 4$  ( $O_1; O_2; O_4$  и  $O_H$ ).

Число пар 4-го класса  $P_4 = 4$  (зубья 1-го и 2-го колес; 2' и 3; 2'' и 4).

Итак:

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1$$

Следовательно, мы имеем дело с собственно планетарным редуктором.

Редуктор двухступенчатый, значит общее передаточное отношение равняется произведению частных передаточных отношений между ступенями:

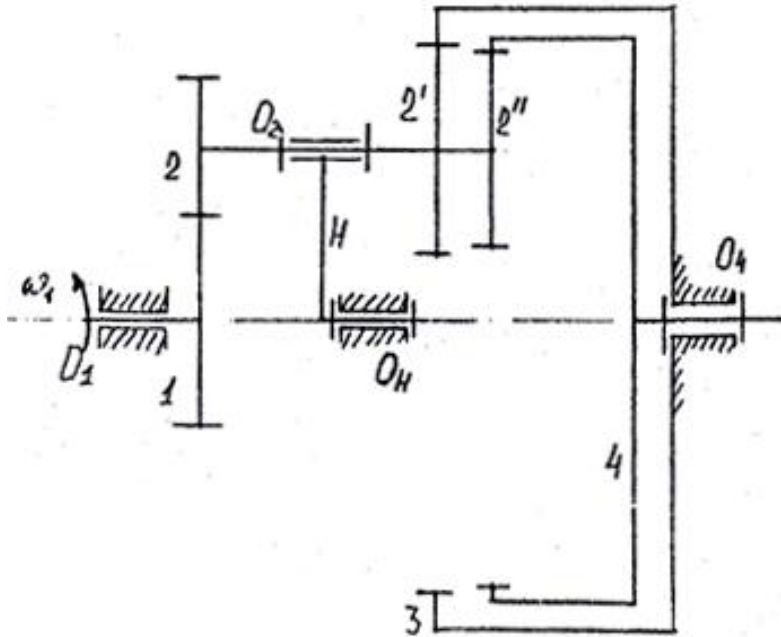
$$U_{14} = U_{1H} \cdot U_{H4}$$



Используя метод обращенного движения, определяем  $U_{1H}$  первой ступени:

$$U_{13}^H = -\frac{z_3 \cdot z_2}{z_2' \cdot z_1} \text{ - через числа зубьев (знак " - ", так как одна пара внешних зацеплений);}$$

$$U_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = 1 - \frac{n_1}{n_H} \text{ - через частоту вращения.}$$



Приравняем правые части уравнений:

$$-\frac{z_3 \cdot z_2}{z_2' \cdot z_1} = 1 - \frac{n_1}{n_H} \text{ или } U_{13}^H = 1 + \frac{z_3 \cdot z_2}{z_2' \cdot z_1}.$$

Метод обращенного движения следует применить и для второй ступени, так как она тоже планетарная. Причём удобнее искать передаточное отношение к неподвижному колесу 3, так как в этом случае проще преобразуется формула Виллиса.

$$U_{43}^H = \frac{z_2'' \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2'} \text{ - через числа зубьев. } U_{43}^H = \frac{n_4 \cdot n_H}{n_3 \cdot n_H} \text{ - через частоту вращения}$$

Приравниваем первые части уравнения:

$$\frac{z_2'' \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2'} = 1 - U_{H4}; U_{H4} = 1 - \frac{z_2'' \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2'}; U_{H4} = \frac{1}{1 - \frac{z_2'' \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2'}}$$

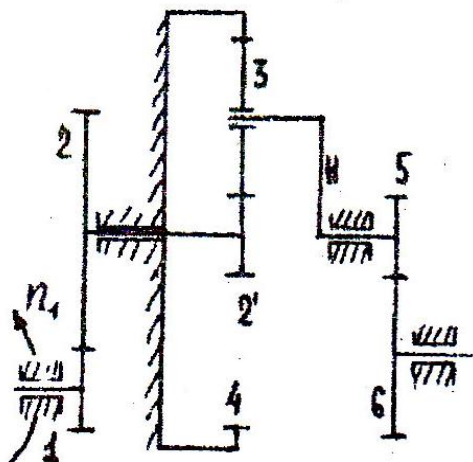


$$U_{14} = U_{1H} \cdot U_{H4} = \frac{1 + \frac{z_3 \cdot 2}{z_2' \cdot z_1}}{1 - \frac{z_2'' \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2'}} = \frac{1 + \frac{60 \cdot 100}{20 \cdot 20}}{1 - \frac{21 \cdot 100}{101 \cdot 20}} = -\frac{16}{0,04} = 400.$$

## 2.4. Контрольные задания

1.  $z_1 = 60$   $z_2 = 30$   $z_2' = 35$   $z_3 = 20$

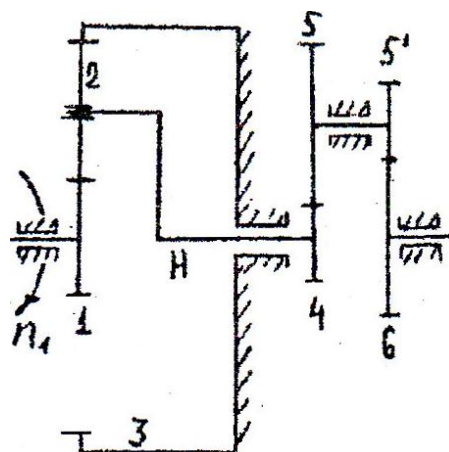
$z_3' = 22$   $z_4 = 33$   $U_{1H} = ?$



2.  $n_1 = 3000$  об/мин  $z_1 = 37$   $z_2 = 74$

$z_3 = 24$   $z_3' = 26$   $z_4 = 72$   $z_5 = 74$

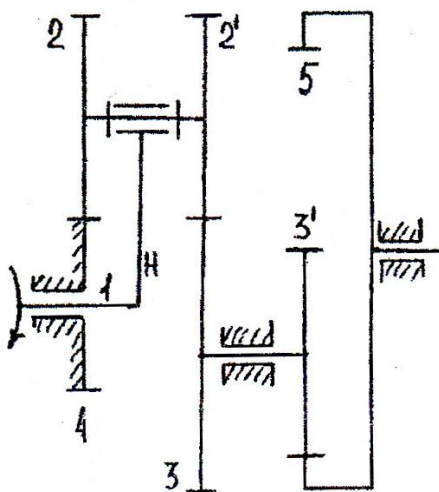
$U_{15} = ?$   $n_5 = ?$



3.  $n_1 = 2000$  об/мин  $z_2 = 21$   $z_2' = 20$

$z_3 = 36$   $z_3' = 36$   $z_4 = 35$   $U_{15} = ?$

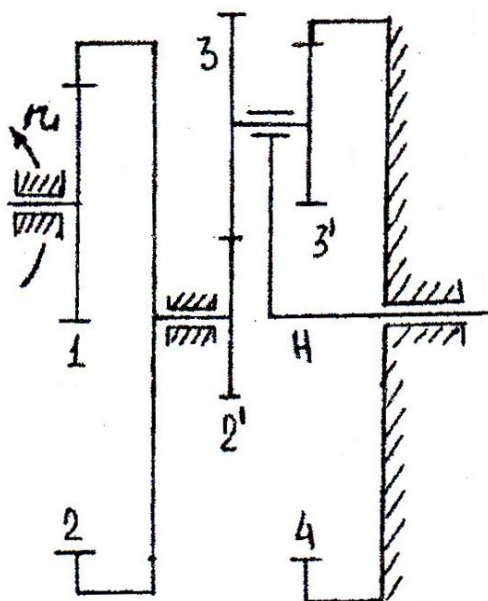
$n_5 = ?$



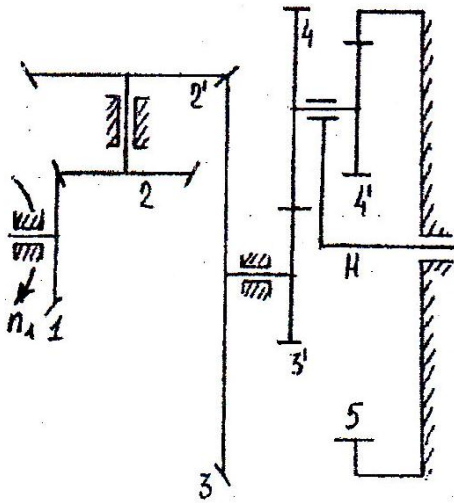
4.  $n_1 = 3000$  об/мин  $z_1 = 40$   $z_2 = 80$

$z_2' = 20$   $z_3 = 40$   $z_3' = 20$   $z_4 = 80$

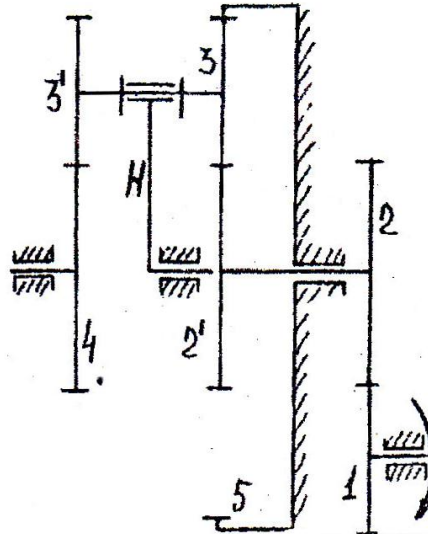
$U_{1H} = ?$   $n_H = ?$



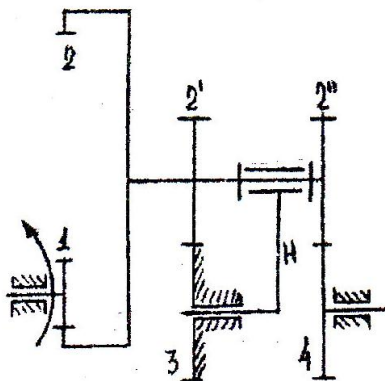
5.  $n_1 = 3500 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   $z_2 = 20$   
 $z_2' = 40$   $z_3 = 80$   $z_3' = 20$   $z_4 = 40$   
 $z_4' = 20$   $z_5 = 80$   $U_{1H} = ?$   $n_H = ?$



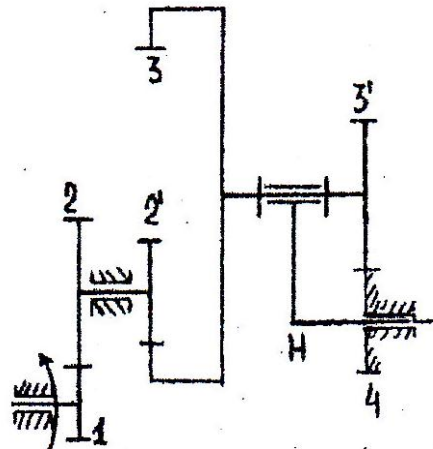
6.  $n_1 = 2500 \text{ об/мин}$   $z_1 = 15$   $z_2 = 30$   
 $z_2' = 30$   $z_3 = 25$   $z_3' = 19$   $z_4 = 36$   $z_5 = 80$   
 $U_{14} = ?$   $n_4 = ?$



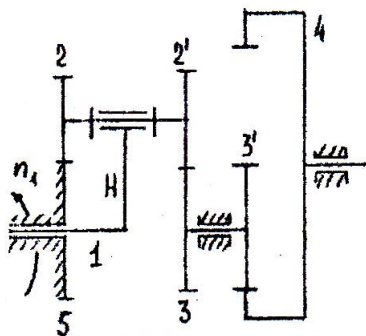
7.  $n_1 = 3000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   $z_2 = 80$   
 $z_2' = 20$   $z_3 = 40$   $z_2'' = 20$   $z_4 = 39$   
 $U_{14} = ?$   $n_4 = ?$



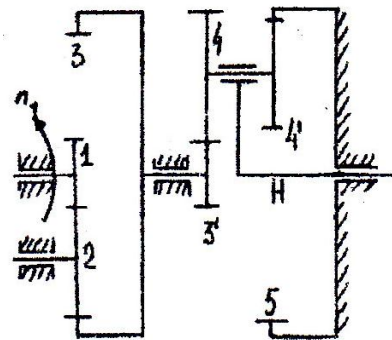
8.  $n_1 = 4000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 25$   $z_2 = 50$   
 $z_2' = 30$   $z_3 = 90$   $z_3' = 30$   $z_4 = 30$   
 $U_{H1} = ?$   $n_H = ?$



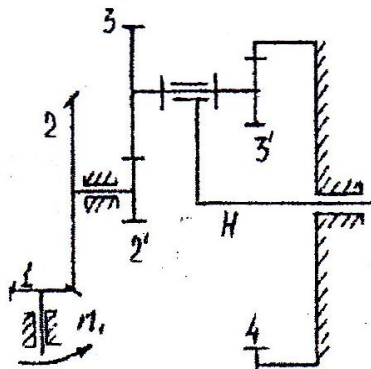
9.  $n_1 = 2500 \text{ об/мин}$   $z_2 = 22$   $z'_2 = 20$   
 $z_3 = 35$   $z'_3 = 30$   $z_4 = 60$   $z_5 = 33$   
 $U_{14} = ?$   $n_4 = ?$



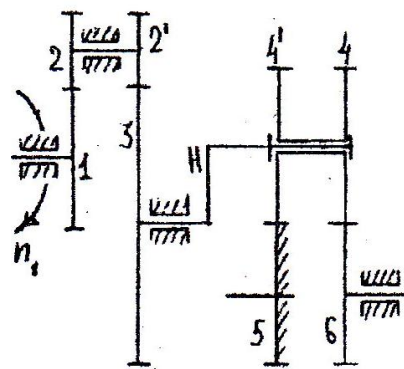
10.  $n_1 = 3500 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   $z_2 = 30$   
 $z_3 = 80$   $z'_3 = 20$   $z_4 = 40$   $z'_4 = 20$   
 $z_5 = 80$   $U_{n1} = ?$   $n_n = ?$



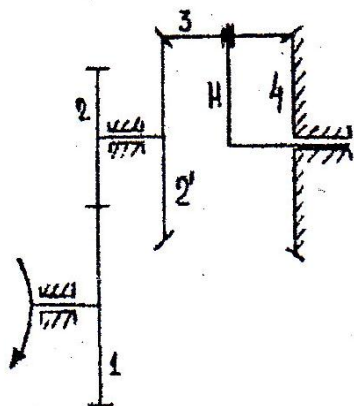
11.  $n_1 = 2000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   
 $z_2 = 40$   $z'_2 = 17$   $z_3 = 51$   $z'_3 = 17$   
 $U_{n1} = ?$   $n_n = ?$



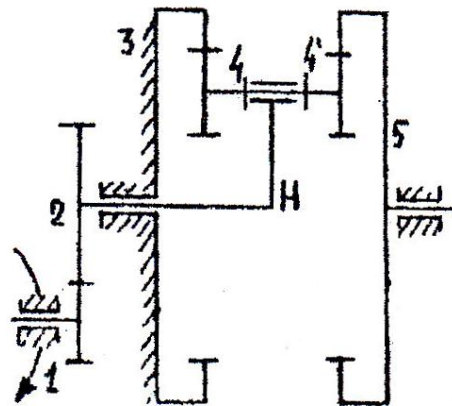
12.  $n_1 = 3000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 80$   $z_2 = 32$   
 $z'_2 = 44$   $z_3 = 110$   $z_4 = 44$   $z'_4 = 48$   
 $z_5 = 63$   $z_6 = 63$   $U_{16} = ?$   $n_6 = ?$



13.  $n_1 = 4000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 50$   
 $z_2 = 100$   $z'_2 = 54$   $z_3 = 38$   $z_4 = 52$   
 $U_{n1} = ?$   $n_n = ?$

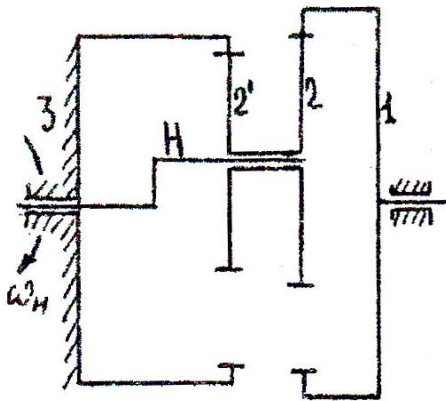


14.  $n_1 = 2500 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   
 $z_2 = 80$   $z_3 = 144$   $z_4 = 32$   $z'_4 = 28$   
 $z_5 = 140$   $U_{15} = ?$   $n_5 = ?$



15.  $z_1 = 65$   $z_2 = 62$   $z_2' = 9$   $z_3 = 66$

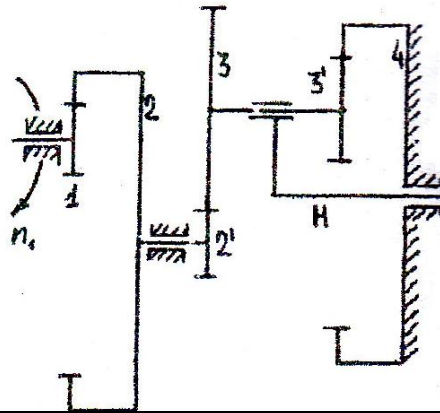
$U_{1H} = ?$



16.  $n_1 = 2000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$

$z_2 = 60$   $z_2' = 20$   $z_3 = 40$   $z_3' = 20$

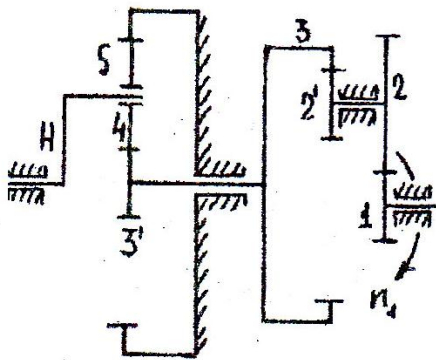
$z_4 = 80$   $U_{1H} = ?$   $n_H = ?$



17.  $n_1 = 4000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 10$

$z_2 = 46$   $z_2' = 9$   $z_3 = 52$   $z_3' = 16$

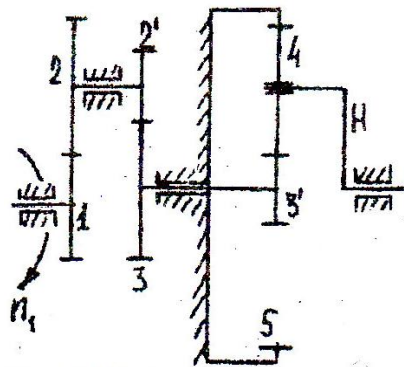
$z_4 = 22$   $z_5 = 60$   $U_{1H} = ?$   $n_H = ?$



18.  $n_1 = 2000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 30$

$z_2 = 50$   $z_2' = 20$   $z_3 = 60$   $z_3' = 20$

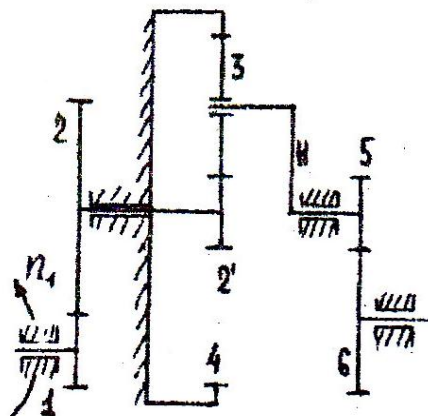
$z_4 = 30$   $z_5 = 80$   $U_{1H} = ?$   $n_H = ?$



19.  $n_1 = 3000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$

$z_2 = 40$   $z_2' = 20$   $z_3 = 30$   $z_4 = 80$

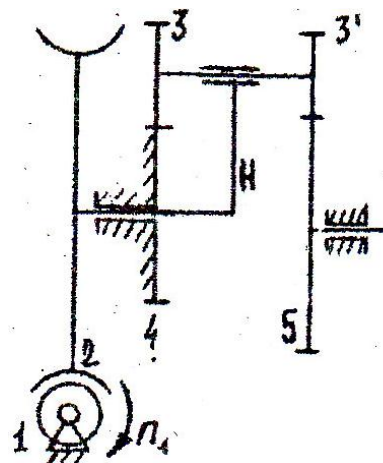
$z_5 = 20$   $U_{16} = ?$   $n_6 = ?$



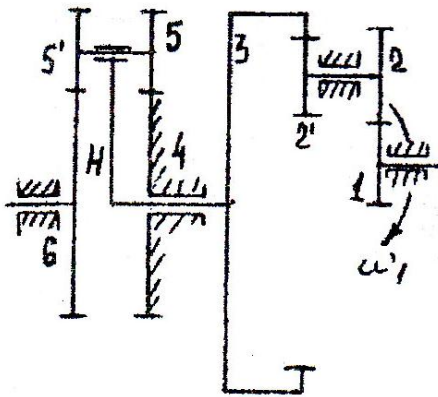
20.  $n_1 = 1000 \text{ об/мин}$   $k_1 = 1$   $z_2 = 70$

$z_3 = 21$   $z_3' = 20$   $z_4 = 39$   $z_5 = 40$

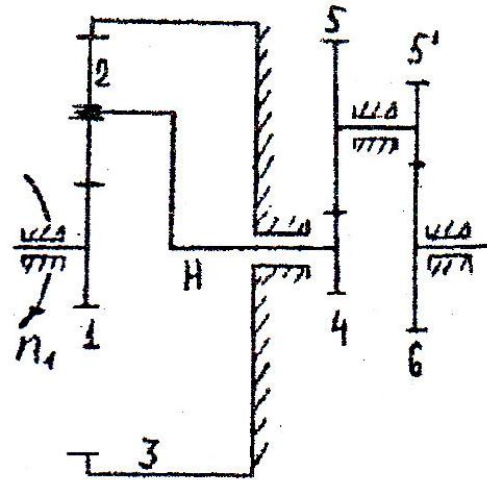
$U_{15} = ?$   $n_5 = ?$



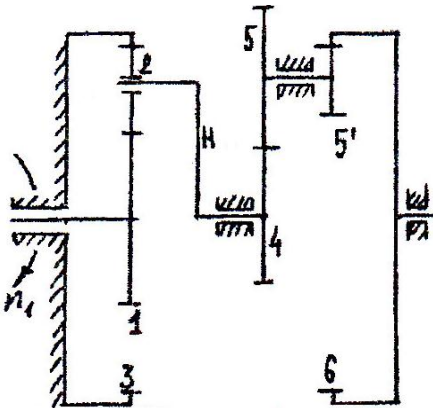
21.  $z_1 = 15$   $z_2 = 45$   $z'_2 = 15$   $z_3 = 75$   
 $z_4 = 45$   $z'_4 = 20$   $z_5 = 15$   $z'_5 = 12$   
 $z_6 = 48$   $U_{16} = ?$



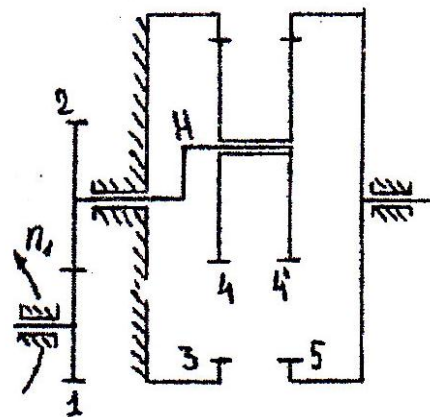
22.  $n_1 = 2500 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   
 $z_2 = 30$   $z_3 = 80$   $z_4 = 20$   $z_5 = 30$   
 $z'_5 = 20$   $z_6 = 30$   $U_{16} = ?$   $n_6 = ?$



23.  $n_1 = 2000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 60$   
 $z_2 = 30$   $z_3 = 120$   $z_4 = 45$   $z_5 = 45$   
 $z'_5 = 30$   $z_6 = 120$   $U_{16} = ?$   $n_6 = ?$

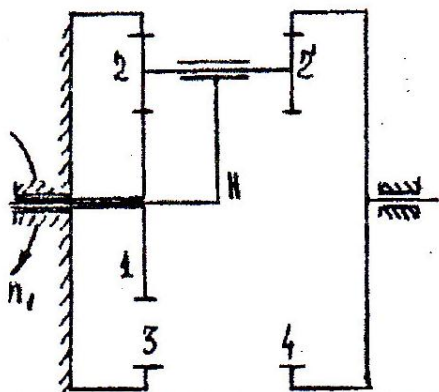


24.  $n_1 = 3000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   $z_2 = 40$   
 $z_3 = 44$   $z_4 = 35$   $z'_4 = 36$   $z_5 = 45$   
 $U_{15} = ?$   $n_5 = ?$

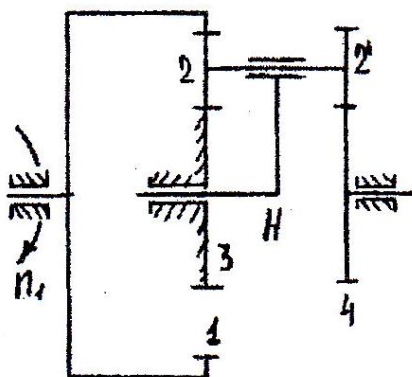




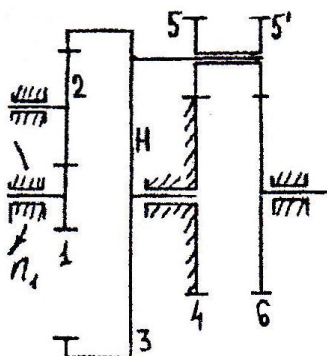
25.  $n_1 = 2500 \text{ об/мин}$   $z_1 = 30$   $z_2 = 20$   
 $z_2' = 21$   $z_3 = 70$   $z_4 = 71$   $U_{14} = ?$   
 $n_4 = ?$



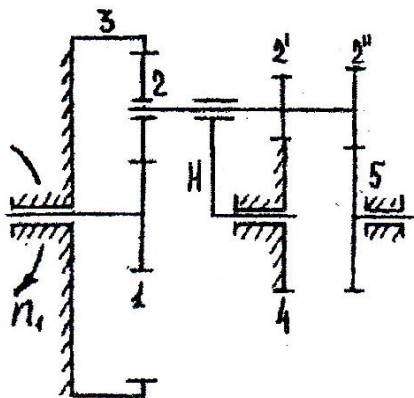
26.  $n_1 = 2000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 80$   
 $z_2 = 20$   $z_2' = 21$   $z_3 = 40$   $z_4 = 39$   
 $z_4' = 20$   $U_{14} = ?$   $n_4 = ?$



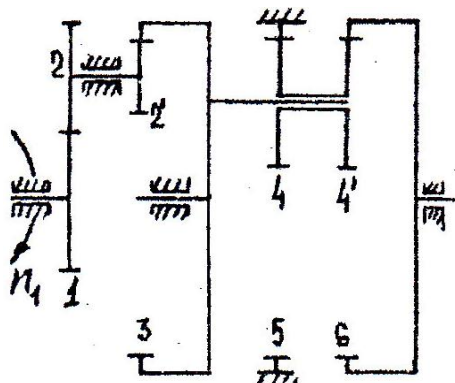
27.  $n_1 = 3000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   
 $z_2 = 28$   $z_3 = 76$   $z_4 = 35$   $z_5 = 21$   
 $z_5' = 20$   $z_6 = 36$   $U_{16} = ?$   $n_6 = ?$



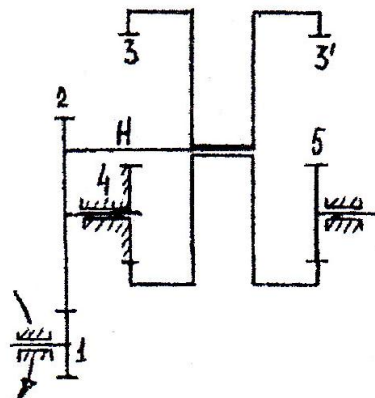
28.  $n_1 = 4000 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   
 $z_2 = 60$   $z_2' = 18$   $z_2'' = 20$   $z_3 = 140$   
 $z_4 = 62$   $z_5 = 60$   $U_{15} = ?$   $n_5 = ?$



29.  $n_1 = 3500 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   
 $z_2 = 40$   $z_2' = 20$   $z_3 = 80$   $z_4 = 30$   $z_4' = 31$   
 $z_5 = 59$   $z_6 = 60$   $U_{16} = ?$   $n_6 = ?$



30.  $n_1 = 2500 \text{ об/мин}$   $z_1 = 20$   
 $z_2 = 80$   $z_3 = 64$   $z_3' = 63$   $z_4 = 20$   
 $z_5 = 21$   $U_{15} = ?$   $n_5 = ?$



## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНЕРЦИОННЫХ УСИЛИЙ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА

Определение сил инерции и инерционных моментов связано с нахождением угловых ускорений звеньев и линейных ускорений точек звеньев. Поэтому для успешного решения задач динамики необходимо вспомнить также методы кинематического анализа механизмов.

### **3.1. Вопросы для самопроверки**

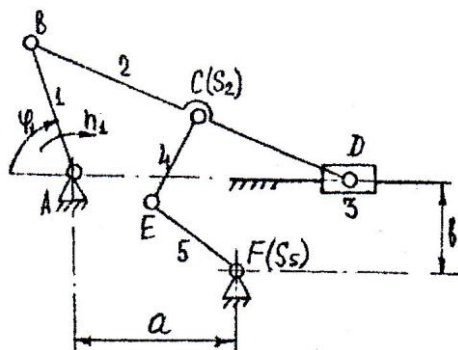
1. Какие методы кинематического анализа Вам известны?
2. В чем преимущества и недостатки того или иного метода?
3. Постройте шарнирно - рычажный четырехзвенник в крайних положениях ведомого звена.
4. Что такое масштаб физической величины?
5. В чем состоит метод планов скоростей и ускорений?
6. Как определяются абсолютные и относительные скорости и ускорения точек звеньев?
7. Как по скоростям или ускорениям двух точек звена определить скорость или ускорение любой третьей точки того же звена?
8. Как определить величину и направление угловой скорости (ускорения) звена?
9. Как направлены нормальные и касательные ускорения и точки при вращении звена?
10. Как определяются величины этих ускорений?
11. Вспомните основной закон динамики.
12. Какие силы действуют на звенья механизма?
13. Как определить реакции в кинематических парах?
14. Почему группа Ассура статически определима?
15. Как определить инерционные нагрузки звена совершающего плоское движение? Поступательное? Вращательное?
16. Что такое момент инерции звена?
17. В чем заключается метод замещающих масс?
18. Как произвести замену массы звена двумя или тремя замещающими массами?

### **3.2. Задачи**

Задачи № 1 – 6.

Для данной схемы механизма найти момент сил инерции  $M_u$  и силу инерции  $F_u$  звеньев 2, 3 и 5. Центр тяжести звена 2 находится по середине.

**Задача № 1.**



$$n_1 = 250 \text{ об/мин}; l_{AB} = 0,1 \text{ м};$$

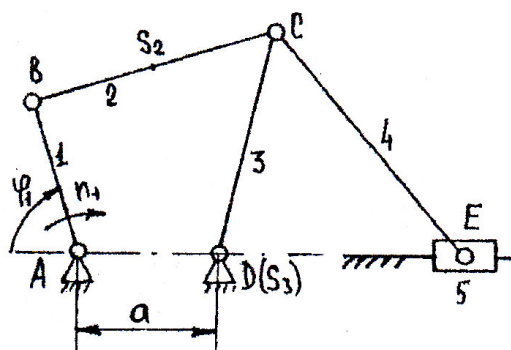
$$l_{BC} = l_{CD} = 0,2 \text{ м}; l_{CE} = 0,3 \text{ м};$$

$$l_{EF} = 0,24 \text{ м};$$

$$a = 0,5 \text{ м}; b = 0,25 \text{ м}; G_2 = 80 \text{ Н};$$

$$J_{S2} = 0,02 \text{ кгм}^2; J_{S5} = 0,04 \text{ кгм}^2.$$

**Задача № 2.**



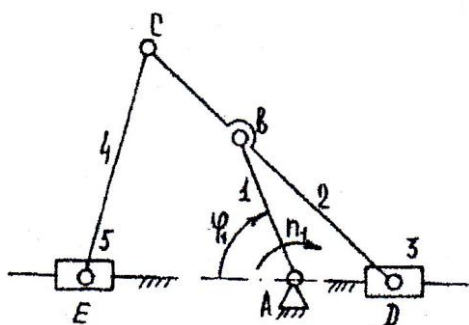
$$n_1 = 400 \text{ об/мин}; l_{AB} = 0,2 \text{ м};$$

$$l_{BC} = 0,65 \text{ м}; l_{CD} = 0,45 \text{ м}; l_{CE} = 0,8 \text{ м};$$

$$a = 0,3 \text{ м}; G_2 = 100 \text{ Н}; G_5 = 1000 \text{ Н};$$

$$J_{S2} = 0,4 \text{ кгм}^2; J_{S3} = 0,2 \text{ кгм}^2.$$

**Задача № 3.**



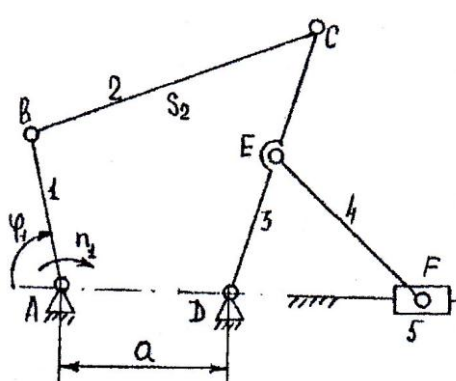
$$n_1 = 400 \text{ об/мин}; l_{AB} = 0,2 \text{ м};$$

$$l_{BC} = 0,6 \text{ м}; l_{CD} = 1,1 \text{ м}; l_{CE} = 0,7 \text{ м};$$

$$G_2 = 110 \text{ Н}; G_3 = 220 \text{ Н}; G_5 = 150 \text{ Н};$$

$$J_{S2} = 0,9 \text{ кгм}^2.$$

**Задача № 4.**



$$n_1 = 200 \text{ об/мин}; l_{AB} = 0,15 \text{ м};$$

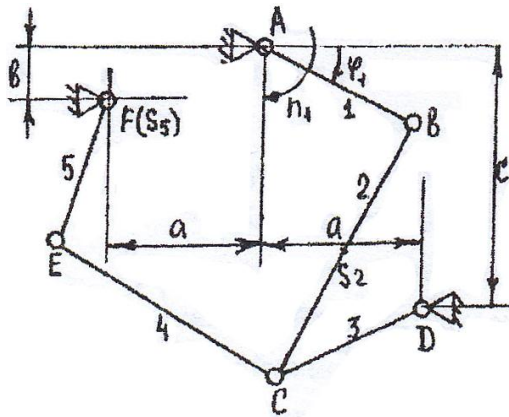
$$l_{BC} = 0,6 \text{ м}; l_{CD} = 0,4 \text{ м}; l_{CE} = 0,2 \text{ м};$$

$$l_{EF} = 0,75 \text{ м}; a = 0,6 \text{ м}; G_2 = 100 \text{ Н};$$

$$G_5 = 2000 \text{ Н}; J_{S2} = 0,3 \text{ кгм}^2.$$

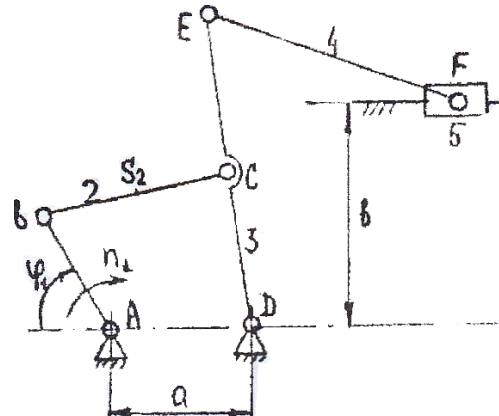


### Задача № 5.



$n_1 = 300 \text{ об/мин}; l_{AB} = 0,1 \text{ м};$   
 $l_{BC} = 1 \text{ м}; l_{CD} = 0,4 \text{ м}; l_{CE} = 0,4 \text{ м};$   
 $l_{EF} = 0,3 \text{ м}; a = 0,3 \text{ м}; b = 0,5 \text{ м};$   
 $c = 0,8 \text{ м}; G_2 = 100 \text{ Н}; J_{S_2} = 1 \text{ кгм}^2;$   
 $J_{S_5} = 0,03 \text{ кгм}^2.$

### Задача № 6.

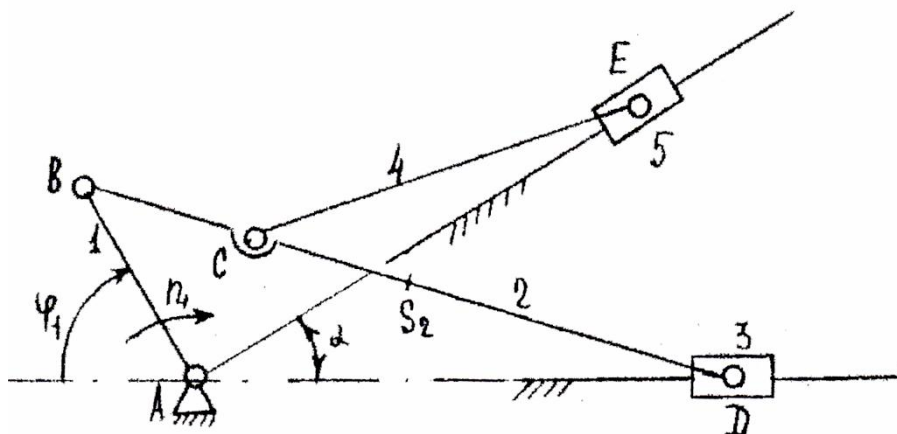


$\varphi = 60^\circ; n_1 = 500 \text{ об/мин}; l_{AB} = 0,06 \text{ м};$   
 $l_{BC} = 0,25 \text{ м}; l_{CD} = 0,12 \text{ м}; l_{CE} = 0,12 \text{ м};$   
 $l_{EF} = 0,3 \text{ м}; a = 0,2 \text{ м}; b = 0,16 \text{ м};$   
 $G_2 = 20 \text{ Н}; G_5 = 60 \text{ Н}; J_{S_2} = 0,002 \text{ кгм}^2.$

Положение механизма ( $\varphi_1$ ) для каждого конкретного случая задаёт преподаватель.

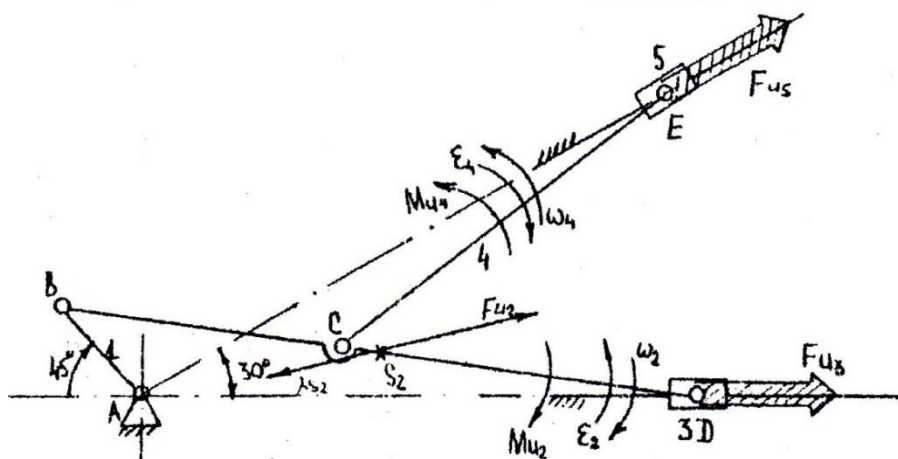
### 3.3. Пример решения

В качестве примера решим задачу определения инерционных нагрузок звеньев механизма V – образного двигателя:



$n_1 = 800 \text{ об/мин}; l_{AB} = 0,2 \text{ м}; l_{BC} = 0,5 \text{ м}; l_{BD} = 1,1 \text{ м}; l_{CE} = 0,7 \text{ м};$   
 $G_2 = 110 \text{ Н}; G_3 = 220 \text{ Н}; G_5 = 150 \text{ Н}; J_{S_2} = 0,9 \text{ кгм}^2; a = 30^\circ; \phi_1 = 45^\circ.$

Строим в масштабе кинематическую схему механизмов.



Масштаб кинематической схемы.

$$\mu_e = \frac{l_{\mu B}}{AB} = \frac{0,2 \text{ м}}{20 \text{ мм}} = 0,01 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Строим план скоростей.

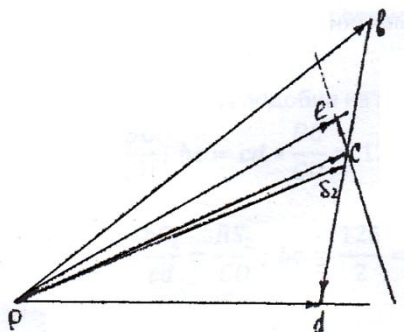
Скорость точки В кривошипа:

$$V_B = \omega_1 + I_{AB};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30}; \quad \omega_1 = \frac{3,14 \cdot 800}{30} = 83,7 \left[ \text{с}^{-1} \right];$$

$$V_B = 83,7 \cdot 0,2 = 16,7 \left[ \frac{\text{м}}{\text{с}} \right].$$

Произвольно выбираем плюс плана  $P$  и выбираем масштаб скоростью  $V_b$ . Известно, что ошибки графических и графоаналитических методов решения задач вызваны неточностью построения. Поэтому правильный выбор масштаба очень важен для результата решения. Чем меньше масштаб, тем точнее решение.



$$\text{Выберем: } \mu_v = \frac{V_B}{pb} = \frac{16,7}{83,5} = 0,5 \left[ \frac{\text{мс}^{-1}}{\text{мм}} \right]$$

Построение плана следует всегда начинать с написания векторных уравнений

$$\frac{\overline{V_D}}{\square AD} = \overline{V_B} \frac{\overline{V_{DB}}}{\perp BD}$$

Рекомендуем подчеркивать двумя черточками векторы, известные и по величине и по направлению, и одной чертой вектор, известный только по направлению. Скорости точек С и S2 шатуна BD находим по теореме подобия.

$$\frac{bc}{cd} = \frac{BC}{CD}; \quad bc = cd \cdot \frac{BC}{CB} = 53 \cdot \frac{50}{110} = 24 [\text{мм}]$$

$$\frac{bS_2}{cd} = \frac{BS_2}{CD}; \quad bs_2 = cd \cdot \frac{BS_2}{CD} = 53 \cdot \frac{55}{110} = 26.5 [\text{мм}]$$

Помня, что абсолютные значения скоростей (и ускорений) берут начало в полюсе, строим векторы  $\overline{pc}$  и  $\overline{pS_2}$  по которым можем определить значения скоростей

$$V_C = \mu_V \cdot pc;$$

$$V_{S_2} = \mu_V \cdot pS_2$$

Скорость точки E ползуна 5

$$\frac{\overline{V_E}}{\square AE} = \overline{V_C} \frac{\overline{V_{EC}}}{\perp EC};$$

$$V_E = \mu_V \cdot pe$$

Угловые скорости шатунов 2 и 4

$$\omega_2 = \frac{V_{DB}}{I_{DB}} = \frac{\mu_V \cdot db}{\mu_I \cdot BD} = \frac{0.5 \cdot 53}{1.1} = 24 [c^{-1}]$$

$$\omega_4 = \frac{V_{EC}}{I_{EC}} = \frac{\mu_V \cdot ec}{\mu_I \cdot CE} = \frac{0.5 \cdot 7}{0.7} = 5 [c^{-1}]$$

Если мысленно перенесем векторы относительных скоростей  $V_{DB}$  и  $V_{EC}$  в точки D и E получим направления угловых скоростей  $\omega_2$  и  $\omega_4$ , которые можно показать на схеме механизма.

Построение плана ускорений ведется в такой же последовательности. Ускорение точки В в общем случае:

$$\overline{a_B} = \overline{a_B^n} + \overline{a_B^\tau}, \quad \text{но } \overline{a_B^\tau} = 0 \text{ т.к. } \varepsilon_1 = 0$$

$$a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = (83.7)^2 \cdot 0.2 = 140.1 \left[ \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right]$$

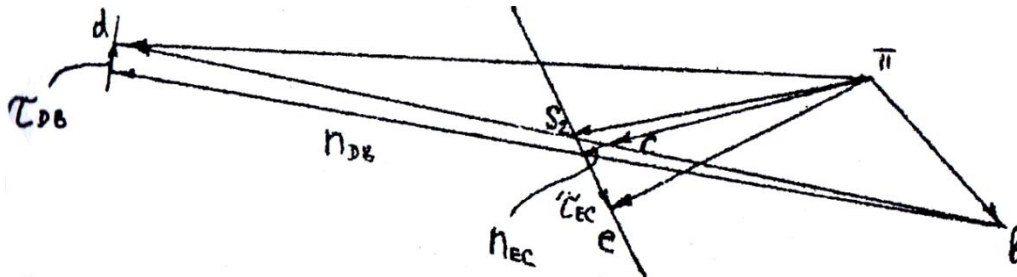
Выбираем масштаб:

$$\mu_a = \frac{a_B}{\pi B} = \frac{140}{28} = 5 \left[ \frac{\text{мс}^{-2}}{\text{мм}} \right]$$

Векторное уравнение для ускорения точки D записывается аналогично уравнению для скорости этой точки.

$\vec{a}_D = \vec{a}_B + \vec{a}_{DB}$ , а если его развернем, то получим:

$$\vec{a}_D^n + \vec{a}_D^\tau = \vec{a}_B^n + \vec{a}_{DB}^n + \vec{a}_{DB}^\tau$$



В этом уравнении  $a_D^n = 0$ , так как ползун 3 движется поступательно. И окончательно:

$$\frac{\vec{a}_D^\tau}{|AD|} = \frac{\vec{a}_B^n}{|AB|} + \frac{\vec{a}_{DB}^n}{|DB|} + \frac{\vec{a}_{DB}^\tau}{|DB|}$$

$$a_{DB}^n = \frac{V_{DB}^2}{l_{DB}} = \omega^2 \cdot l_{DB} = 24^2 \cdot 1.1 = 633.6 \left[ \frac{м}{с^2} \right]$$

От конца вектора  $\pi B$  откладываем в масштабе  $\mu_a$  вектор  $\vec{a}_{DB}^n \rightarrow \vec{n}_{DB}$ , и от конца этого вектора проводим перпендикулярный ему вектор  $\vec{\tau}_{DB}$ . Точка d находится на пересечении вектора  $\vec{\tau}_{DB}$  с прямой, параллельной AD и проходящей через полюс  $\pi$ .

Точки C и  $S_2$  находим из подобия на вектор db

$$\frac{bc}{cd} = \frac{BC}{CD}; \quad bc = cd \cdot \frac{BC}{CD} = 126 \cdot \frac{0.5}{1.1} = 57 [мм]$$

$$\frac{bS_2}{cd} = \frac{BS_2}{CD}; \quad bc = \frac{126}{2} = 63 [мм]$$

Ускорение точки E получим из уравнения:

$$\frac{\vec{a}_E^\tau}{|AE|} = \vec{a}_C + \frac{\vec{a}_{EC}^n}{|EC|} + \frac{\vec{a}_{EC}^\tau}{\perp EC};$$

где:

$$a_{EC}^n = \frac{V_{EC}^2}{l_{EC}} = \omega_1^2 \cdot l_{EC} = 5^2 \cdot 0.7 = 17.5 \left[ \frac{м}{с^2} \right]$$

Откладываем  $n_{EC} = \frac{a_{EC}^n}{\mu_a} = 3.5 мм.$

Из конца этого вектора проводим перпендикулярно ему  $\vec{\tau}_{EC}$ . Точка E находится на пересечении  $\vec{\tau}_{EC}$  и прямой, параллельной EA и проходящей через полюс  $\pi$ .

Определим ускорения центров масс

$$a_{S_2} = \pi S_2 \cdot \mu_a; \quad a_{S_2} = 44 \cdot 5 = 220 \left[ \frac{M}{c^2} \right]$$

$$a_D = \pi d \cdot \mu_a; \quad a_D = 105 \cdot 5 = 525 \left[ \frac{M}{c^2} \right]$$

$$a_E = \pi e \cdot \mu_a; \quad a_E = 40 \cdot 5 = 200 \left[ \frac{M}{c^2} \right]$$

Угловые ускорения шатунов

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{DB}^\tau}{l_{DB}} = \frac{\tau_{DB} \cdot \mu_a}{l_{DB}}; \quad \varepsilon_2 = \frac{3 \cdot 5}{1.1} = 13.6 \left[ \frac{1}{c^2} \right]$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{EC}^\tau}{l_{EC}} = \frac{\tau_{EC} \cdot \mu_a}{l_{EC}}; \quad \varepsilon_4 = \frac{8 \cdot 5}{0.7} = 57 \left[ \frac{1}{c^2} \right]$$

Направления угловых ускорений получим, если мысленно перенесем  $a_{DB}^\tau$  в точку D и  $a_{BC}^\tau$  в точку E.

Теперь осталось определить инерционные нагрузки.

Для шатуна 2, совершающего плоское движение, получим:

$$F_{U_2} = -m_2 \cdot a_{S_2};$$

$$M_{U_2} = -J_{S_2} \cdot \varepsilon_2;$$

$$F_{U_2} = -\frac{G_2 \cdot a_{S_1}}{g} = \frac{110 \cdot 220}{9.8} = 2469.4 [H]$$

Направление силы инерции противоположно  $a_{S_1}$

$$M_{U_2} = -0.9 \cdot 13.6 = 12.2 \left[ \text{кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^{-2} \right] = 12.2 [H \cdot \text{м}]$$

Направление момента сил инерции противоположно  $\varepsilon_2$ . Силы инерции ползунов, совершающих прямолинейное движение

$$F_{U_3} = -\frac{G_3 \cdot a_D}{g} = -\frac{200 \cdot 525}{9.8} = 10714 [H]$$

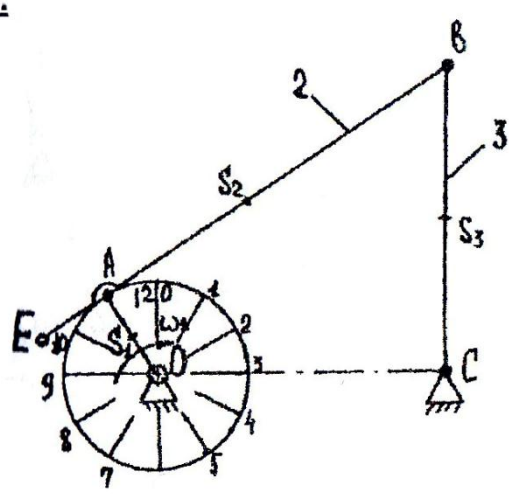
$$F_{U_5} = -\frac{G_5 \cdot a_E}{g} = -\frac{150 \cdot 200}{9.8} = 3061 [H]$$

Их направления противоположны направлениям соответствующих ускорений.

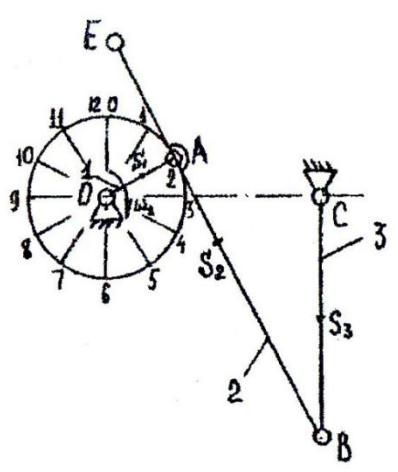
Инерционные нагрузки покажем на плане механизма.

### 3.4. Контрольные задания

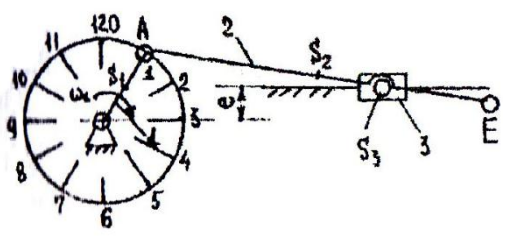
1.



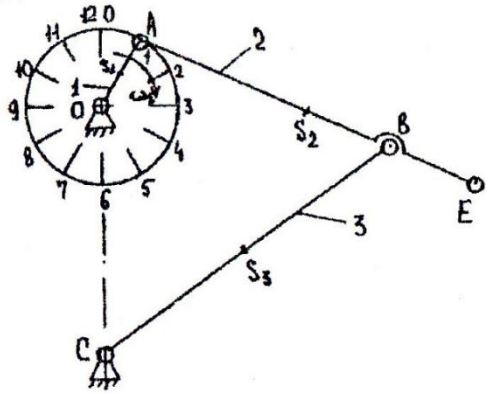
2.



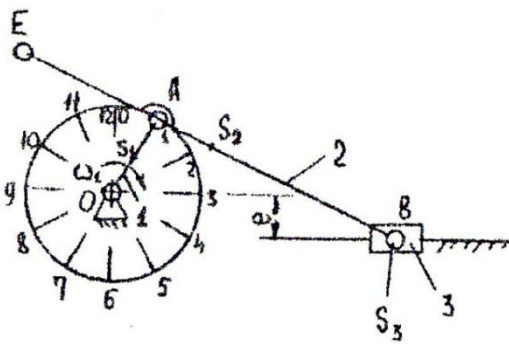
3.



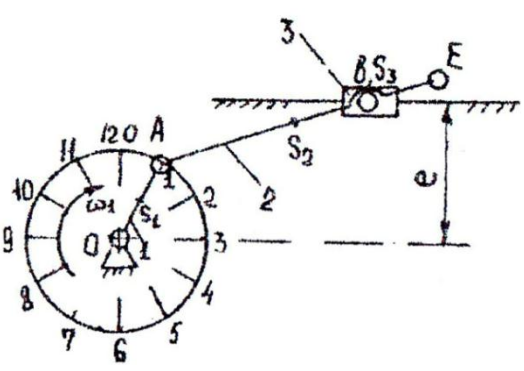
4.



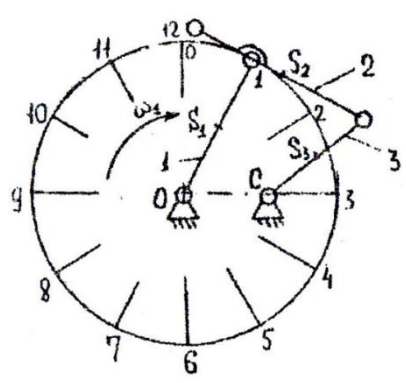
5.



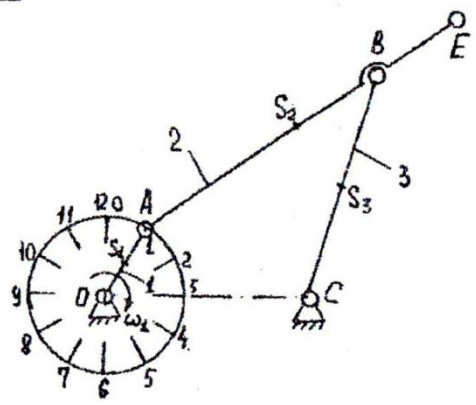
6.

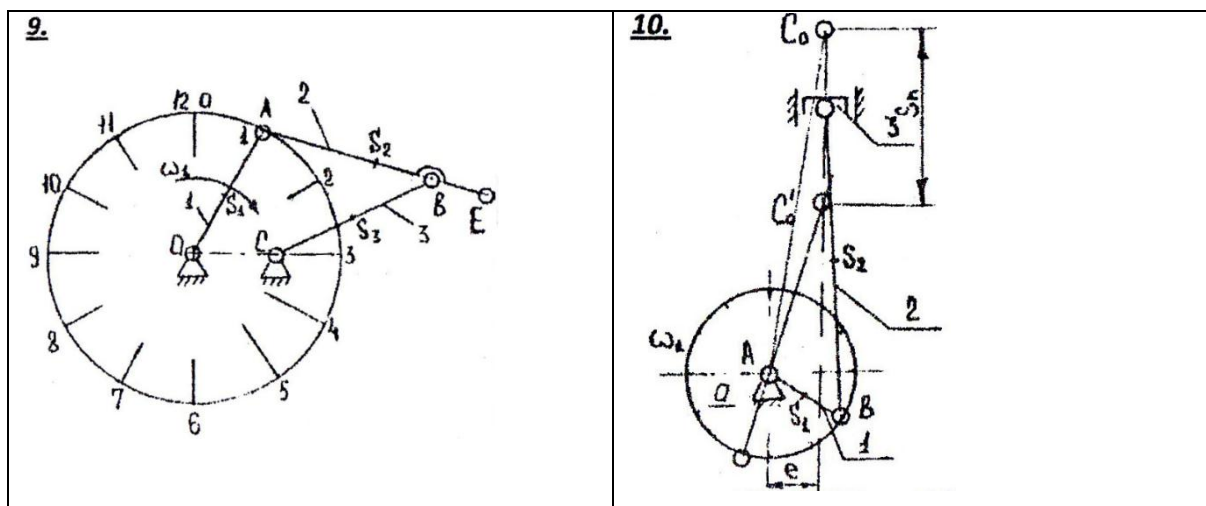


7.



8.





### Задание 1

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	24	22	200	170	150	130	115	90	75	55
OC, мм	40	45	400	450	400	300	250	240	200	120
BC, мм	60	55	500	350	300	350	300	200	160	150
AB, мм	64	60	600	540	500	400	350	280	240	180
AE, мм	25	28	240	190	210	200	150	75	80	70
$\omega_1$ , рад/с	50	60	25	14	19	20	24	15	35	30

### Задание 2

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	240	22	200	180	160	140	120	100	80	60
OC, мм	400	46	420	440	380	320	240	280	180	140
BC, мм	600	50	500	300	320	300	300	180	200	160
AB, мм	700	60	600	500	480	400	360	300	260	200
AE, мм	250	35	250	200	240	200	200	150	120	100
$\omega_1$ , рад/с	12	60	30	21	31	24	20	25	28	30

### Задание 3

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	24	22	230	170	150	130	120	100	75	65
e, мм	15	12	80	100	0	30	20	60	35	20
AB, мм	86	75	650	500	360	330	300	320	250	200
BE, мм	28	20	200	250	140	150	125	150	100	60
$\omega_1$ , рад/с	30	100	15	12	18	20	25	14	34	28

### Задание 4

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9

ОА, мм	90	120	100	25	80	50	60	100	20	40
ОС, мм	315	300	400	100	200	150	100	180	30	80
ВС, мм	315	420	550	150	400	250	200	350	60	160
АВ, мм	250	350	300	90	300	200	190	320	60	140
АЕ, мм	65	100	75	40	100	100	40	50	15	40
$\omega_1$ , рад/с	22	15	20	40	16	20	15	12	35	30

### Задание 5

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ОА, мм	22	20	240	180	160	140	120	100	80	60
е, мм	16	14	SO	80	0	28	25	30	40	30
АВ, мм	75	68	900	550	400	365	340	300	240	180
АЕ, мм	35	26	40	250	200	90	180	80	120	80
$\omega_1$ , рад/с	30	80	15	26	18	32	35	30	25	35

### Задание 6

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ОА, мм	30	110	70	120	60	80	150	200	100	40
е, мм	40	130	80	150	120	90	210	220	120	60
АВ, мм	110	360	220	400	180	250	550	650	320	160
ВЕ, мм	40	110	60	120	100	60	150	200	80	50
$\omega_1$ , рад/с	80	26	37	12	40	35	15	20	30	60

### Задание 7

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ОА, мм	170	240	60	200	80	100	40	64	80	60
ОС, мм	60	100	20	75	40	50	20	20	10	25
ВС, мм	150	200	50	240	70	80	35	60	60	50
АВ, мм	130	200	52	160	75	90	36	40	70	55
АЕ, мм	60	120	25	70	40	40	26	25	35	30
$\omega_1$ , рад/с	16	12	32	15	30	25	45	30	28	35

### Задание 8

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9



OA, мм	140	14	125	120	105	100	75	80	58	60
OC, мм	300	34	320	300	230	250	200	200	160	150
BC, мм	320	34	360	300	300	250	200	200	180	150
AB, мм	400	34	360	300	300	250	200	200	180	150
BE, мм	200	25	200	180	140	200	150	180	100	150
$\omega_1$ , рад/с	21	60	20	22	25	28	30	16	30	40

### Задание 9

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	50	60	60	35	80	70	240	50	200	150
OC, мм	30	24	10	20	50	40	75	20	100	55
BC, мм	60	64	80	40	100	80	200	60	240	170
AB, мм	55	40	70	37	90	75	160	52	200	120
BE, мм	35	20	40	30	60	40	85	30	80	50
$\omega_1$ , рад/с	45	35	40	50	30	15	10	40	12	37

### Задание 10

Величины	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
AB, мм	20	25	25	30	35	40	45	50	55	60
e, мм	6	7	8	9	10	9	8	9	10	9
BC, мм	80	100	110	120	140	160	180	200	220	240
BS, мм	30	34	35	40	45	50	55	60	65	70
$\omega_1$ , рад/с	200	60	190	180	70	170	90	160	150	110

#### 4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Передаточные механизмы технологических машин чаще всего выполняют с использованием зубчатых механизмов как наиболее надежных, долговечных и экономичных. При курсовом проектировании кинематическая схема передаточного механизма может быть задана, в обратном случае ее следует спроектировать. В любом случае кинематический синтез (проектирование) передаточного механизма выполняют в последовательности:

1. Определяют общее передаточное отношение механизма [1, §6.1]:

$$u_0 = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = u_{n_1} \cdot u_{n_2} \cdot \dots \cdot u_{\text{ред}},$$

где  $n_{\text{вх}}$ ;  $n_{\text{вых}}$  – частоты вращения входного и выходного звеньев механизма,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $u_{n_1}; u_{n_2}; \dots; u_{\text{ред}}$  – передаточные отношения всех ступеней механизма.

При вращении входного звена исполнительного механизма машины (кривошипа рычажного механизма, тяговых звездочек цепного конвейера и т.п.).

2. Определяют передаточные отношения простых зубчатых передач (зубчатых пар), используя заданные числа зубьев колес этих пар:

$$u_{n_1} = u_{1-2} = \pm \frac{z_2}{z_1}; u_{n_2} = u_{3-4} = \pm \frac{z_4}{z_3},$$

где:  $z_1$ ;  $z_2$  – числа зубьев ведущих колес пар (шестерен);  $z_3$ ;  $z_4$  – числа зубьев ведомых колес пар.

Если числа зубьев этих колес не заданы, их следует определить на основе соотношений (2). Так, с целью уменьшения габаритных размеров пар, например пары  $z_1$ - $z_2$ , назначают для шестерни  $z_1=12-16$  и передаточное отношение  $u_{1-2} \leq 4$ . Число зубьев колеса 2 составит  $z_2 = z_1 \cdot u_{1-2}$  с дальнейшим округлением его до целого числа  $z_2$ . При этом с целью исключения динамических импульсов на одни и те же зубья колеса со стороны шестерни и уменьшения износа зубьев, следует принять окончательное число  $z_2$  зубьев колеса 2, не имеющее общих множителей с числом  $z_1$  шестерни, или это общие множители у  $z_1$  и  $z_2$  должны быть как можно больше по величине.

3. Определяют передаточное отношение многосθενного зубчатого механизма (обычно планетарного редуктора), используя соотношения (1) и (2):

$$u_{ред} = \frac{u_0}{u_{n_1} \cdot u_{n_2} \cdot \dots}$$

4. Используя величину  $u_{ред}$ , выбирают оптимальную кинематическую схему планетарного механизма (рис. 4.1.). Для силового привода значительной мощности принимают механизмы, имеющие высокий КПД [1, §7.1].

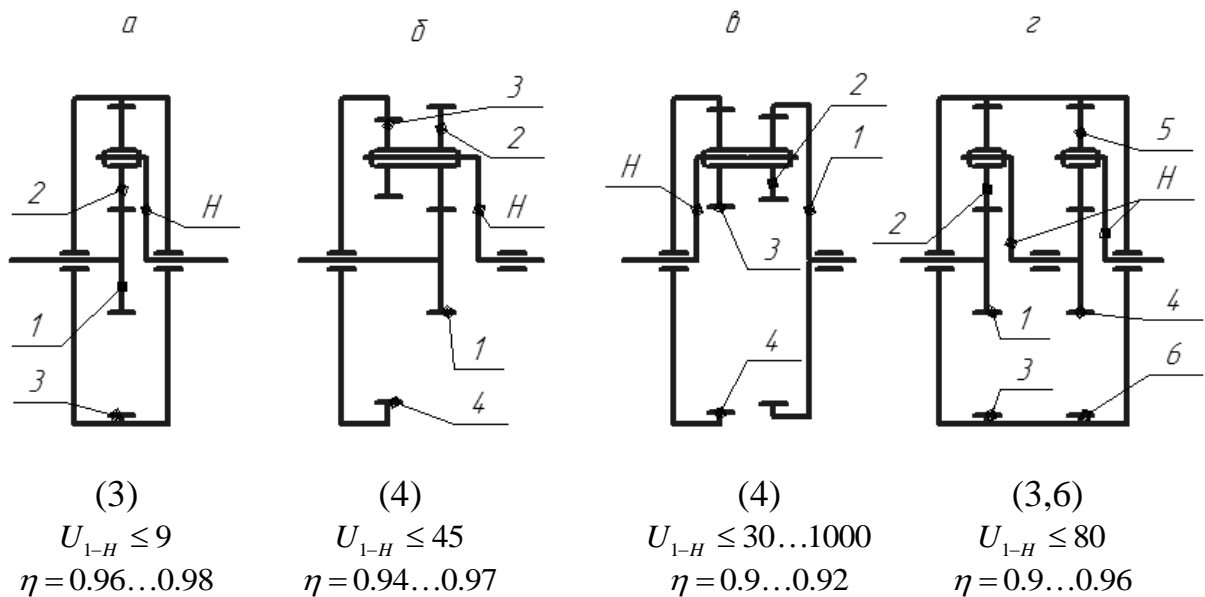


Рис. 4.1. Схемы и параметры планетарных механизмов

5. Определяют числа зубьев колес и сателлитов планетарного механизма, с учетом ряда ограничений (условий) [1, §7.3]:

- число зубьев  $z_k$  всех колес должны быть целыми;
- сочетание чисел зубьев колес должно обеспечивать требуемое передаточное отношение  $u_{ред}$  с допустимой точностью  $\pm 2\%$ . Для схемы на рис. 2.а оно составляет  $u_{1-H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ , для схемы на рис. 4.1.б –

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3};$$

- исключить заклинивание и интерференцию зацеплений колес, для чего должны выполняться соотношения: для схем на рис.

$$4.1.a \left| \frac{z_1^2 - 34}{34 - 2 \cdot z_1} \right| \geq z_2 > 17, z_3 \geq \frac{z_2^2 - 34}{2 \cdot z_2 - 34}, z_3 - z_2 > 8; \text{ для схемы на рис. 4.2.б}$$

$$z_3 > 17, z_4 \geq \frac{z_3^2 - 34}{2 \cdot z_3 - 34}$$

– обеспечить соосность, т.е. совпадение осей центральных колес (1 и 3 на схеме рис. 4.1.а; 1 и 4 на схеме рис. 4.1.б). Для схемы на рис 4.1.а оно дает соотношение  $z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3$ , для схемы на рис. 4.1.б соотношение  $m_1 \cdot (z_1 + z_2) = m_2 \cdot (z_4 - z_3)$ , где  $m_1, m_2$  – модули колес;

– выполнить условие соседства сателлитов (2 на рис. 4.1.а, 2,3 на рис. 4.1.б), т.е. размещение соседних сателлитов в каждом ряду с гарантированным зазором между вершинами их зубьев. Оно дает соотношение

$$- \text{ для схемы на рис 4.1.а } (z_1 + z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) \geq (z_2 + 2);$$

$$- \text{ для схемы на рис 4.1.б } (z_4 - z_3) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > (z_3 + 2);$$

– выполнить условие сборки сателлитов, т.е. свободного входа зубьев сателлитов во впадины между зубьями центральных колес (1 и 3 на схеме рис. 4.1.а; 1 и на схеме рис. 4.1.б. Оно дает отношение  $\frac{z_1 \cdot u_{1-H}}{k} = A$ , где  $k$  – число сателлитов в ряду, обычно  $k=3-6$ ;  $A$  – целое положительное число.

Для схемы на рис 4.1.а оно приводится к виду  $\frac{z_1 + z_3}{k} = A$ , для схемы

$$\text{на рис.4.2.б. к виду } \frac{z_1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{3}}{k} = A.$$

Расчет чисел зубьев колес и числа сателлитов по указанным условиям целесообразно выполнять на ЭВМ или по методике [1, §7.3]. При этом для получения наименьших габаритных размеров механизма расчет начинают с  $z_1 = 14$ .

6. Используя найденные числа зубьев колес планетарного механизма, рассчитывают его фактическое передаточное отношение:

– для схемы на рис. 4.1.а

$$U_{ред}^{\phi} = U_{1-H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}; \quad (3)$$

– для схемы на рис. 4.1.б

$$U_{ред}^{\phi} = U_{1-H}^{(4)} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}; \quad (4)$$

– для схемы на рис. 4.1.г

$$U_{ред}^{\phi} = U_{1-H_2}^{(3.6)} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{z_4}{z_6}\right); \quad (5)$$

7. Рассчитывают фактическое общее передаточное отношение механизма

$$U_0^{\phi} = U_{1-2}^{\phi} \cdot U_{3-4}^{\phi} \cdot \dots \cdot U_{ред}^{\phi}.$$

Оно должно соответствовать требуемому значению  $U_0$  по формуле (1) с допустимым отклонением не более  $\pm 2\%$ .

8. По формулам п. 5 проверяют выполнение условий: отсутствия заклинивания зацеплений, соосности центральных колес, соседства сателлитов и их сборки.

9. Используя найденные фактические передаточные отношения ступеней передаточного механизма, рассчитывают частоты вращения его звеньев (зубчатых колес, валов).

10. Рассчитывают делительные диаметры всех зубчатых колес передаточного механизма по формуле  $d = m \cdot z$ , где  $m$  – модуль зубчатых колес, мм. Если модуль не задан, его следует определить из условия контактной прочности боковых поверхностей зубьев [1, § 6.1] и окончательно принять ближайшее к нему стандартное значение модуля по СТ СЭВ 310 – 76 (по одному из рядов):

$$\begin{aligned} 1^{\text{й}} \text{ ряд} &- 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 10; 12 \\ 2^{\text{й}} \text{ ряд} &- 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11. \end{aligned}$$

11. Вычерчивают в принятом стандартном масштабе (М 1:1; 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5) кинематическую схему механизма в соответствии с требованиями ГОСТ 2.703–68 и ГОСТ 2.770–68.

#### 4.1. Пример синтеза передаточного механизма и эвольвентной передачи строгального станка

Выполнить синтез по следующим данным (рис. 4.2.1):

- частота вращения входного вала I передаточного механизма МЗ, соединенного с валом электродвигателя D муфтой M,  $n_I = n_{об} = 935 \text{ мин}^{-1}$ ;
- частота вращения выходного вала II, соединенного с кривошипом К(1) рычажного механизма (1, 2, 3, 4, 5),  $n_{II} = n_k = 80 \text{ мин}^{-1}$ ;
- сила сопротивления (резания), приложенная к резцу P,  $F_s = 2000 \text{ Н}$ ;
- средняя скорость движения резца  $v_p = 40 \text{ м/мин}$ ;
- механизм МЗ работает в масляной ванне.

#### РЕШЕНИЕ

##### Кинематический синтез передаточного механизма

Общее передаточное отношение механизма по формуле (1)

$$U_0 = \frac{n_1}{n_k} = \frac{935}{80} = 11.7$$

Так как передаточное отношение невелико, ориентируемся на несложную кинематическую схему, содержащую однорядный планетарный редуктор по рис. 4.1.а (содержащий колеса 1, 2, 3) и зубчатую передачу (колеса 4, 5). Для получения компактного механизма назначаем невысокие числа зубьев колес 4, 5  $z_4=13$ ,  $z_5=24$ , не имеющие к тому же общих множителей (с целью уменьшения износа и хорошей приработки зубьев этих колес).

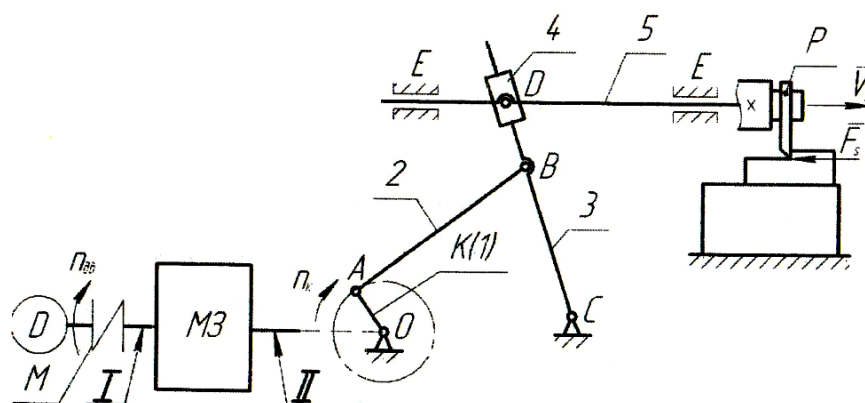


Рис.4.2.1. Расчетная схема привода станка

Передаточное отношение зубчатой передачи 4, 5 по формуле (2)

$$U_{4-5} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{24}{13} = 1.85.$$

Передаточное отношение планетарного редуктора по формуле (3)

$$U_{ред} = \frac{U_0}{U_{4-5}} = \frac{11.7}{1.85} = 6.32.$$

Так как  $U_{ред} < 9$ , принимаем окончательно схему редуктора по рис. 4.1.а.

Вычерчиваем полную кинематическую схему, передаточного механизма и указываем на ней номера зубчатых колес и валов (от входа к выходу механизма) (рис. 4.2.2).

Находим числа зубьев  $z$  колес и число  $K$  сателлитов редуктора на основе обеспечения его передаточного отношения  $U_{ред} = 6.32$ ; исключения заклинивания зацепления колес 1, 2, 3; соосности; соседства сателлитов и сборки.

Расчет, выполненный на ЭВМ в программе «ZUBSAT» (при  $T = 4$ ) дал результаты:  $z_1 = 16$ ,  $z_2 = 35$ ,  $z_3 = 86$ ,  $K = 3$ ,  $A = 34$ .

Фактическое передаточное отношение планетарного редуктора

$$u_{ред}^{\phi} = u_{1-H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_2} = 1 + \frac{86}{35} = 6.375.$$

Фактическое общее передаточное отношение механизма

$u_0^{\phi} = u_{ред}^{\phi} \cdot u_{4-5} = 6.375 \cdot 1.85 = 11.79$  отклоняется от требуемого  $u_0 = 11.7$  на

$$u_0 = \frac{u_0^{\phi} - u_0}{u_0} \cdot 100\% = \frac{11.79 - 11.70}{11.70} \cdot 100\% = 0.77\% < 2\%, \text{ что приемлемо.}$$

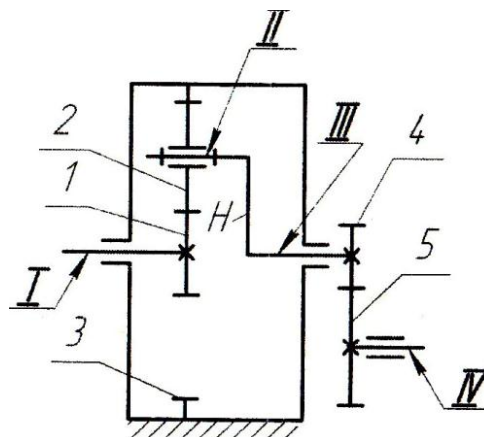


Рис.4.2.2. Схема передаточного механизма

Проверяем в планетарном редукторе выполнение условий:



– исключения заклинивания зацеплений:

а) колес 1, 2:  $z_1=16>13$ ,  $z_2=35>17$  - условие выполняется;

б) колес 2,3:  $z_3 \geq \frac{z_2^2 - 34}{2 \cdot z_2 - 34} = \frac{35^2 - 34}{2 \cdot 35 - 34} = 33,86 > 33$  – условие выполня-

ется;

– исключения интерференции зубьев колес 2, 3:  $z_3 - z_2 > 8$ ;  $86 - 35 = 51 > 8$  – условие выполняется;

– соосности колес 1, 3:  $z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3$ ,  $16 + 2 \cdot 35 = 86$ ,  $86 = 86$  - условие выполняется;

– соседства  $K=3$  сателлитов 2:  $(z_1 + z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) \geq (z_2 + 2)$ ,

$(16 + 35) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) \geq (35 + 2)$ ,  $44,1 > 37$ ; – условие выполняется;

– сборки (установки) сателлитов 2:

$$\frac{z_1 + z_3}{K} = A, \quad \frac{16 + 86}{3} = 34, \quad 34 = 34 \text{ – условие выполняется;}$$

Частоты вращения зубчатых колес и валов:

– вала I и колеса I:  $n_I = n_1 = 935 \text{ м}35^{-1}$ :

– водила H, вала III и колеса 4:

$$n_H = n_{III} = n_4 = \frac{n_1}{u_{1-H}^{(3)}} = \frac{935}{6,375} = 146,8 \text{ мин}^{-1};$$

– колеса 5 и вала IV:

$$n_5^\phi = n_{IV} = \frac{n_4}{u_{1-4}} = \frac{146,8}{1,85} = 79,3 \text{ мин}^{-1},$$

отклоняется от требуемого по заданию  $n_k = 80 \text{ мин}^{-1}$

на  $n = \frac{n_k - n_5^\phi}{n_k} \cdot 100\% = \frac{80 - 79,3}{80} \cdot 100\% = 0,88\% < 2\%$ , что приемле-  
мо.

Так как модуль зубчатых колес 4, 5 не задан, рассчитываем его из усло-  
вия контактной прочности боковых (рабочих) поверхностей зубьев, работа-  
ющих в масляной ванне [1, § 6.1]:

– расчетная мощность на кривошипе рычажного механизма станка и на  
валу IV зубчатого механизма:

$$P_k = P_{IV} = F_S \cdot \frac{v_p}{60} \cdot \left( \frac{K_H}{\eta_{pm}} \right) = 2000 \cdot \frac{40}{60} \cdot \left( \frac{1,7}{0,92} \right) = 2463 \text{ Вт}$$

где  $K_H = 1,7$  – коэффициент нагрузки механизма (обычно  $K_H = 1,6..1,8$ );

$\eta_{pm} = 0,92$  – КПД рычажного механизма;

– расчетный вращающий момент на шестерне 4 зубчатой передачи:

$$T_4 = 9,55 \cdot \frac{P_k}{(n_k \cdot \eta_{зуб} \cdot u_{4-5})} = 9,55 \cdot \frac{2463}{79,3 \cdot 0,98 \cdot 1,85} = 162,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $\eta_{зуб}$  – КПД зубчатой передачи.

– расчетный вращающий момент на центральном колесе I планетарного редуктора

$$T_1 = \frac{T_4}{u_{1-H}^{(3)} \cdot \eta_{ред}} = \frac{162,5}{6,375 \cdot 0,96} = 26,55 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $\eta_{ред} = 0,96$  – КПД планетарного редуктора

– выбираем материал зубчатых колес 1 – 5 механизма – термообработанную сталь 40Х с характеристиками:  $\delta_g = 900 \text{ МПа}$ ,  $\delta_m = 750 \text{ МПа}$ , твердость 315 НВср; допускаемое контактное напряжение  $[\delta_H] = 640 \text{ МПа}$ ;

– межосевое расстояние зубчатых колес 1, 2

$$a_{1-2} = 8,82 \cdot (u_{1-2} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_c}{K \cdot u_{1-2}}} = 8,82 \cdot (2,19 + 1) \sqrt[3]{\frac{26,55 \cdot 1,2}{3 \cdot 2,19}} = 47,5 \text{ мм},$$

где:

Передаточное отношение зубчатой пары 1,2

$$u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{35}{16} = 2,19 ;$$

$K_c = 1,2$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между  $K=3$  сателлитами.

Модуль зубчатых колес 1-3:

$$m_{1-3} = \frac{2 \cdot a_{1-2}}{z_1 \cdot (u_{1-2} + 1)} = \frac{2 \cdot 47,5}{16 \cdot (2,19 + 1)} = 1,87 \text{ мм}.$$

Принимаем по СТ СЭВ 310-76,  $m_{1-3} = 2 \text{ мм}$ ;

– межосевое расстояние зубчатой передачи 4-5

$$a_{4-5} = 8,82 \cdot (u_{4-5} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_4}{u_{4-5}}} = 8,82 \cdot (1,85 + 1) \sqrt[3]{\frac{162,5}{1,85}} = 111,7 \text{ мм}.$$

Модуль зубчатых колес 1-3:

$$m_{1-3} = \frac{2 \cdot a_{4-5}}{z_4 \cdot (u_{4-5} + 1)} = \frac{2 \cdot 111,7}{13 \cdot (1,85 + 1)} = 6,04 \text{ мм.}$$

Принимаем по СТ СЭВ 310-76  $m_{4-5} = 6$  мм.

Делительные диаметры зубчатых колес:

$$d_1 = m_{1-3} \cdot z_1 = 2 \cdot 16 = 32 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_{1-3} \cdot z_2 = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм;}$$

$$d_3 = m_{1-3} \cdot z_3 = 2 \cdot 86 = 172 \text{ мм;}$$

$$d_4 = m_{4-6} \cdot z_4 = 6 \cdot 13 = 78 \text{ мм;}$$

$$d_5 = m_{4-5} \cdot z_5 = 6 \cdot 24 = 144 \text{ мм.}$$

Вычерчиваем в масштабе М 1:1 кинематическую схему механизма по ГОСТ 2.703-68 и ГОСТ 2.770-68 (рис. 5).

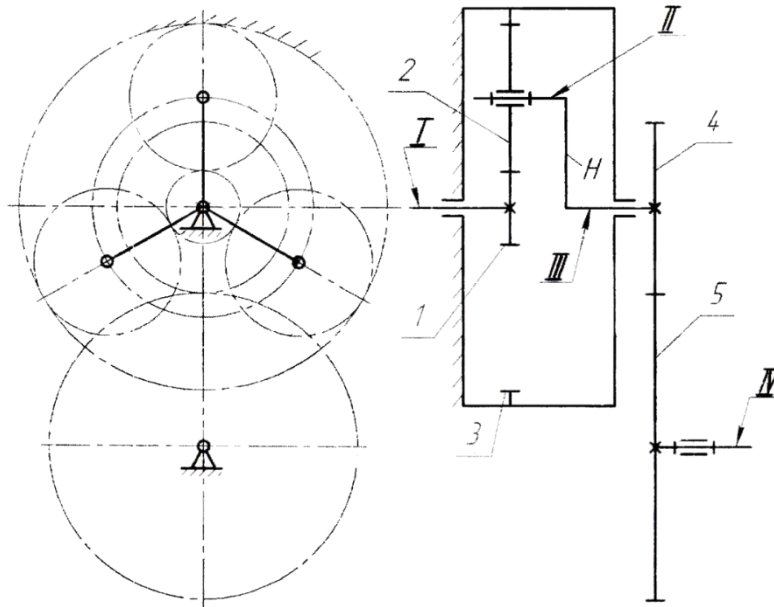


Рис. 4.2.3. Кинематическая схема передаточного механизма

## 5. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ. ЗАДАНИЯ

По курсу теории механизмов и машин студенты должны выполнить два контрольных задания.

### ЗАДАНИЕ 1

#### *Кинематическое исследование и проектирование механизмов*

Задание состоит из трёх задач, в первой из которых следует произвести кинематический анализ одного шестизвенного шарнирно-рычажного механизма, во второй – определить передаточное отношение сложного зубчатого механизма и в третьей – выполнить кинематический синтез простейшего шарнирно-рычажного или кулачкового механизма.

Предлагается 10 различных типов задач. Все задачи каждого типа даны в десяти числовых вариантах. Обязательным для выполнения является тот тип задач, который соответствует последней цифре шифра студента, и тот числовой вариант этого типа, номер которого совпадает с предпоследней цифрой шифра студента. Если последняя цифра шифра нуль, то студент должен выполнить задачи десятого типа.

#### Вариант №1

##### Задача 1.

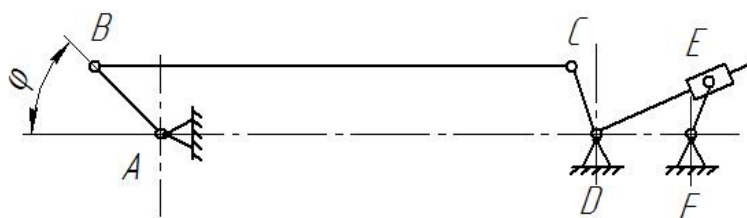
Для механизма привода челнока швейной машины (рис. 5.1.) определить скорости и ускорения всех шарнирных точек механизма, а также величины и направления угловых скорости и ускорения звеньев в заданном положении ведущего звена  $AB$ , построив план скоростей и план ускорений.

$$BC = AD = 13 AB; CD = 1.3 AB; DF = 1.5 AB; FE = 1.4 AB; \angle CDE = 90^\circ$$

Данные для расчёта взять из табл. 5.1.

Таблица 5.1.

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$AB$ , м	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011
$\omega_{AB}$ , рад/сек	70	75	80	85	90	85	80	75	70	65
$\varphi$ , град	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270

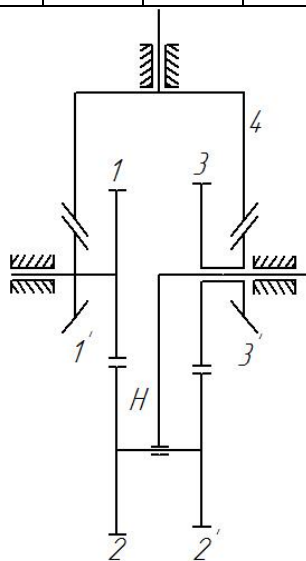


### Задача 2.

В зубчатом замкнутом планетарном редукторе (рис. 5.2) определить передаточное отношение  $i_{H4}$ . Число зубцов на колёсах механизма указаны в табл. 5.2.

Таблица 5.2.

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z <sub>1</sub>	100	99	101	99	98	102	100	101	98	101
z <sub>1</sub> '	15	20	18	16	17	19	17	20	16	18
z <sub>2</sub>	99	98	102	99	99	101	101	100	99	100
z <sub>2</sub> '	100	100	99	101	101	98	100	98	102	99
z <sub>3</sub>	101	101	98	100	100	99	99	99	101	100
z <sub>3</sub> '	15	20	18	16	17	19	17	20	16	18
z <sub>4</sub>	150	160	144	160	153	171	170	180	144	180



### Задача 3.

Для кулачкового механизма с вращающимся кулачком и качающимся ведомым звеном (рис. 5.3.) определить минимальный радиус профиля  $R_{\min}$ , межцентровое расстояние  $A$  и угол  $\Psi_0$ . Дано: 1) максимальное угловое перемещение ведомого звена в одну сторону –  $\Psi_{\max}$ ; 2) угол поворота кулачка при прямом ходе –  $\Phi_1$ ; угол поворота кулачка при обратном ходе –  $\Phi_2$ ; длина ведомого звена –  $L$ ; допустимый угол давления при прямом ходе –  $\nu_1$ , допустимый угол давления при обратном ходе –  $\nu_2$ ; 5) закон изменения углового перемещения ведомого звена в зависимости от угла поворота кулачка

$$\Psi = \frac{\Psi_{\max}}{\Phi_1} \left( \varphi - \frac{2\pi}{\Phi_1} \sin 2\pi \frac{\varphi}{\Phi_1} \right) \text{ при прямом ходе;}$$

$$(0 \leq \varphi \leq \Phi_1)$$

$$\Psi = \Psi_{\max} \left( 1 - \frac{\varphi}{\Phi_2} + \frac{2\pi}{\Phi_2} \sin 2\pi \frac{\varphi}{\Phi_2} \right) \text{ при обратном ходе;}$$

Вычертив графики  $\Psi(\varphi)$  и  $\frac{d\Psi}{d\varphi}(\varphi)$ , построить график  $\frac{d\Psi}{d\varphi}(\varphi)$ , который и следует использовать для определения радиуса  $R_{\min}$ .

Данные для расчёта взять из табл. 5.3.

Таблица 5.3.

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Psi_{\max}$ , град	20	30	40	50	60	50	40	30	20	30
$\Phi_1$ , град	100	120	120	100	90	100	120	90	80	90
$\Phi_2$ , град	60	90	80	75	90	100	80	60	40	60
$L$ , мм	150	140	130	120	100	120	130	140	150	140
$\nu_1$ , град	30	40	30	30	40	45	30	40	30	40
$\nu_2$ , град	45	50	45	50	40	45	45	50	45	50

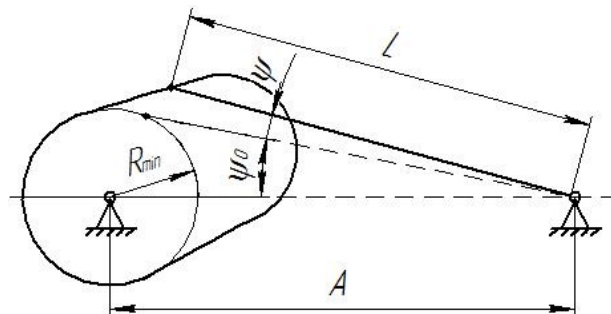


Рис. 5.3.

## Вариант №2

### Задача 1.

Главный вал (звено AD) ткацкого станка приводится в движение механизмом, схема которого изображена на рис. 5.4. Построением плана скоростей и плана ускорений определить величины и направления скорости и ускорения точки D и угловую скорость, и угловое ускорение звена AD при заданном положении ведущего звена AB.  $CD=3AC=AB$ . Данные для расчёта взять из табл. 4.

Таблица 5.4.

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
AB, м	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,18	0,26	0,34	0,40	0,20
$\omega_{AB}$ , рад/сек	20	22	24	26	28	30	28	26	24	22
$\varphi$ , град	360	330	300	270	240	210	180	150	120	90

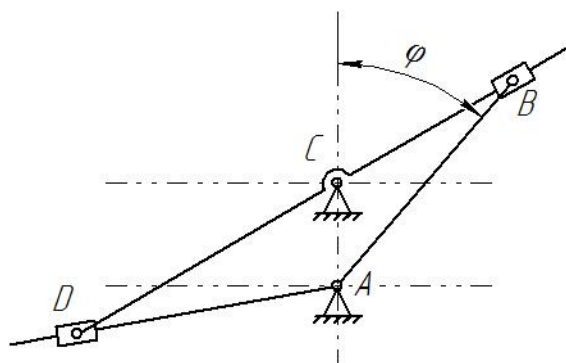


Рис. 5.4.

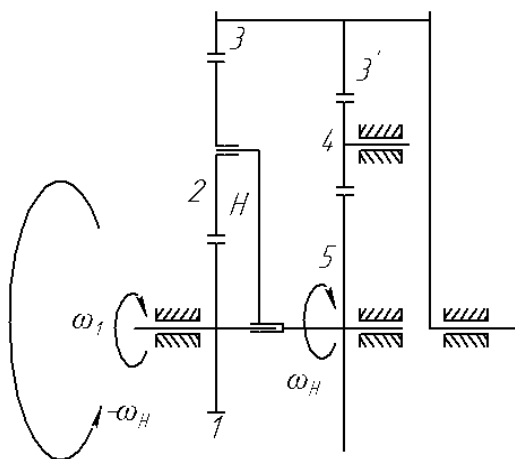
### Задача 2.

Определить передаточное отношение  $i_{13}$  от ведущего колеса 1 к барабану 3 в зубчатом замкнутом планетарном механизме электротельфера (рис. 5.5.). Число зубцов на колёсах механизма указаны в табл. 5.5.

Таблица 5.5.

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	15	16	17	18	19	20	19	20	18	17
$z_2$	42	42	41	41	40	40	41	41	42	42
$z_3$	99	100	99	100	99	100	101	102	102	101
$z_3'$	63	64	63	64	63	64	65	66	66	65
$z_4$	24	24	23	23	22	22	23	23	24	24
$z_5$	15	16	17	18	19	20	19	20	18	17



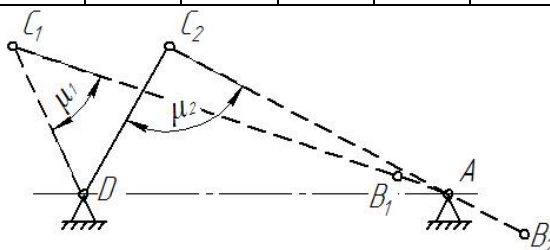


### Задача 3.

Спроектировать схему механизма шарнирного четырёхзвенника (рис. 5.6.) по двум крайним положениям звена CD и углам передачи  $\mu_1$  и  $\mu_2$  в этих положениях. Дано: длина  $l_{CD}$  и углы  $\Delta\Psi$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ . Определить длины звеньев  $l_{AB}$ ,  $l_{BC}$  и  $l_{AD}$ . Данные для расчёта взять из табл. 6.

Таблица 5.6.

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$I_{CD}$ , м	0,10	0,20	0,10	0,10	0,05	0,05	0,20	0,05	0,10	0,20
$\Delta\varphi$ , град	50	100	125	110	100	50	110	125	100	50
$\mu_1$ ,град	40	20	20	30	20	40	30	20	20	40
$\mu_2$ ,град	80	95	135	135	95	80	135	135	95	80



## Вариант №3

### Задача 1.

Для механизма строгального станка (рис. 5.7.) определить скорости и ускорения всех шарнирных точек механизма в заданном положении ведущего звена, построив план скоростей и план ускорений.  $AC = 0,29AB$ ;  $CD = 0,71AB$ ;  $DE = 2,14AB$ ;  $\angle BCD = 90^\circ$ .

Данные для расчёта взять из табл. 5.7.

Таблица 5.7.

Числовые	Предпоследняя цифра шифра
----------	---------------------------

данные	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
AB, м	0,17	0,20	0,17	0,15	0,14	0,16	0,18	0,19	0,17	0,20
$\omega_{AB}$ , рад/сек	10	9	8	7	6	5	6	7	8	9
$\varphi$ , град	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270

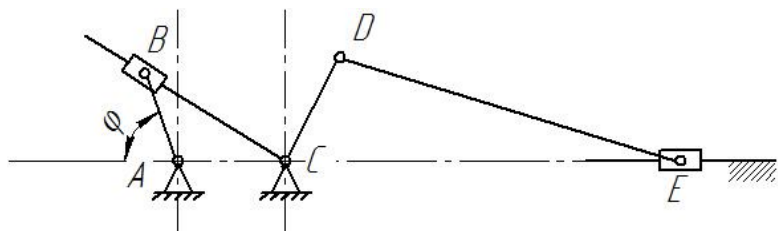


Рис. 5.7.

### Задача 2.

В зубчатом замкнутом планетарном редукторе полиспаста (рис. 5.8.) определить передаточное отношение  $i_{15}$  от ведущего вала 1 к барабану 5. Числа зубцов на колёсах механизма даны в табл. 5.8.

Таблица 5.8.

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	15	16	17	18	15	16	17	18	15	16
$z_2$	60	59	58	57	50	51	51	52	45	48
$z_2'$	30	31	32	32	25	26	27	25	25	24
$z_3$	105	106	107	108	90	93	95	95	85	88
$z_3'$	30	29	28	27	25	26	27	25	25	24
$z_4$	45	44	43	42	40	41	42	43	45	48
$z_5$	120	117	114	111	105	108	111	111	115	120

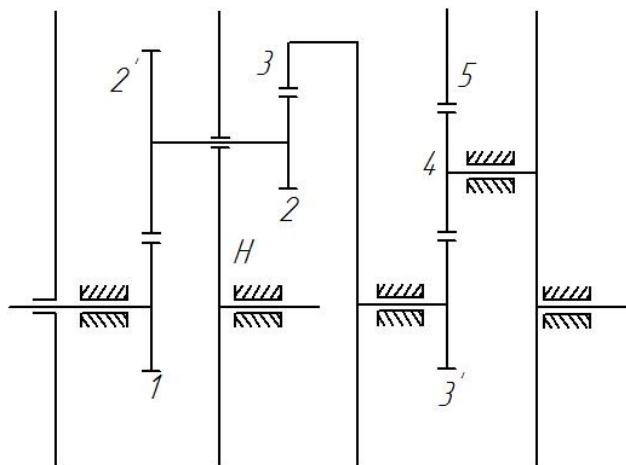


Рис. 5.8.

### Задача 3.

Определить минимальный радиус профиля вращающегося кулачка  $R_{\min}$  для механизма с поступательно движущимся плоским ведомым звеном (рис. 5.9.) так, чтобы кулачок был выпуклым (метод Я. Л. Геронимуса).

Дано:

- 1) максимальное перемещение ведомого звена в одну сторону –  $S_{\max}$ ;
- 2) угол поворота кулачка при прямом ходе –  $\Phi_1$ ; угол поворота кулачка при обратном ходе –  $\Phi_2$ ; 3) закон изменения перемещения  $S$  ведомого звена в зависимости от угла поворота кулачка

$$S = \frac{S_{\max}}{\Phi_1} \left( \varphi - \frac{2\pi}{\Phi_1} \sin 2\pi \frac{\varphi}{\Phi_1} \right) \text{ для прямого хода;}$$

$$S = S_{\max} \left( 1 - \frac{\varphi}{\Phi_2} + \frac{2\pi}{\Phi_2^2} \sin 2\pi \frac{\varphi}{\Phi_2} \right) \text{ для обратного хода;}$$

$$(0 \leq \varphi \leq \Phi_2).$$

Вычертив графики  $S(\varphi)$  и  $\frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ , построить график  $\frac{d^2S}{d\varphi^2}(S)$ , который и следует использовать для определения радиуса  $R_{\min}$ .

Данные для расчёта взять из табл. 5.9.

Таблица 5.9.

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$S_{\max}, \text{мм}$	50	60	70	80	90	100	90	80	70	60
$\Phi_1, \text{рад}$	1,0	0,9	0,8	0,7	1,0	0,8	0,7	0,9	1,0	0,8
$\Phi_2, \text{рад}$	0,9	1,0	0,9	0,8	0,9	0,7	0,9	0,8	0,9	0,9

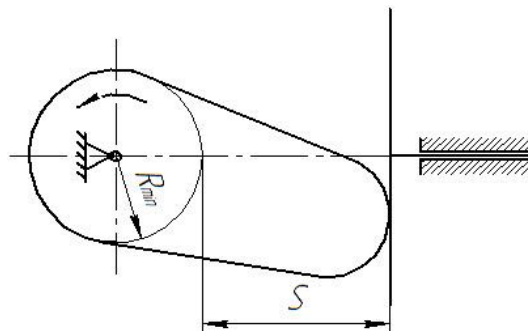


Рис. 5.9.

## Вариант №4

### Задача 1.

Для механизма долбежного станка (рис. 5.10.) определить скорости и ускорения всех шарнирных точек механизма в заданном положении ведущего звена АВ, построив план скоростей и план ускорений.  $b_{уx}=2AB$ ;  $CD=2,8AB$ ;  $DE=2,2AB$ ;  $\angle BCD=15^\circ$ . Данные для расчёта взять из табл. 5.10.

Таблица 5.10.

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
AB, м	0,20	0,20	0,24	0,26	0,28	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22
$\omega_{AB}$ , рад/сек	4	5	6	7	8	9	10	9	6	4
$\varphi$ , град	90	120	150	180	210	240	270	60	30	0

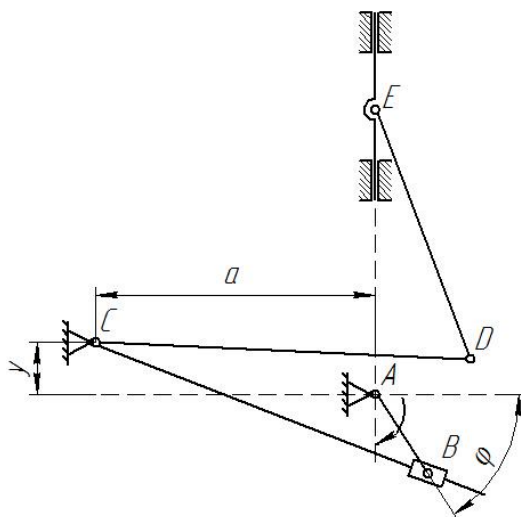


Рис. 5.10.

### Задача 2.

Определить передаточное отношение  $i_{13}$  от ведущего колеса 1 к барабану 3 в зубчатом замкнутом планетарном редукторе электротельфера (рис. 5.11). Числа зубцов на колёсах механизма даны в табл. 5.11.

Таблица 5.11

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	15	15	16	16	17	18	15	15	16	17
$z_2$	45	46	45	44	43	42	43	41	40	40
$z_2'$	15	16	15	17	16	15	15	16	16	17
$z_3$	75	77	76	77	76	75	73	72	72	74
$z_3'$	112	111	113	110	105	102	103	104	105	113
$z_4$	46	45	46	44	43	42	43	44	45	48
$z_5$	20	21	21	22	19	18	17	16	15	17

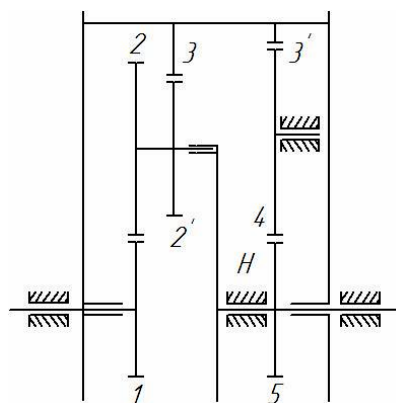


Рис.5.11.

### Задача 3.

Спроектировать схему нецентрального кривошипно-шатунного механизма (рис. 5.12.) по заданному ходу ползуна  $S_0$ , величине эксцентриситета  $e$  и максимальному углу давления  $\varphi_{\max}$ . Определить длины звеньев  $l_{AB}$  и  $l_{BC}$  приближённым методом (см. Вяч. А. Зиновьев. Курс теории механизмов и машин, стр. 388 – 391).

Вычертить в масштабе схему спроектированного механизма. Данные для расчёта взять из табл. 5.12.

Таблица 5.12.

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$S_0$ , мм	100	120	130	120	110	90	80	100	90	80
$e$ , мм	25	30	40	20	30	20	20	30	30	10
$\varphi_{\max}$ , град	30	40	35	30	25	20	15	20	25	30

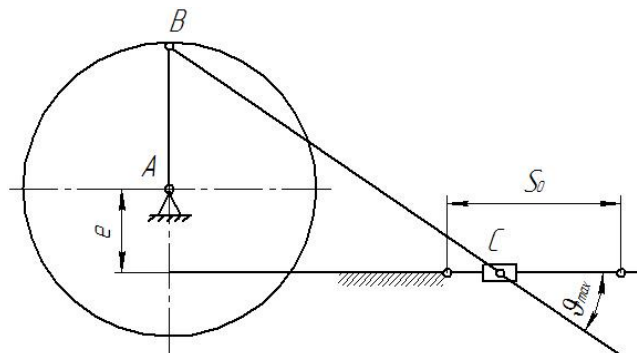


Рис.5.12.

### Вариант №5

#### Задача 1.

Для механизма формовочной машины с приводом от качающегося гидроцилиндра (рис. 5.13.) определить скорости и ускорения всех шарнирных точек в заданном положении ведущего поршня, который движется в гидроцилиндре с постоянной скоростью в определённом направлении.  $x_2=0,75x_1$ ;

$y=0,825x_1$ ;  $BC=1,1x_1$ ;  $CD=0,86x_1$ ;  $DE=1,35x_1$ ;  $\angle BCD=90^\circ$ . Данные для расчёта взять из табл. 5.13.

Таблица 13

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$x_1$ , мм	635	600	575	550	525	500	540	580	620	660
$AB/x_1$	1,84	1,92	1,76	1,67	1,59	1,50	1,43	1,38	1,43	1,67
Направление движения поршня	←	→	→	→	→	→	→	←	←	←
Скорость движения поршня $v$ , м/мин	10	9	8	7	6	5	6	7	8	9

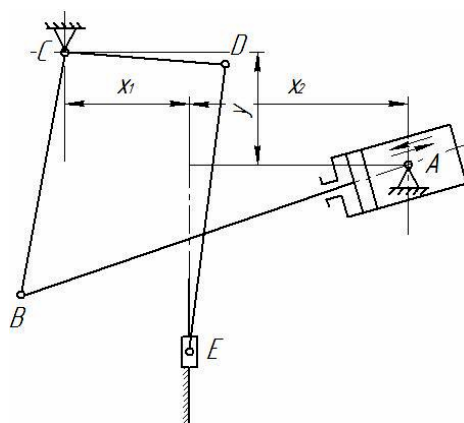


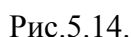
Рис.5.13.

### Задача 2.

Для механизма тельфера с зубчатой замкнутой планетарной передачей (рис. 5.14.) определить передаточное отношение  $i_{15}$  от ведущего колеса 1 к барабану 5. Число зубцов на колёсах механизма даны в табл. 5.14.

Таблица 5.14

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	15	17	9	10	11	12	13	12	14	15
$z_2$	27	30	27	30	34	36	35	33	35	45
$z_2'$	12	15	9	10	12	13	12	11	13	16
$z_3$	30	32	27	30	33	35	36	34	36	44
$z_3'$	12	15	9	10	11	12	11	10	12	14
$z_4$	30	32	27	30	34	36	37	35	37	46
$z_5$	72	79	63	70	79	84	85	80	86	106



Для кулачкового механизма с вращающимся кулачком и поступательно движущимся ведомым звеном (рис. 5.15.) определить минимальный радиус профиля кулачка  $R_{\min}$ , максимальный радиус профиля  $R_{\max}$  и величину эксцентриситета  $e$ .

- 1) максимальное перемещение ведомого звена в одну сторону –  $S_{\text{макс}}$ ;
- 2) угол поворота кулачка при прямом ходе –  $\Phi_1$ ; угол поворота кулачка при обратном ходе –  $\Phi_2$ ;
- 3) допустимый угол давления при прямом ходе –  $\nu_1$ , допустимый угол давления при обратном ходе –  $\nu_2$ ;
- 4) закон изменения перемещения  $S$  ведомого звена в зависимости от угла  $\varphi$  поворота кулачка

$$S = S_{\max} \left( 1 - \frac{3}{2\Phi_2^2} \varphi^2 - \frac{\varphi^3}{3\Phi_2} \right), (0 \leq \varphi \leq \Phi_2) \text{ при обратном ходе.}$$

Данные для расчёта взять из табл.5.15.

57

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$S_{\text{макс}}$ , мм	100	90	80	70	60	50	60	70	80	90
$\Phi_1$ , рад	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0
$\Phi_2$ , рад	0,6	0,7	0,6	0,7	0,8	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5
$v_1$ , град	15	20	20	15	15	15	15	20	25	15
$v_2$ , град	30	35	30	30	20	30	30	40	30	25

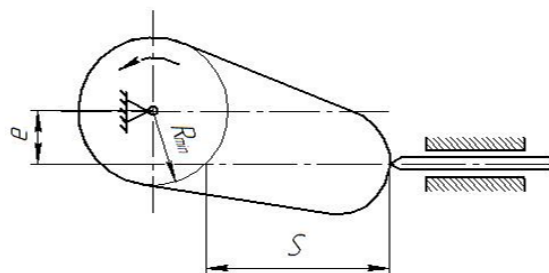


Рис 5.15

## Вариант №6

### Задача 1.

Для механизма двухцилиндрового ротационного двигателя внутреннего сгорания (рис. 5.16) определить величины и направления скоростей и ускорений всех шарнирных точек, угловую скорость и угловое ускорение звена BED механизма в заданном положении ведущего звена AB, построив план скоростей и план ускорений.  $BC=0,78AB$ ;  $AC=0,32AB$ ;  $CD=1,1AB$ ;  $AE=0,45AB$ ;  $\angle BED=60^\circ$ . Данные для расчёта взять из табл.5.16.

Таблица 5.16

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
AB, м	250	225	200	175	150	125	100	140	180	220
$\omega_{AB}$ , рад/сек	100	125	150	175	20	250	300	250	200	150
$\varphi$ , град	0	60	90	150	180	210	270	330	30	120

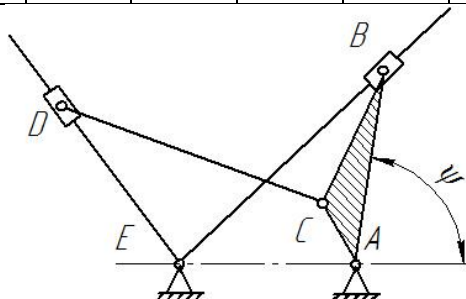


Рис. 5.16.



### Задача 2.

Определить передаточное отношение  $i_{15}$  в зубчатой замкнутой планетарной передаче (рис. 5.17.). Числа зубцов в колёсах механизма даны в табл. 5.17.

Таблица 5.17

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	15	16	18	17	18	17	14	13	13	13
$z_{1'}$	45	45	51	46	47	45	50	46	50	47
$z_2$	30	32	39	38	40	34	42	29	39	29
$z_{2'}$	15	16	20	17	18	17	14	13	13	13
$z_3$	30	32	37	38	40	34	42	29	39	29
$z_4$	20	20	17	19	18	20	16	19	15	18
$z_{4'}$	24	24	21	22	21	24	18	22	17	21
$z_5$	41	41	47	43	44	41	48	43	49	44

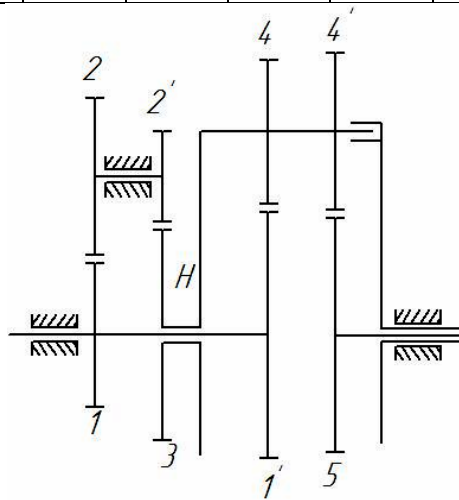


Рис.5.17.

### Задача 3.

Спроектировать схему механизма шарнирного четырёхзвенника (рис. 5.18) по заданному коэффициенту изменения скорости хода  $k = \varphi_1 / \varphi_2$  коромысла CD. Дано: длина коромысла  $l_{CD}$ , угол размаха коромысла  $\Delta\Psi$ . Определить длины звеньев  $l_{AB}$ ,  $l_{BC}$  и  $l_{AD}$  так чтобы угол между осями шатуна BC и коромысла CD (угол передачи  $\mu$ ) в крайних положениях коромысла был больше  $45^\circ$  и меньше  $135^\circ$ . Прстроить в масштабе схему спроектированного механизма и график угла передачи в зависимости от угла поворота кривошипа AB. Данные для расчёта взять из табл. 5.18.

Таблица 5.18

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$k$	1,1	1,3	1,2	1,4	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,2
$l_{CD}, \text{мм}$	80	90	100	110	120	100	90	80	70	90
$\Delta\Psi, \text{град}$	40	50	60	50	40	60	40	50	60	40

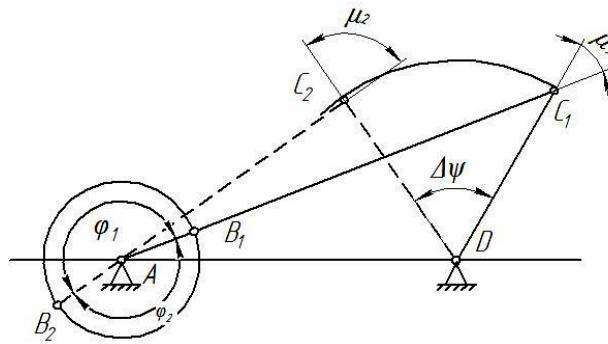


Рис. 5.18.

## Вариант №7

### Задача 1.

Для механизма с приближённо-равномерным движением ведомого звена (рис. 5.19.) определить скорости и ускорения всех шарнирных точек механизма в заданном положении ведущего звена АВ, построив план скоростей и план ускорений. Данные для расчёта взять из табл. 5.19.

Таблица 5.19

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
АВ, мм	100	120	150	200	140	150	160	180	200	200
АС, мм	150	200	250	300	220	240	260	280	300	320
у, мм	150	180	200	300	200	300	250	300	300	300
$\omega_{AB}$ , рад/сек	30	40	50	60	70	60	50	40	30	20
$\varphi$ , град	0	30	60	90	120	150	180	210	240	300

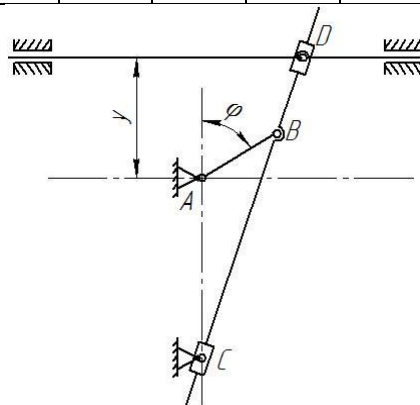


Рис.5.19.

### Задача 2.

Для зубчатого замкнутого планетарного редуктора электротельфера (рис. 5.20.) определить передаточное отношение  $i_{13}$  от ведущего колеса 1 к барабану 3. Числа зубцов на колёсах механизма даны в табл. 5.20.

Таблица 5.20

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	19	18	20	17	21	16	22	15	23	14
$z_2$	22	21	23	20	24	19	25	18	26	17
$z_3$	63	60	66	57	69	54	72	51	75	48
$z_{3'}$	68	65	71	62	74	59	77	56	80	53
$z_{3''}$	73	70	76	67	79	64	82	61	85	58
$z_4$	22	21	23	20	24	19	25	18	26	17
$z_5$	23	22	24	21	25	20	26	19	27	18
$z_6$	25	24	26	23	27	22	28	21	29	20
$z_7$	24	23	25	22	26	21	27	20	28	19

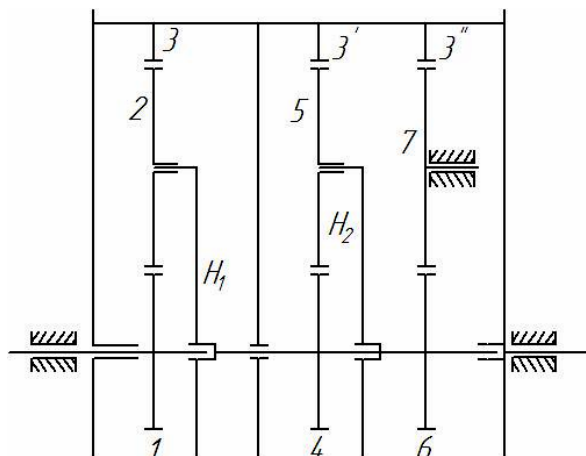


Рис.5.20.

### Задача 3.

Спроектировать схему кривошипно-шатунного механизма (рис. 5.21.)

по заданному коэффициенту изменения скорости хода  $k = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}$  ползуна и за-

данному ходу  $S_0$  ползуна. Определить длины звеньев  $l_{AB}$  и  $l_{BC}$  и величину эксцентриситета  $e$  так, чтобы угол давления  $\nu$  в крайних положениях ползуна был меньше  $30^\circ$ . Построить в масштабе схему спроецированного механизма и график угла давления в зависимости от угла поворота кривошипа АВ. Данные для расчёта взять из табл. 5.21.

Таблица 5.21.

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$k$	1,05	1,1	1,15	1,2	1,15	1,1	1,05	1,1	1,15	1,2
$S_0, \text{мм}$	100	90	80	70	90	100	110	120	100	90

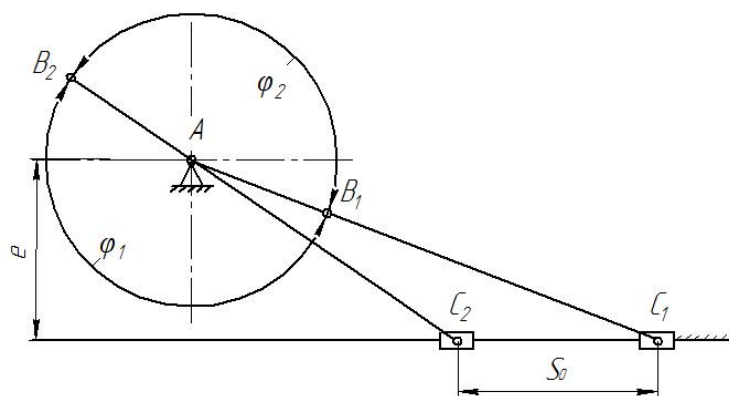


Рис.5.21.

## Вариант №8

### Задача 1.

Для кулисно-рычажного механизма с остановками (рис. 5.22.) построением плана скоростей и плана ускорений определить величины и направления скоростей и ускорений всех шарнирных точек и угловых скорости и ускорения звена FE в заданном положении ведущего звена AB.  $BC=3,1AB$ ;  $CD=2,6AB$ ;  $CE=3,0AB$ ;  $AF=2,3AB$ ;  $AD=4,5AB$ ;  $FD=6,3AB$ ;  $BE=4,0AB$ . Данные для расчёта взять из табл. 5. 22.

Таблица 5.22

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
AB, м	100	80	60	40	50	70	90	110	120	100
$\omega_{AB}$ , рад/сек	50	40	50	60	50	40	30	20	70	40
$\varphi$ , град	0	30	60	90	120	150	210	270	180	330

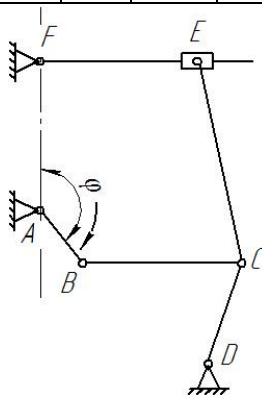


Рис.5.22.

### Задача 2.

Определить передаточное отношение  $i_{13}$  от ведущего колеса к барабану 3 в зубчатом механизме замкнутого планетарного редуктора электрополиспаста (рис. 5.23). Число зубцов на колёсах механизма даны в табл. 5.23.

Таблица 5.23

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	17	16	15	16	15	17	15	18	16	15
$z_2$	43	45	45	40	43	40	41	42	44	46
$z_{2'}$	16	15	15	16	15	17	16	15	17	16
$z_3$	76	76	75	72	73	74	72	75	77	77
$z_{3'}$	105	113	112	105	103	113	104	102	110	111
$z_4$	43	46	46	45	43	48	44	42	44	45
$z_5$	19	21	20	15	17	17	16	18	22	21

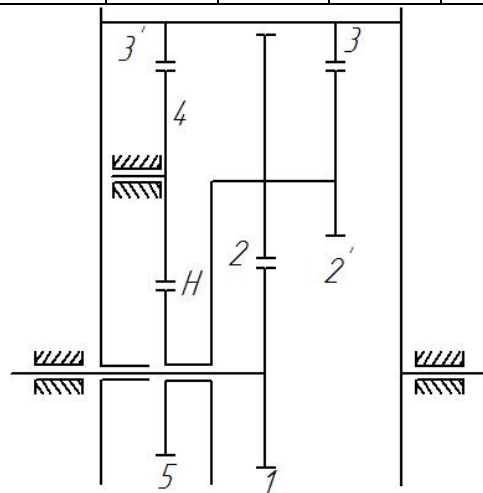


Рис. 5.23.

### Задача 3.

Спроектировать схему кулисного механизма (рис. 5.24.) по заданному коэффициенту изменения скорости хода  $k = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}$  кулисы и известному межцентровому расстоянию  $l_{AC}$ . Определить длину кривошипа  $l_{AB}$ . Вычертить в масштабе схему спроектированного механизма. Данные для расчёта взять в табл. 5.24.

Таблица 5.24

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$k$	3,0	2,5	2,0	1,5	2,0	2,5	3,0	2,5	2,0	3,0
$l_{AC}, \text{мм}$	100	120	140	160	120	100	80	110	180	50

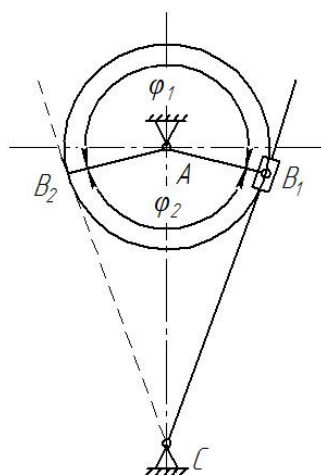


Рис.5.24.

## Вариант №9

### Задача 1.

Для кулисно-рычажного механизма с остановками ведомого звена (рис. 5.25.а) определить величины и направления скоростей и ускорений всех шарнирных точек и угловые скорость и ускорение звена EF в заданном положении ведущего звена AB, построив план скоростей и план ускорений.  $BC=4,28AB$ ;  $CE=4,86AB$ ;  $BE=8,4AB$ ;  $CD=2,14AB$ ;  $AD=4,55AB$ ;  $AF=7,0AB$ ;  $DF=3,32AB$ . Данные для расчета взять из табл. 5.25.

Таблица 5.25

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
AB, м	50	60	70	80	90	100	90	80	70	60
$\omega_{AB}$ , рад/сек	10	20	30	40	50	40	30	20	10	10
$\phi$ , град	0	60	90	120	150	180	210	240	270	300

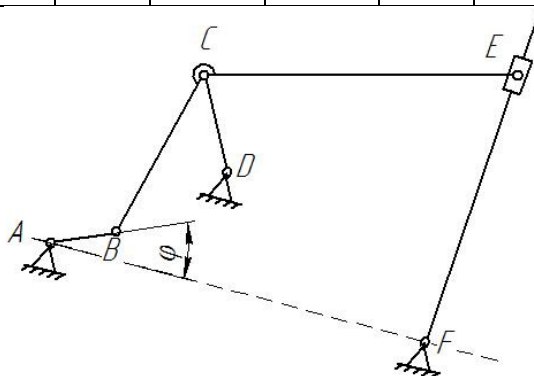


Рис.5.25.

### Задача 2.

В зубчатом механизме замкнутого планетарного редуктора (рис. 5.26.) определить передаточное отношение  $i_{ин}$ . Числа зубцов на колёсах механизма даны в табл. 5.26.

Таблица 5.26

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	15	20	11	9	13	20	22	26	17	24
$z_1'$	11	20	16	14	12	26	24	20	23	24
$z_2$	32	26	29	28	31	25	24	20	23	24
$z_3$	75	72	74	70	74	76	74	70	67	72
$z_3'$	48	36	47	50	49	32	34	34	36	36
$z_4$	12	18	12	10	12	22	20	20	20	18
$z_4'$	45	34	48	51	48	34	32	28	39	30

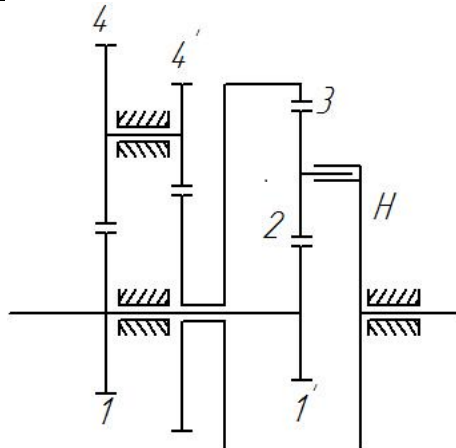


Рис. 5.26.

### Задача 3.

Спроектировать схему механизма шарнирного четырёхзвенника (рис. 5.27.) по двум крайним положениям звена DC. Даны линейные размены  $l_{AD}$ ,  $l_{CD}$  и углы  $\Psi'$ ,  $\Psi''$ . Определить длины звеньев AB и BC и выяснить возможность полного оборота звена AB. Вычертить схему механизма в масштабе с изображением возможных крайних положений звена AB. Данные для расчёта взять из табл. 5.27.

Таблица 5.27

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AD}$ , мм	100	100	100	200	200	100	300	300	200	50
$l_{CD}$ , мм	75	50	40	150	100	40	225	150	80	37,5
$\Psi'$ , град	45	30	20	45	30	20	45	30	20	45
$\Psi''$ , град	120	150	90	120	150	90	120	150	90	120

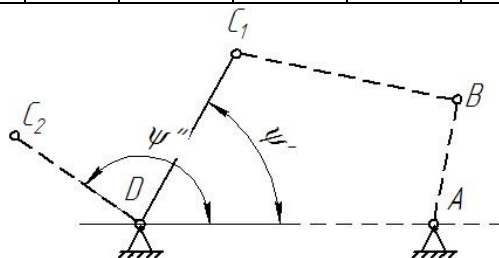


Рис. 5.27.

## Вариант №10

### Задача 1.

Для кулисно-рычажного прямолинейно направляющего механизма (рис. 5.28.) определить величины и направления скоростей и ускорений всех шарнирных точек в заданном положении механизма, построив план скоростей и план ускорений.  $AC=2AB$ ;  $BD=5AB$ ;  $\angle BCD=90^\circ$ . Данные для расчёта взять из табл. 5.28.

Таблица 5.28

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$AB$ , м	100	90	80	70	60	50	60	70	80	100
$\omega_{AB}$ , рад/сек	30	20	10	20	30	40	50	60	50	40
$\varphi$ , град	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270

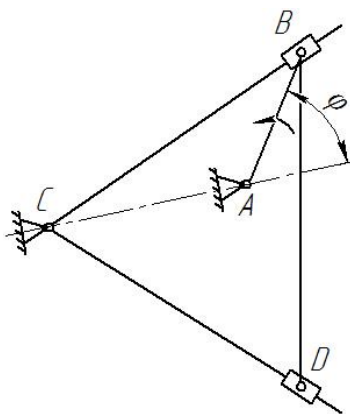


Рис. 5.28

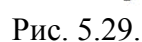
### Задача 2.

Определить передаточное отношение  $i_{15}$  от ведущего колеса 1 к барабану 5 в зубчатом механизме полиспаста с замкнутой планетарной передачей (рис. 5.29). Числа зубцов на колёсах передачи даны в табл. 5.29.

Таблица 5.29

Число зубцов	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	11	13	14	9	15	15	12	12	10	17
$z_2$	34	35	35	27	27	45	33	36	30	30
$z_2'$	12	12	13	9	12	16	11	13	10	15
$z_3$	33	36	36	27	30	44	34	35	30	32
$z_3'$	11	11	12	9	12	14	10	12	10	15
$z_4$	34	37	37	27	3	46	35	36	30	32
$z_5$	79	85	86	63	72	106	80	84	70	79

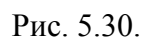




Спроектировать схему центрального кривошипно-шатунного механизма (рис. 5.30) по заданному ходу ползуна  $S_0$  и максимальному углу давления  $\nu_{\max}$ . Определить длины звеньев  $l_{AB}$  и  $l_{BC}$ . Вычертить в масштабе схему спроектированного механизма и график угла поворота кривошипа АВ. Данные для расчёта взять из табл. 5.30.

Таблица 5.30

Числовые данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
S <sub>0</sub> , мм	50	60	70	80	90	100	90	80	70	60
υ <sub>макс</sub> , град	10	12	14	16	18	20	19	17	15	13



## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. - 640 с.
2. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин: Учеб. пособие для мех. спец. вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 1985. — 279 с.
3. Теория механизмов и механика машин : учебник для втузов / Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К. [и др.] ; ред. Фролов К. В. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Высш. шк., 1998. - 495 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин : учеб. пособие для втузов / Попов С. А., Тимофеев Г. А. ; ред. Фролов К. В. - 6-е изд., стер. - М. : Высш. шк., 2008. - 456 с.
5. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. пособие для инж.-техн. спец. вузов / В. А. Акулич, П. П. Анципорович, Э. И. Астахов ; под ред. Г. Н. Девойко. - Минск : Высшая школа, 1986. - 285 с.

Министерство образования и науки Российской Федерации  
**Муромский институт (филиал)**  
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования  
**«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»  
(МИ ВлГУ)**

**Отделение среднего профессионального образования**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАК-  
ТИЧЕСКИХ РАБОТ ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
«ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА»  
Часть 2. Основы конструирования**

для студентов специальности 15.02.08 Технология машиностроения

Составители: Зелинский В.В  
Малясов В.В

Муром 2017 г.

# ЧАСТЬ 1

## СОПРОТИВЛЕНИ МАТЕРИАЛОВ

### 1. ВВЕДЕНИЕ

#### 1.1. Задачи сопротивления материалов

Сопротивление материалов, опираясь на законы и положения теоретической механики и математики, а также на результаты, получаемые при испытаниях конкретных материалов, разрабатывает приемы и методы расчетов на прочность, жесткость и устойчивость в целях обеспечения работоспособности конструкции при минимальной затрате материалов.

Способность конструкции (или отдельного ее элемента) выдерживать заданную нагрузку не разрушаясь называется **прочностью**.

Способность конструкции (или отдельного элемента) сопротивляться упругим деформациям называется **жесткостью**.

Способность конструкции (или отдельного элемента) сохранять первоначальную форму упругого равновесия называется **устойчивостью**.

#### 1.2. Реальный объект и расчетная схема

Реальный объект, освобожденный от несущественных особенностей, носит название **расчетной схемы**. Выбор расчетной схемы сводится в основном к схематизации геометрии реального объекта, системы сил, приложенных к элементу конструкции, и свойств материала. В сопротивлении материалов все многообразие форм элементов конструкций сведено к трем геометрическим схемам: **брус**, **оболочка** и **массив**.

**Брусом** называется тело, одно из измерений которого (длина) значительно больше двух других. Кроме брусьев с неизменным поперечным сечением вдоль всей оси (рис.1.1) могут быть брусья с непрерывно изменяющимися сечениями (рис. 1.2, а) или с сечениями, форма и площадь которых меняется скачками (рис. 1.2, б), последние называются ступенчатыми брусьями.

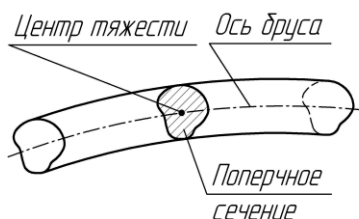


Рис. 1.1

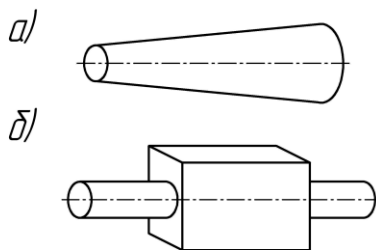


Рис. 1.2

К **оболочкам** относят тела, одно из измерений которых (толщина) во много раз меньше двух других размеров. Примером оболочек могут служить стенки баков, цистерн, корпуса ракет и т. п.

**Массивом** считается тело, все три размера которого имеют один порядок.

### 1.3. Классификация нагрузок

Деформирование элементов конструкции происходит вследствие действия на них внешних сил. Из теоретической механики известно, что равновесная система внешних сил состоит из активных сил и реакций связей. Такую систему сил принято называть **нагрузкой**. Нагрузки классифицируют по двум признакам - *способу* их приложения к элементу конструкции и *характеру* действия на него.

По способу их приложения к телу нагрузки делятся на поверхностные и объемные. **Поверхностные силы** приложены к участкам поверхности и характеризуют непосредственное контактное взаимодействие рассматриваемого элемента конструкции с окружающими телами. В свою очередь, поверхностные силы делятся на **распределенные** и **сосредоточенные**. Силы, распределенные по объему тела, такие, как силы тяжести, магнитные силы и силы инерции, относятся к **объемным силам**.

По характеру действия на тело нагрузки делятся на статические, повторно-переменные и динамические (ударные).

К **статическим нагрузкам** относятся такие, которые медленно возрастают от нуля и, достигнув некоторого конечного значения, далее остаются неизменными.

К **повторно-переменным (циклическим)** относятся нагрузки, многократно изменяющиеся во времени по какому-либо периодическому закону. К таким нагрузкам, в частности, относятся силы, действующие на зубья зубчатого колеса.

К **динамическим (ударным)** относятся нагрузки, прикладываемые внезапно или даже с некоторой скоростью в момент контакта. Примером такой нагрузки может служить сила, приложенная к телу в момент падения на него другого тела (забивание свай с помощью копра и т. д.).

### 1.4. Основные допущения

#### *Допущения о свойствах материалов:*

1. **Материал однороден, т. е. его свойства не зависят от размеров выделенного из тела объема.** В действительности однородных материалов в природе нет. Например, структура металлов состоит из множества хаотически расположенных микроскопически мелких кристаллов (зерен). Размеры же рассчитываемых элементов конструкций, как правило, неизмеримо превышают размеры кристаллов, поэтому допущение об однородности материала здесь полностью применимо.

2. **Материал представляет собой сплошную среду и непрерывно заполняет весь объем элемента конструкции.** Это допущение вытекает непосредственно из первого - об однородности материала - и позволяет применять математический анализ.

3. **Материал изотропен, т.е. физико-механические свойства одинаковы по всем направлениям.** Таким образом, выделенный из сплошной среды элемент не зависит от ориентации относительно выбранной системы координат. Металлы благодаря своей мелкозернистой структуре считаются изотропными. Но есть много неизотропных — анизотропных материалов. К ним относятся древесина, ткани, фанера, многие пластмассы. В сопротивлении материалов рассматриваются в основном материалы изотропные.

4. *Материал в определенных пределах нагружения тела обладает **идеальной упругостью**, т. е. после снятия нагрузки тело полностью восстанавливает первоначальные формы и размеры.*

#### **Допущения о характере деформирования элементов конструкций:**

1. *Перемещения точек элемента конструкции, обусловленные его упругими деформациями, незначительны по сравнению с размерами самого тела. Согласно этому допущению, деформированный элемент конструкции (или вся конструкция целиком) несущественно отличается от недеформированного. Поэтому при составлении уравнений равновесия сил, действующих на деформированное тело, можно пренебрегать теми изменениями, которые произошли в расположении сил, т. е. следует исходить из первоначальной формы тела (элемента конструкции) и его начальных размеров. Это положение кратко называется **принципом начальных размеров**.*

2. *Перемещения точек упругого тела в известных пределах нагружения прямо пропорциональны силам, вызывающим эти перемещения. Например, если сила  $F$  вызвала перемещение точки  $B$  на расстояние  $\delta$  (рис. 1.3, а), то сила  $2F$  вызовет перемещение точки  $B$  на расстояние  $2\delta$  (рис. 1.3, б). Конструкции, для которых справедливо это допущение, называются **линейно-деформируемыми**.*

3. *Для линейно-деформируемых конструкций справедлив известный из теоретической механики **принцип независимости действия сил** - результат действия нескольких сил не зависит от последовательности нагружения ими данной конструкции и равен сумме результатов действия каждой силы в отдельности.*

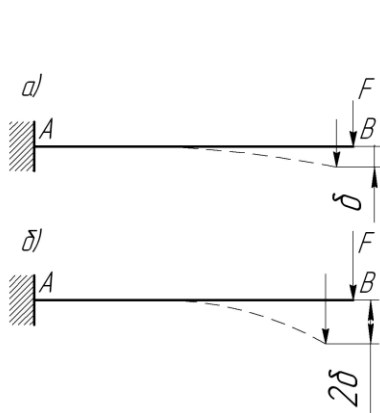


Рис. 1.3

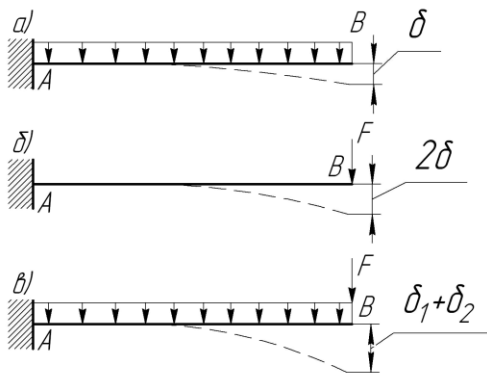


Рис. 1.4

Следовательно, если под действием равномерно распределенной нагрузки точка  $B$  бруса (рис. 1.4, а) переместится на расстояние  $\delta_1$ , а под действием сосредоточенной силы (рис. 1.4, б) — на расстояние  $\delta_2$ , то при одновременном действии обеих сил перемещение точки  $B$  равно сумме перемещений  $\delta_1$  и  $\delta_2$  (рис. 1.4, в).

### **1.5. Метод сечений. Виды нагружений.**

*Способность тела сопротивляться изменению первоначальной формы определяется силами сцепления между всеми смежными частицами тела, которые в отли-*

чие от внешних сил, приложенных к телу, называются **внутренними силами**. Внутренние силы, как показывают опыты, возрастают вместе с увеличением нагрузок, но до известного предела, после чего сцепление между частицами тела прекращается и тело разрушается.

Чтобы правильно рассчитать конструкцию на прочность или на жесткость, необходимо уметь определять внутренние силы по заданной нагрузке. Для выявления внутренних сил в сопротивлении материалов применяется **метод сечений**, суть которого заключается в следующем.

Рассечем мысленно брус, нагруженный уравновешенной системой сил  $F_k$ , (рис. 1.5, а), поперечным сечением А на части I и II и отбросим одну из них, например часть II. Чтобы сохранить равновесие оставшейся части бруса (рис. 1.5, б), заменим действие на неё отброшенной части системой сил, которые являются внутренними для целого бруса и, внешними по отношению к отсеченной части. В результате приведения этой системы сил к центру тяжести сечения получим главный вектор  $F_{zl}$  и главный момент  $M_{zl}$ , (рис. 1.5, в). Выберем систему координатных осей  $x, y, z$  таким образом, чтобы ось  $z$  была направлена перпендикулярно сечению, т.е. совпадала с осью бруса, а оси  $x$  и  $y$  располагались в плоскости сечения, причем одна из осей (ось  $y$ ) совпадала с ее осью симметрии (рис. 1.5, г). Разложив главный вектор и главный момент на составляющие по выбранным осям, получим три силы  $N, Q_x, Q_y$  и три момента  $M_x, M_y, M_z$ , которые называются **внутренними силовыми факторами** (ВСФ).

Шесть внутренних силовых факторов вместе с известными внешними силами на оставшейся части бруса образуют уравновешенную систему сил, для которой можно составить шесть уравнений равновесия. Легко видеть, что в каждое из этих уравнений входит один из неизвестных внутренних силовых факторов. Поэтому, решая уравнения, найдем

$$\begin{aligned} Q_x &= \sum F_{kx}; & M_x &= \sum M_x(F_k); \\ Q_y &= \sum F_{ky}; & M_y &= \sum M_y(F_k); \\ N &= \sum F_{kz} & M_z &= \sum M_z(F_k). \end{aligned} \quad (1.1)$$

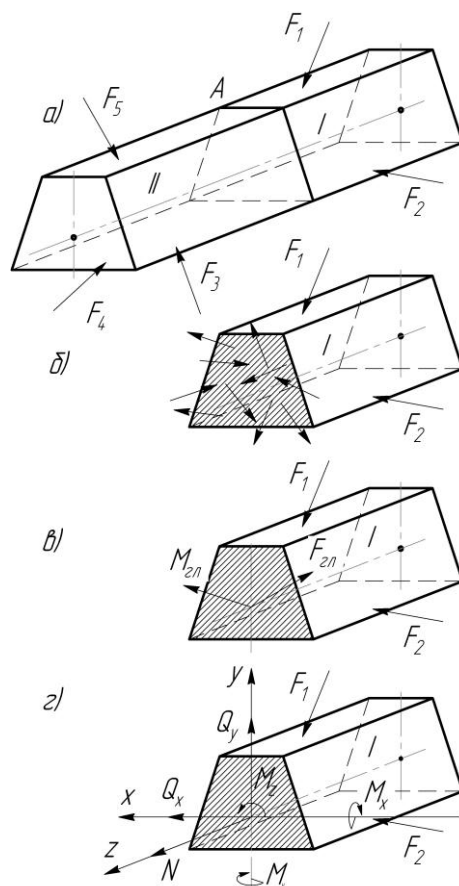


Рис. 1.5

Составляющая  $N$  главного вектора внутренних сил, направленная перпендикулярно плоскости поперечного сечения бруса, называется **нормальной (продольной) силой**. Составляющие  $Q_x$  и  $Q_y$ , лежащие в плоскости поперечного сечения, называются **поперечными силами**. Составляющий главного момента внутренних сил момент  $M_z$ , возникающий в плоскости поперечного сечения бруса, называется **крутящим моментом**. Составляющие моменты  $M_x$  и  $M_y$ , возникающие в плоскостях, перпендикулярных поперечному сечению бруса, называются **изгибающими моментами**.

Из равенств (1.1) следует, что нормальная сила  $N$  равна алгебраической сумме проекций на ось  $z$  внешних сил, действующих на оставшуюся часть бруса; каждая из поперечных сил ( $Q_x$  и  $Q_y$ ) равна алгебраической сумме проекций на соответствующую ось внешних сил, действующих на оставшуюся часть бруса; крутящий момент  $M_z$  равен алгебраической сумме моментов внешних сил, действующих на рассматриваемую часть бруса, относительно нормальной к сечению оси  $z$ ; каждый из изгибаю-



щих моментов  $M_x$  и  $M_y$  равен алгебраической сумме моментов внешних сил, действующих на оставшуюся часть бруса, относительно осей  $x$  или  $y$  соответственно.

Правила определения знаков проекций или моментов внешних сил при их алгебраическом сложении сформулированы далее в соответствующих разделах.

По аналогии с приведенными наименованиями внутренних силовых факторов производится **классификация видов нагружения бруса**. Так, если в поперечных сечениях бруса возникает только нормальная сила  $N$ , то брус **растянут** (сила  $N$  направлена от сечения) или **сжат** (сила  $N$  направлена к сечению). Если в поперечном сечении возникает только момент  $M_z$ , то брус в данном сечении работает на **кручение**. Если в поперечном сечении возникает только изгибающий момент  $M_x$  (или  $M_y$ ), то происходит **чистый изгиб**. Если в поперечном сечении наряду с изгибающим моментом (например,  $M_x$ ) возникает и поперечная сила  $Q_y$ , то это **поперечный изгиб**. Возможны случаи, когда брус работает на кручение и изгиб или растяжение одновременно.

Таким образом, метод сечений позволяет определить внутренние силовые факторы и виды нагружения. Практически метод сечений сводится к выполнению следующих операций:

- 1) разрезаем брус на две части;
- 2) отбрасываем одну из частей (целесообразно отбросить часть, на которую действует большее число внешних сил, или часть, содержащую заделку);
- 3) заменяем действие отброшенной части на оставленную шестью внутренними силовыми факторами;
- 4) определяем значения внутренних силовых факторов из условий равновесия для отсеченной части бруса;
- 5) устанавливаем вид нагружения.

## 1.6. Напряжения

Для оценки прочности необходимо уметь определять внутренние силы в любой точке сечения рассматриваемого бруса. Поэтому введем числовую меру интенсивности внутренних сил — **напряжение**.

Рассмотрим брус, к которому приложена некоторая нагрузка. Брус под действием нагрузки находится в равновесии. Применяя метод сечений, рассечем брус поперечной плоскостью, отбросим левую часть бруса, заменим действие отброшенной части на рассматриваемую системой внутренних сил. Выделим вокруг произвольной точки малую площадку  $\Delta A$  (рис. 1.6, а). Равнодействующую внутренних сил в пределах этой площадки обозначим  $\vec{\Delta F}$ . Отношение

$$\frac{\vec{\Delta F}}{\Delta A} = \vec{p}_{cp} \quad (1.2)$$

называется **средним напряжением** по площадке  $\Delta A$ . Вектор среднего напряжения совпадает по направлению с вектором равнодействующей  $\vec{\Delta F}$ .

При постепенном уменьшении площадки  $\Delta A$  изменяются как модуль, так и направление равнодействующей внутренних сил  $\vec{\Delta F}$ , а следовательно, вектор  $\vec{p}_{cp}$  по-

степенно приближается к истинному значению напряжения в заданной точке (рис. 1.6, б). Числовое значение этого напряжения выражается равенством

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{F}}{\Delta A} \quad (1.3)$$

Согласно формулам (1.2) и (1.3), единицей напряжения служит единица силы, деленная на единицу площади. В Международной системе единиц (СИ) единица силы –  $H$ , единица площади –  $м^2$ , значит единица напряжения в этой системе –  $\frac{H}{м^2}$ , названная паскалем, т. Е.  $1 \text{ Па} = 1 \frac{H}{м^2}$ .

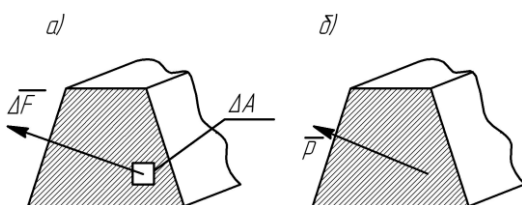


Рис. 1.6

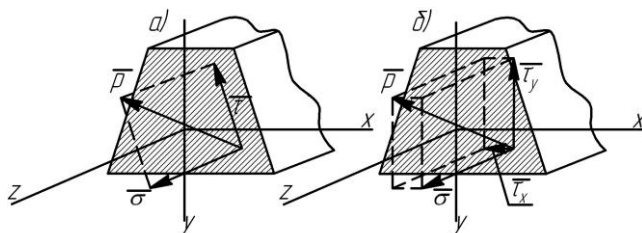


Рис. 1.7

Паскаль — очень мелкая единица напряжения, поэтому более употребительной единицей является мегапаскаль:  $1 \text{ Мпа} = 10^6 \text{ Па}$ , который численно равен  $1 \text{ Н/мм}^2$ .

Вектор  $\vec{p}$  полного напряжения в точке сечения можно разложить на два составляющих вектора:  $\sigma$  и  $\tau$  (рис. 1.7, а). Вектор направленный перпендикулярно сечению, называется **нормальным напряжением**. Вектор, лежащий в плоскости сечения, называется **касательным напряжением**. Поскольку векторы  $\vec{\sigma}$  и  $\vec{\tau}$  взаимно перпендикулярны, зависимость между числовыми значениями напряжений  $p$ ,  $\sigma$  и  $\tau$  выражаются формулой

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \quad (1.4)$$

Чаще оказывается целесообразным, сообразуясь с выбранными осями координат  $x$ ,  $y$ ,  $z$  (рис. 1.7, б), разложить вектор  $\vec{p}$  не на два, а на три составляющих вектора:

$\bar{\sigma}$  (нормальное напряжение), параллельный оси  $z$ ,  $\bar{\tau}_x$  и  $\bar{\tau}_y$  (касательные напряжения), параллельные соответственно осям  $x$  и  $y$ . В этом случае

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau_x^2 + \tau_y^2}. \quad (1.5)$$

Между внутренними силовыми факторами и напряжениями  $\sigma$ ,  $\tau_x$  и  $\tau_y$  существуют определенные зависимости.

Наличие нормального напряжения  $\sigma$  в любой точке поперечного сечения обусловлено возникновением в этом сечении нормальной силы  $N$  или изгибающих моментов  $M_x$  и  $M_y$ . Наличие касательных напряжений  $\tau$  или  $\tau_x$  и  $\tau_y$  обусловлено внутренними силовыми факторами, возникающими в плоскости сечения, т. е. поперечными силами  $Q_x$ ,  $Q_y$  или крутящим моментом  $M_k$ .

## 1.7 Методы расчета конструкций

1. *Метод допускаемых напряжений.* Этот метод остается пока основным при расчете механических узлов и деталей машиностроительных конструкций. Основой метода допускаемых напряжений является предположение, что критерием надежности конструкции будет выполнение следующего условия прочности:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma],$$

где  $\sigma_{\max}$  - наибольшее рабочее напряжение, возникающее в одной из точек опасного сечения и определяемое расчетом;  $[\sigma]$  - допускаемое (предельное) для данного материала напряжение, полученное на основании экспериментальных исследований.

Допускаемое напряжение определяется по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_0}{n},$$

где  $\sigma_0$  - опасное напряжение;  $n$  - коэффициент запаса прочности.

Для пластичных материалов за опасное напряжение при статической нагрузке принимается предел текучести  $\sigma_T$  или  $\sigma_{0,2}$ ; для хрупких материалов – временное сопротивление (предел прочности)  $\sigma_B$ .

Значение коэффициента запаса прочности, а следовательно, и допускаемого напряжения зависит от многих факторов. Основными факторами, которые влияют на выбор его значения, являются:

- 1) соответствие механических свойств материала конструкции и отдельно испытанных образцов;
- 2) учет конкретных условий работы рассчитываемой конструкции;
- 3) метод определения напряжений (степень точности этого метода);
- 4) неточность задания внешней нагрузки;
- 5) долговечность и значимость проектируемого сооружения или машины.

Значения допускаемых напряжений или коэффициентов запаса прочности устанавливаются техническими условиями и нормами проектирования. Для строительных сталей значение коэффициента запаса прочности (на основании практики проек-

тирования и эксплуатации сооружений и машин) принимается  $n = 1,4 \dots 1,6$ ; для хрупких материалов  $n = 2,5 \dots 3,5$ ; для древесины  $n = 3,5 \dots 6$ .

2. *Метод разрушающих нагрузок.* Критерии прочности, принятый в методе допускаемых напряжений, а именно напряжения в точке, не всегда и не полностью характеризует условия наступления разрушения конструкции. В ряде случаев за такой критерий целесообразнее принимать предельную нагрузку, которую может выдержать конструкция, не разрушаясь и существенно не изменяя свою форму. При этом условие прочности, состоящее в том, что предельная или разрушающая нагрузка не должна превышать допускаемую, можно представить в виде

$$F_{\max} \leq [F] = \frac{F_{\text{пред}}}{n},$$

где  $n$  - коэффициент запаса прочности, принимаемый таким же, как и в методе допускаемых напряжений.

При определении разрушающей нагрузки для конструкций из пластичного материала принимается схематизированная диаграмма напряжений – диаграмма Прандтля. Схематизация диаграммы заключается в предположении, что материал работает в упругой стадии вплоть до предела текучести, а затем материал обладает безграничной площадкой текучести. Материал, работающий по такой модели, называется идеально упругопластическим. Как правило, эта схематизированная диаграмма напряжений больше всего соответствует действительной диаграмме материала, имеющего ярко выраженную площадку текучести.

Следует заметить, что определение разрушающей нагрузки возможно только для несложных расчетных схем.

3. *Метод предельных состояний.* Этот метод был разработан учеными под руководством проф. Н.С. Стрелецкого и начал применяться с 1955 г. По методу предельных состояний в настоящее время рассчитывают все конструкции промышленных и гражданских зданий и сооружений, мостов и др.

*Предельным* считается состояние, при котором конструкция перестает удовлетворять эксплуатационным требованиям или требованиям, предъявляемым в процессе возведения здания и сооружения.

Различают две группы предельных состояний: первая – непригодность к эксплуатации по причинам потери несущей способности; *вторая* – непригодность к нормальной эксплуатации в соответствии с предусмотренными технологическими или бытовыми условиями. В правильно запроектированном сооружении не должно возникнуть ни одно из указанных предельных состояний, т.е. должна быть обеспечена его надежность. Надежностью называется способность объекта сохранять в процессе эксплуатации качество, заложенное при проектировании (недавний пример нарушения надежности объекта – авария на Чернобыльской АЭС с многочисленными последствиями).

## 2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ СТЕРЖНЕЙ

Наиболее распространенный элемент строительных и машиностроительных конструкций – *стержень*. В расчетах его на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации необходимо уметь правильно вычислять соответствующую

щие геометрические характеристики поперечного сечения. Геометрическими характеристиками плоских сечений являются: площадь, положение центра тяжести, статические моменты плоских сечений, моменты инерции и моменты сопротивления.

**Статическим моментом** плоского сечения (рис. 2.1) относительно оси называется сумма произведений площадей элементарных площадок на их расстояния до этой оси, взятая по всей площади сечения:

$$S_x = \int_A y dA, \text{ м}^3;$$

$$S_y = \int_A x dA, \text{ м}^3.$$

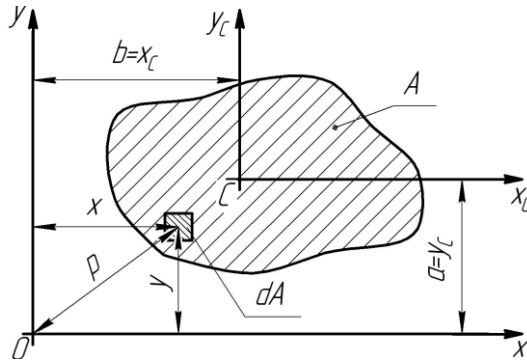


Рис. 2.1

Если известны координаты центра тяжести сечения, то статические моменты определяют по формулам:

$$S_x = A \cdot y_c;$$

$$S_y = A \cdot x_c.$$

Статические моменты плоского сечения относительно центральных осей  $x_c$ ,  $y_c$  равны нулю (рис. 2.1). Статический момент сложного плоского сечения равен сумме статических моментов простых сечений (прямоугольник, треугольник, круг, полу-круг и т.д.):

$$S_x = A_1 y_1 + A_2 y_2 + \dots + A_n y_n;$$

$$S_y = A_1 x_1 + A_2 x_2 + \dots + A_n x_n.$$

где  $A_1, A_2, \dots, A_n$  - площади простых сечений, на которые разбивается сложное сечение;

$x_1, x_2, \dots, x_n$  и  $y_1, y_2, \dots, y_n$  - координаты центров тяжести простых сечений относительно выбранных осей.

С помощью статических моментов сечений можно вычислить координаты центра тяжести сечения относительно выбранных осей:

$$\begin{aligned}x_c &= \frac{S_y}{A} = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + \dots + A_n x_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}; \\y_c &= \frac{S_x}{A} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + \dots + A_n y_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}.\end{aligned}\quad (2.1)$$

В зависимости от расположения осей получается знак статического момента площади. Если центр тяжести сечения находится в положительной области, то статический момент положителен, и наоборот.

**Осевым моментом** инерции плоского сечения называется сумма произведений площадей элементарных площадок на квадраты их расстояний до этой оси, взятая по всей площади сечения:

$$\begin{aligned}I_x &= \int_A y^2 dA, \text{ м}^4; \\I_y &= \int_A x^2 dA, \text{ м}^4.\end{aligned}\quad (2.2)$$

**Полярным моментом** инерции плоского сечения относительно некоторой точки (полюса) называется взятая по всей его площади  $A$  сумма произведений элементарных площадок  $dA$  на квадраты их расстояний от этой точки:

$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA, \text{ м}^4. \quad (2.3)$$

**Центробежным моментом** инерции плоского сечения называется сумма произведений элементарных площадок на их расстояния до двух данных взаимоперпендикулярных осей, взятая по всей площади сечения:

$$I_{xy} = \int_A xy dA, \text{ м}^4. \quad (2.4)$$

Следует обратить внимание на следующие очевидные свойства перечисленных моментов инерции:

1) Осевые моменты инерции  $I_x, I_y$ , полярный момент инерции  $I_\rho$ , и площадь сечения  $A$  всегда положительны.

2) Центробежный момент сечения  $I_{xy}$  берется одновременно относительно двух взаимно перпендикулярных осей. Поэтому центробежный момент, может быть положительным, отрицательным и равным нулю. Если площадь сечения расположена преимущественно в первой и третьей четвертях координатной системы, то знак центробежного момента инерции положительный; если же площадь сечения расположена преимущественно во второй и четвертой четвертях, то знак отрицательный.

Осевые и центробежные моменты инерции плоского сечения относительно осей, параллельных центральным осям (рис.2.1), определяют по формулам:

$$\begin{aligned}I_x &= I_{xc} + a^2 A; \\I_y &= I_{yc} + b^2 A; \\I_{xy} &= I_{xcyc} + abA,\end{aligned}\quad (2.5)$$

где  $I_{xc}$  и  $I_{yc}$  - осевые моменты инерции относительно центральных осей;

$I_{xyc}$  - центробежный момент инерции относительно центральных осей;

$a$  и  $b$  – расстояния между выбранными осями и одноименными центральными осями.

При повороте осей на угол  $\alpha$  (рис.2.2), моменты инерции определяют по формулам:

$$\begin{aligned} I_u &= I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha; \\ I_v &= I_y \cos^2 \alpha + I_x \sin^2 \alpha + I_{xy} \sin 2\alpha; \\ I_{uv} &= \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Когда значение угла поворота осей достигнет величины, определяемой формулой

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2I_{xy}}{I_y - I_x} \quad (2.7)$$

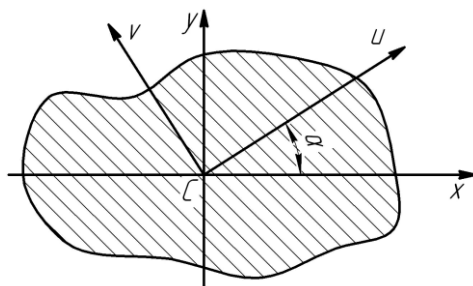


Рис. 2.2

тогда осевые моменты инерции достигают своего максимума и минимума, а центробежный момент инерции становится равным нулю. Оси, занимающие такое положение, называются **главными осями инерции**, а осевые моменты инерции относительно их – **главными моментами инерции**. Главные оси инерции, проходящие через центр тяжести плоского сечения, называются **главными центральными осями инерции**.

Величину главных моментов инерции определяют по формуле:

$$I_{\frac{\max}{\min}} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}. \quad (2.8)$$

**Осевым моментом сопротивления** называется отношение осевого момента инерции к расстоянию наиболее удаленных от нейтральной оси волокон симметричного сечения:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}, \text{ м}^3; \quad (2.9)$$

$$W_y = \frac{I_y}{x_{\max}}, \text{ м}^3.$$

Ниже приводятся величины геометрических характеристик простейших сечений:

1) прямоугольник (рис. 2.3):

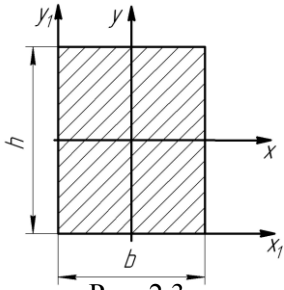


Рис. 2.3

$$I_x = \frac{bh^3}{12}, \quad I_y = \frac{hb^3}{12}. \quad (2.10)$$

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{3}, \quad I_{y1} = \frac{hb^3}{3}.$$

2) прямоугольный треугольник (рис 2.4):

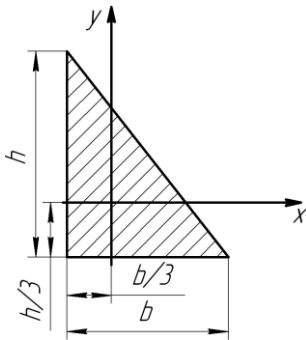


Рис. 2.4

$$I_x = \frac{bh^3}{36}, \quad I_y = \frac{hb^3}{36}. \quad (2.11)$$

3) равнобедренный треугольник (рис 2.5):

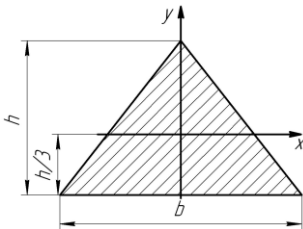
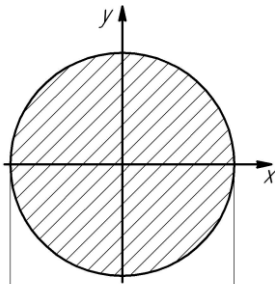


Рис. 2.5

$$I_x = \frac{bh^3}{36}, \quad I_y = \frac{hb^3}{48}. \quad (2.12)$$

4) круг (рис. 2.6):





$$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64},$$

$$I_\rho = I_x + I_y = \frac{\pi d^4}{32}. \quad (2.13)$$

Рис. 2.6

3) полукруг (рис. 2.7):

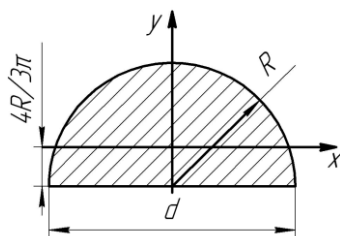


Рис. 2.7

$$I_x \approx 0.11R^4,$$

$$I_y = \frac{\pi d^4}{128} = \frac{\pi R^4}{8} \approx 0.39R^4. \quad (2.14)$$

### 3. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РАСТЯЖЕНИЕ ИЛИ СЖАТИЕ ПРЯМОГО СТЕРЖНЯ

При работе бруса на растяжение (сжатие) в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор — продольная сила  $N_z$ , представляющая собой равнодействующую внутренних нормальных сил, действующих в поперечном сечении бруса, т.е.

$$N_z = \int_A \sigma dA.$$

Для расчета на прочность и для определения перемещений поперечных сечений бруса надо знать закон изменения продольных сил по его длине.

*Продольная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме проекций на его продольную ось всех внешних сил, приложенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, т. е.*

$$N_z = \sum_{\text{ост. части}} F_{iz}.$$

При растяжении продольную силу принято считать положительной. Закон изменения продольной силы по длине бруса целесообразно представлять в виде графика — эпюры продольных сил. При построении этого графика аргументом является координата поперечного сечения, а функцией — продольная сила.

Эпюра внутреннего усилия — это график изменения внутреннего усилия по длине бруса. Цель построения эпюры — определить качественную и количественную картину деформации бруса, наиболее нагруженные участки и сечения.

Общий порядок построения эпюр внутренних силовых факторов (ВСФ):

1. Произвольно направляют реакции. Составляют уравнения равновесия, из которых определяют реакции опор.

2. Брус разбивают на участки, проводят произвольные сечения, задают координаты сечений.

3. Для каждого участка записывают уравнения внутренних силовых факторов.

4. По полученным уравнениям строят графики — эпюры.

В поперечных сечениях бруса при растяжении (сжатии) возникают только **нормальные напряжения**, определяемые по формуле

$$\sigma = \frac{N_z}{A}. \quad (3.1)$$

где  $A$  — площадь поперечного сечения.

По поперечному сечению  $\sigma$  распределяется *равномерно*.

Удлинение или укорочение (изменение длины) бруса длиной  $l$ , имеющего постоянное поперечное сечение, при условии, что продольная сила во всех сечениях одинакова, определяется по формуле

$$\Delta l = \frac{N_z l}{EA}. \quad (3.2)$$

$E$  — **модуль продольной упругости** — физическая константа, характеризующая жесткость материала при линейной деформации. Для стали  $E = (2,0 \dots 2,2) \cdot 10^5 \text{ Мпа}$ .

Произведение  $EA$  обычно называют **жесткостью сечения бруса** при растяжении (сжатии).

В случае если брус имеет ступенчато-переменное сечение, то для определения изменения его длины формулу (3.2) следует применить отдельно к каждому из участков, в пределах которого  $A=\text{const}$  и  $N_z=\text{const}$ , и результаты просуммировать.

Если сечение бруса и продольная сила или одна из этих величин меняется непрерывно (например, брус в виде усеченного конуса или брус, растягиваемый действием собственного веса), то изменение длины бруса следует определять по формуле

$$\Delta l = \int_l \frac{N_z dz}{EA}. \quad (3.3)$$

В частном случае для бруса постоянного сечения, находящегося под действием собственного веса, изменение его длины определяется по формуле

$$\Delta l = \frac{Gl}{2EA}, \quad (3.4)$$

где  $G$ —вес бруса.

В наиболее общем случае, когда законы изменения поперечного поперечного сечения и продольной силы различны для отдельных участков бруса, изменение его длины  $\Delta l$  определяется по формуле

$$\Delta l = \sum_{i=1}^{i=k} \int_{l_i} \frac{N_z dz}{EA}. \quad (3.5)$$

Отношение удлинения (укорочения) бесконечно малого элемента бруса длиной  $dz$  к его первоначальной длине называется относительной продольной деформацией

$$\varepsilon = \frac{\Delta(dz)}{dz}.$$

В известных пределах, зависящих от свойств материала, между относительной продольной деформацией и соответствующим нормальным, напряжением существует линейная зависимость

$$\sigma = E\varepsilon. \quad (3.6)$$

Зависимость (3.6) является математическим выражением закона Гука при линейной деформации.

Приведенные ранее формулы (3.2) – (3.5) получены на основе этого закона.

Как известно, при растяжении бруса его поперечное сечение уменьшается, а при сжатии — увеличивается. *Отношение поперечной относительной деформации  $\varepsilon'$  к продольной  $\varepsilon$ , взятое по абсолютной величине, называется коэффициентом Пуассона (или коэффициентом поперечной деформации).*

$$\mu = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon}.$$

Коэффициент Пуассона является физической константой данного материала. Значения его лежат в пределах  $0 \dots 0,50$  ( $\mu=0$  для пробки и  $\mu \approx 0,50$  для парафина). Для подавляющего большинства металлов и сплавов  $\mu=0,25 \dots 0,35$ .

Так же как и при других видах деформации, расчеты на прочность при растяжении (сжатии) в зависимости от постановки задачи (цели расчета) могут быть разделены на три категории:

- а) проверочные расчеты;
- б) проектные расчеты;
- в) определение допускаемых нагрузок.

При **проверочном расчете** нагрузки, размеры и материал (допускаемое или предельное напряжение) являются известными. В результате расчета определяется наибольшее рабочее напряжение и сравнивается с допускаемым. Расчетная зависимость (условие прочности) в этом случае имеет вид:

$$\sigma = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]. \quad (3.7)$$

где  $\sigma$  и  $N_z$  — соответственно нормальное напряжение и продольная сила в опасном поперечном сечении (т.е. сечении, в котором возникают наибольшие напряжения);  $A$  — его площадь;  $[\sigma]$  — допускаемое напряжение.

Если вместо допускаемого напряжения задано предельное, то проверка прочности производится по зависимости

$$n = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma} \geq [n]. \quad (3.8)$$

где  $n$  — коэффициент запаса прочности (фактический) для опасного сечения бруса

$[n]$  — это задаваемый, или нормативный коэффициент запаса прочности;

$\sigma_{пред}$  — предельное напряжение, принимаемое для пластичных материалов, равным пределу текучести ( $\sigma_T$ ), а для хрупких — пределу прочности ( $\sigma_\sigma$ );

$\sigma$  — напряжение в опасном сечении.

Зависимости для двух остальных случаев расчета получаются путем преобразования формулы (3.7).

Так в случае **проектного расчета** имеем

$$A \geq \frac{N_z}{[\sigma]}. \quad (3.9)$$

При определении **допускаемой нагрузки** (расчет на грузоподъемность)

$$N_z \leq A[\sigma] \quad (3.10)$$

Во всех случаях в расчетные формулы входит внутренний силовой фактор — продольная сила, которая должна быть определена с помощью метода сечений через внешние силы (нагрузки).

Условие жесткости при растяжении (сжатии) имеет вид  $\Delta l_{\max} \leq [\Delta l]$  или  $\varepsilon_{\max} \leq [\varepsilon]$ , с помощью которого также можно провести проверочный, проектный расчет и расчет на грузоподъемность.

### 3.1. Задача №3.1

Для приведенного стержня (рис 3.1) требуется:

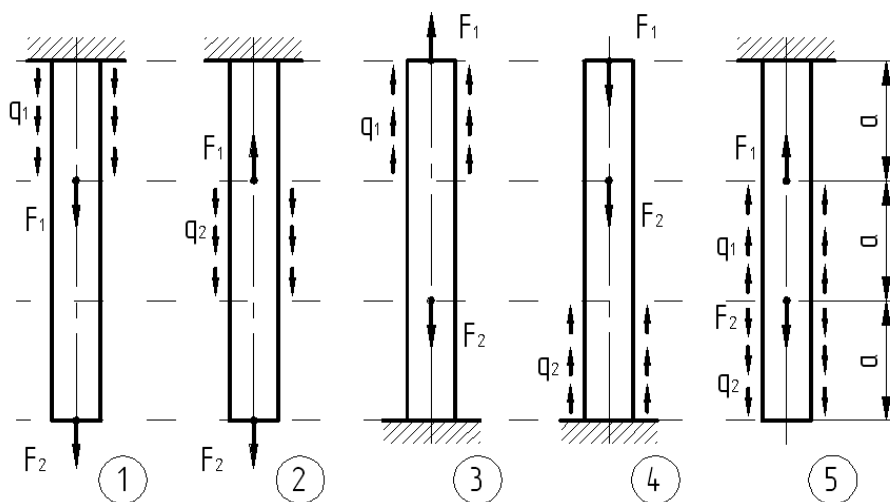
- 1) построить эпюры продольной силы  $N$ , нормальных напряжений  $\sigma$ , перемещений поперечных сечений  $\Delta l$ ;

2) определить площадь поперечного сечения стержня из условия прочности и проверить на жесткость.

Принять  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа,  $[\varepsilon] = 4 \cdot 10^{-4}$ ,  $[\sigma] = 160$  МПа,  $F_1 = k_1 \cdot F$ ,  $F_2 = k_2 \cdot F$ ,  $q_1 = n_1 \cdot F/a$ ,  $q_2 = n_2 \cdot F/a$ . Данные выбрать по шифру из табл. 3.1.

Таблица 3.1

Шифр	I	II		III		VI	
	Номер схемы	$k_1$	$k_2$	$n_1$	$n_2$	F, кН	a, м
1	2	3	1,5	0,5	3	8	0,4
2	1	2	2,5	2	5	10	0,5
3	4	1	3,5	4	2,5	5	0,3
4	3	4	4,5	3	4,5	6	0,6
5	6	3	2,5	1,5	3,5	1,2	0,2
6	5	5	3,5	3,5	1,5	4	0,5
7	8	2	6,5	4,5	3	6	0,9
8	7	3	4,5	2,5	4	10	0,8
9	10	5	1,5	5	2	9	0,7
0	9	2	2,5	3	0,5	12	1,0



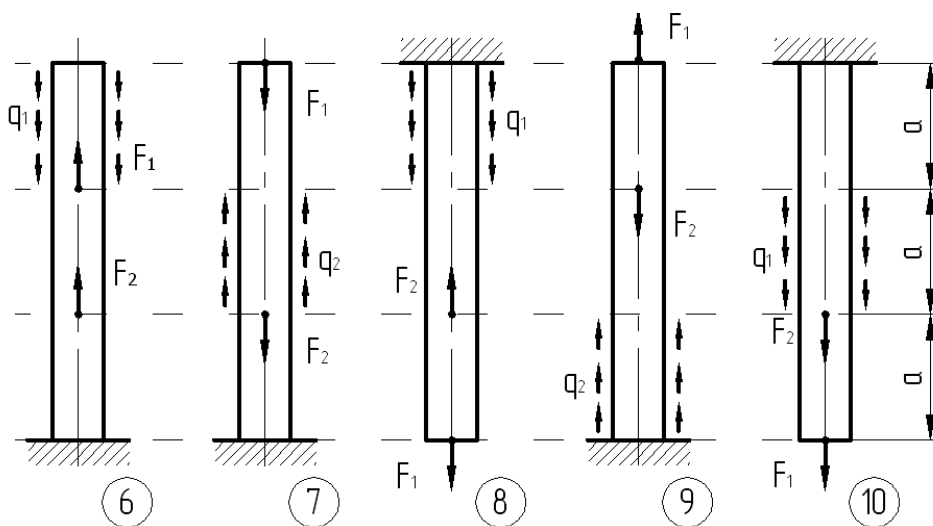


Рис. 3.1

### 3.2.Пример расчета (задача №3.1).

Для ступенчатого бруса круглого поперечного сечения (рис.3.2) определить диаметры сечения из условия прочности, построить эпюры  $N$ ,  $\sigma$ ,  $\Delta l$ , если заданы  $a=0,5\text{м}$ ,  $F=10\text{ кН}$ ,  $E=2 \cdot 10^5\text{ Мпа}$ ,  $q=5F/a=100\text{ кН/м}$ ,  $[\sigma]=160\text{ Мпа}$ .

#### **Решение:**

##### 1. *Определение реакций опор:*

Предварительно произвольно направляем реакцию  $R$ .

Составим уравнение равновесия, т.е. сумма проекций всех сил на продольную ось бруса должна быть равна нулю:  $\sum F_z = R + F - qa + 2F + 0$ , откуда  $R = 2F$ .

Разбиваем брус на три участка:  $AB$ ,  $BC$  и  $CD$ . Порядок рассмотрения участков и координаты произвольных сечений задаем слева на право, чтобы эпюру перемещений построить относительно заделки.

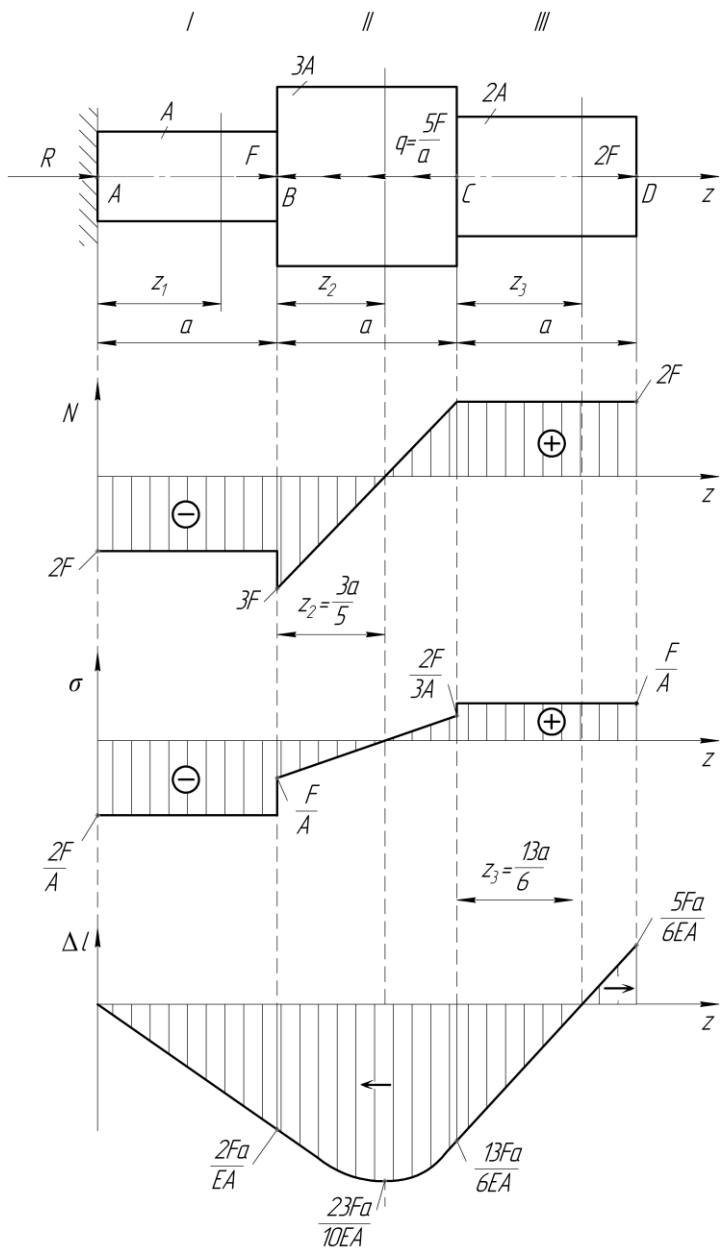


Рис.3.2

## 2. Построение эпюр N, σ, Δl.

Записываем уравнения для N, σ, Δl в общем виде для каждого участка:

**I участок:**  $0 \leq z_1 \leq a$ ;  $N = -R = -2F$ ;  $\sigma = -2F/A$ .

Перемещение сечения с координатой  $z_1$  относительно заделки

$$\Delta l_{z_1} = -2Fz_1/(EA);$$

при  $z_1=a$  получим  $\Delta l_B = -2Fa/(EA)$ .

**II участок:** ( $0 \leq z_2 \leq a$ ;) Продольная сила в сечении II-II:

$$N = -R - F + qz_2 = -3F + \frac{5F}{a} z_2,$$

при  $z_2 = 0$ ;  $N_B = -3F$ ;

при  $z_2 = a$ ;  $N_c = 2F$ .

Нормальное напряжение в сечении II-II:

$$\sigma = \frac{-3F + \frac{5F}{a} z_2}{3A} = -\frac{F}{A} + \frac{5}{3} \frac{Fz_2}{Aa},$$

при  $z_2 = 0$ ;  $\sigma_B = -F/A$ ;

при  $z_2 = a$ ;  $\sigma_c = 2F/(3A)$ .

Перемещение сечения с координатой  $z_2$  относительно заделки

$$\Delta l_{z_2} = \Delta l_B + \int_0^{z_2} \frac{Ndz}{EA_2} = -\frac{2Fa}{EA} + \int_0^{z_2} \frac{\left(-3F + \frac{5F}{a} z_2\right) dz_2}{3EA},$$

откуда  $\Delta l_{z_2} = -\frac{2Fa}{EA} - \frac{Fz_2}{EA} + \frac{5}{6} \frac{Fz_2^2}{aEA}$ ;

при  $z_2 = a$  получим перемещение сечения C:  $\Delta l_c = -\frac{13}{6} \frac{Fa}{EA}$ .

Определим значение  $\Delta l$  при координате  $z_2$  соответствующей  $N = 0$ . Из уравнения  $N = 0$  находим  $z_2 = \frac{3}{5}a$ . При  $z_2 = \frac{3}{5}a$  перемещение будет иметь экстремум:

$$\Delta l_{z_2 = \frac{3}{5}a} = -\frac{2Fa}{EA} - \frac{F\left(\frac{3}{5}a\right)}{EA} + \frac{5}{6} \frac{F}{aEA} \left(\frac{3}{5}a\right)^2 = -\frac{23}{10} \frac{Fa}{EA}.$$

**III участок:**  $0 \leq z_3 \leq 3a$ ; Продольная сила и нормальное напряжение в сечении III – III:

$$N = -R - F + qa = -2F - F + \frac{5F}{a} \cdot a = 2F; \quad \sigma = 2F/2A = F/A.$$

Перемещение сечения с координатой  $z_3$  относительно заделки

$$\Delta l_{z_3} = \Delta l_c + \frac{Nz_3}{EA} = -\frac{13}{6} \frac{Fa}{EA} + \frac{2Fz_3}{E \cdot 2A} = -\frac{13}{6} \frac{Fa}{EA} + \frac{Fz_3}{EA}.$$

Перемещение сечения D при  $z = 3a$  равно

$$\Delta l_D = -\frac{13}{6} \frac{Fa}{EA} + \frac{3Fa}{EA} = \frac{5}{6} \frac{Fa}{EA}.$$



По полученным данным строим эпюры. Как видно из эпюры  $\Delta l$ , сечения с координатой  $z_3 = \frac{13}{6}a$ , расположенные между заделкой и сечением, смещаются влево, сечения с координатой  $z_3 > \frac{13}{6}a$  смещаются вправо.

Сечение III-го участка с координатой  $z_3 = \frac{13}{6}a$  не перемещается после приложения нагрузки.

### 3) *Определение размеров поперечных сечений бруса.*

Равноопасными являются сечения I участка. В них максимальные напряжения  $\sigma_{\max} = 2F / A$ . Из условия прочности определяем площадь сечения на I участке:

$$A \geq \frac{2F}{[\sigma]} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

откуда диаметр сечения

$$d \geq \sqrt{4A/\pi} = 1,26 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 12,6 \text{ мм}.$$

Размеры сечений на других участках определяются исходя из заданных соотношений между площадями сечений.

### 4. *Определение перемещения свободного конца стержня.*

Эпюра перемещений в общем виде построена. Перемещения всех сечений выражаются формулой

$$\frac{Fa}{EA} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4}} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,2 \text{ мм}.$$

Перемещения характерных сечений получим, умножая полученное значение на соответствующие коэффициенты. Максимальное перемещение

$$\Delta l_{\max} = \frac{23}{10} \cdot 0,2 = 0,46 \text{ мм}.$$

Перемещение свободного конца стержня  $\Delta l_D = \frac{5}{6} \cdot 0,2 = 0,16 \text{ мм}.$

## 4. КРУЧЕНИЕ

При работе бруса на кручение в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор – **крутящий момент**  $M_z = T$ .

В любом поперечном сечении бруса *крутящий момент численно равен алгебраической сумме внешних скручивающих моментов, приложенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно оси бруса.*

Крутящий момент считается положительным, если при взгляде на отсеченную часть со стороны сечения, внешний момент вращает отсеченную часть по движению часовой стрелки (рис. 4.1.).

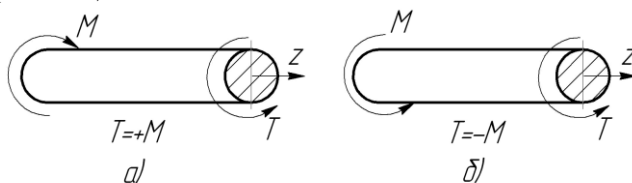


Рис. 4.1

*Стержень, работающий на кручение, обычно называют валом.* Внешние моменты передаются на вал, как правило, в местах посадки на него шкивов, зубчатых колес и т.п.

Для определения крутящих моментов  $T$ , возникающих в сечениях вала под действием внешних скручивающих моментов применяется **метод сечений**.

Для наглядного представления о характере распределения и значений крутящих моментов по длине стержня строят эпюры (графики) моментов  $T$ .

При кручении в поперечных сечениях стержня действуют только касательные напряжения, т.е. напряженное состояние в точках скручиваемого стержня представляет собой **чистый сдвиг** (рис. 4.2.).

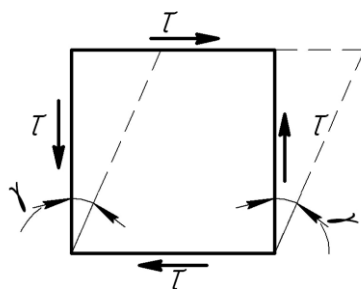


Рис. 4.2

Установлено, что касательные напряжения и угол сдвига  $\gamma$  (рис. 4.2.) в пределах упругих деформаций связаны между собой прямой пропорциональной зависимостью:

$$\tau = G \cdot \gamma, \quad (4.1)$$

которая называется **законом Гука при чистом сдвиге**. Коэффициент пропорциональности  $G$  называется **модулем сдвига** и характеризует **жесткость материала при сдвиге**.

Касательные напряжения при кручении определяются по формуле:

$$\tau = \frac{T}{I_\rho} \cdot \rho. \quad (4.2)$$

где  $I_\rho = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4$  - полярный момент инерции круглого сечения;

$I_\rho = \frac{\pi D^4}{32} \cdot (1 - c^4)$  - полярный момент инерции кольцевого сечения ( $c = \frac{d}{D}$ ).

Распределение касательных напряжений по круглому и кольцевому сечений показаны на рис. 4.3.

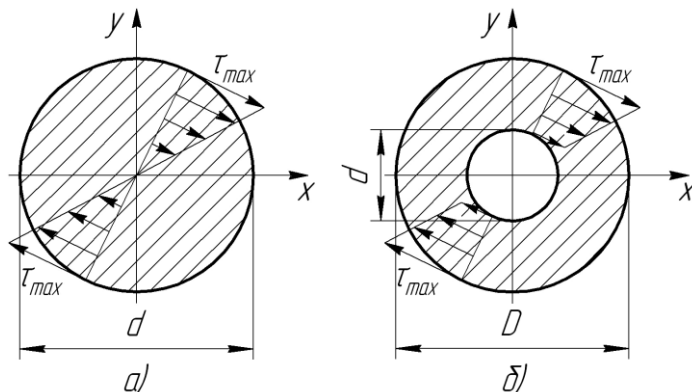


Рис. 4.3

Наибольшие напряжения возникают в точках у контура сечения при  $\rho = r = \frac{d}{2}$ :

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot r}{I_\rho} = \frac{T}{W_\rho}, \quad (4.3)$$

где  $W_\rho = \frac{I_\rho}{r} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$  - полярный момент сопротивления круглого сечения;

$W_\rho = \frac{\pi D^3}{16} (1 - c^4)$  - полярный момент сопротивления кольцевого сечения ( $c = \frac{d}{D}$ ).

Угол поворота одного сечения относительно другого называется **углом закручивания** участка бруса между этими сечениями.

Угол закручивания бруса (участка бруса) определяется по формуле:

$$\varphi = \int_0^l \frac{T \cdot dz}{GI_\rho}, \quad (4.4)$$

здесь  $GI_\rho$  - жесткость сечения бруса при кручении.

При  $T = \text{const}$  и  $I_\rho = \text{const}$  угол закручивания участка длиной  $l$  определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{T \cdot l}{GI_{\rho}}. \quad (4.5)$$

Если закручивать вал вплоть до его разрушения и представить зависимость  $\varphi = f(T)$  графически, то получим **диаграмму кручения**, вид которой для пластичного материала приведен на рис. 4.4.

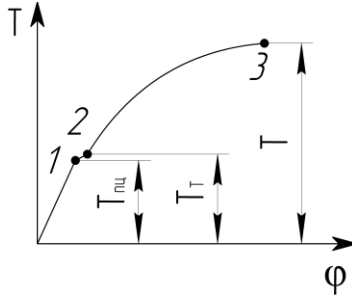


Рис. 4.4

На этой диаграмме, как и на диаграмме растяжения, можно заметить ряд характерных участков и точек (1, 2, 3):  $T_{пл}$  — величина крутящего момента, до которой сохраняется линейная зависимость между  $\varphi$  и  $T$ ;  $T_T$  — момент, соответствующий началу текучести;  $T_e$  — величина крутящего момента, вызывающего разрушение. Обычно интересуются значениями моментов и деформациями, соответствующими линейному участку диаграммы кручения, для которого справедлив закон Гука.

Угол закручивания, приходящийся на единицу длины, называют **относительным углом закручивания**. Он равен:

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{T}{GI_{\rho}}. \quad (4.6)$$

**Условие прочности при кручении** имеет вид:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_{\rho}} \leq [\tau]. \quad (4.7)$$

Предел текучести при кручении связан с пределом текучести при растяжении зависимостью:  $\tau_T \approx (0,55...0,66)\sigma_T$ , для пластичных материалов принимают  $[\tau] \approx (0,55...0,66)[\sigma_p]$ .

По условию прочности при кручений (4.7) выполняют три вида расчетов.

**Проектировочный расчет.** Определив крутящий момент в сечении бруса и приняв  $\tau_{\max} = [\tau]$  находим требуемое значение полярного момента сопротивления:

$$W_{\rho} = \frac{T}{[\tau]}. \quad (4.8)$$

Затем, исходя из формулы поперечного сечения (круг или кольцо), находим диаметр бруса. Полученное значение диаметра в миллиметрах следует округлить до ближайшего большего четного числа или числа, оканчивающегося на 5.

**Расчет допускаемой нагрузки.** Определив полярный момент сопротивления сечения бруса и приняв  $\tau_{\max} = [\tau]$ , находим допускаемое значение крутящего момента:

$$[T] = W_p [\tau]. \quad (4.9)$$

Затем, исходя из схемы нагружения, находим максимально допускаемую нагрузку.

**Проверочный расчет.** Определив максимальный крутящий момент в поперечном сечении бруса и полярный момент сопротивления сечения, находим  $\tau_{\max} = \frac{T}{W_p}$  и сравниваем его с  $[\tau]$ .

Условие жесткости бруса при кручении состоит в том, чтобы относительный угол закручивания  $\theta$  не превосходил некоторого заданного допускаемого значения  $[\theta]$ , т. е.

$$\theta = \frac{T}{GI_p} \leq [\theta]. \quad (4.10)$$

В Международной системе единиц (СИ) допускаемый угол закручивания  $[\theta]$  выражается в рад/м, но в практике часто допускаемый угол закручивания задается в град/м. Тогда это значение нужно перевести в единицы СИ, умножив на отношение  $\pi/180^\circ$ , т. е.

$$\theta = \frac{\pi}{180^\circ} [\theta]. \quad (4.11)$$

Применяемые в машиностроении значения допускаемых углов закручивания колеблются в довольно широких пределах. Чаще всего принимают:

$$[\theta] = (4,38...17,5)10^{-3} \text{ рад/м} = (4,38...17,5)10^{-6} \text{ рад/мм}, \text{ или}$$

$$[\theta] = (0,25...1,0) \text{ град/м} = (0,25...1,0)10^{-6} \text{ град/мм}.$$

По условию жесткости (4.10) выполняют тоже три вида расчетов: **проверочный** — непосредственно по расчетной формуле (4.10); **проектировочный** — по расчетной формуле:

$$I_p = \frac{T}{G[\theta]}. \quad (4.12)$$

Далее, в зависимости от формы сечения (круг или кольцо) по найденному значению  $I_p$  определяют диаметр  $d$  или диаметры  $d$  и  $D_o$ .

**Расчет допускаемой нагрузки** выполняют по формуле:

$$[T] = GI_p [\theta]. \quad (4.13)$$

При расчете валов зачастую бывают заданы передаваемая мощность  $N$  (в *вт* или *квт* или *л. с.*) и угловая скорость  $\omega$  (в *рад/сек*) или  $n$  (в *об/мин*). При этом передаваемый валом вращающий момент определяется по одной из следующих формул:

$$T = \frac{N}{\omega},$$

где  $T$  в н·м,  $N$  в *вт* и  $\omega$  в *рад/сек*; или

$$T = 71620 \frac{N}{n},$$

где  $T$  в *кГ·см*;  $N$  в *л. с.* и  $n$  в *об/мин*; или

$$T = 97380 \frac{N}{n}.$$

где  $T$  в  $\text{кГ}\cdot\text{см}$ ,  $N$  в  $\text{квт}$  и  $n$  в  $\text{об/мин}$ .

В стержнях некруглого сечения при кручении сечения не остаются плоскими, а **искривляются (депланируют)** (рис. 4.5. а).

Если для такой деформации нет никаких препятствий, то в поперечных сечениях нормальных напряжений не возникает. Такое кручение называется **чистым** или **свободным**.

Свободное кручение возможно лишь при условии, что сечение стержня и крутящий момент постоянны, а концы стержня не заделаны.

Определение касательных напряжений для стержней некруглого сечения представляет собой довольно сложную задачу, которая решается методами теории упругости. Приведем основные результаты для стержней прямоугольного сечения при  $a > b$  (рис. 4.5, б). Максимальные касательные напряжения возникают в точках 1 и 2, т. е. по середине длинных сторон:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_k} = \frac{T}{\alpha \beta a b^2}, \quad (4.13)$$

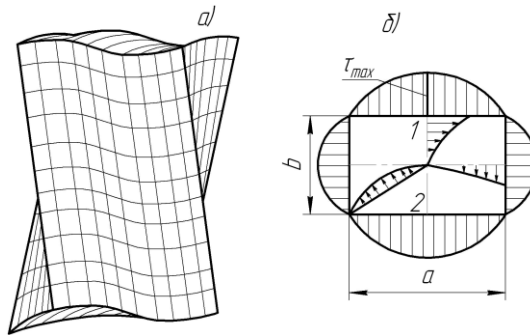


Рис. 4.5

угол закручивания

$$\varphi = \frac{Tl}{GI_k} = \frac{Tl}{G\beta ab^3} \quad (4.14)$$

Здесь  $\alpha$  и  $\beta$  — коэффициенты, зависящие от соотношения сторон. Их значения приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1.

$a/b$	1	2	3	4	5	10	20	$\infty$
$\alpha$	0,21	0,25	0,27	0,28	0,29	0,31	0,32	0,33
$\beta$	0,14	0,23	0,26	0,28	0,29	0,31	0,32	0,33

Величины  $W_k = \alpha ab^2$  и  $I_k = \beta ab^2$  являются соответственно геометрическими характеристиками прочности и жесткости стержня прямоугольного сечения при кручении.

Как видно из табл. 4.1. для узких прямоугольных сечений с отношением  $a/b \geq 10$  можно принять  $\alpha = \beta \approx 1/3$ .

Распределение касательных напряжений по периметру сечения стержня, вдоль его осей и диагоналей сечения видно из рис. 4.5, б. В угловых точках  $\tau = 0$ .

Для прочих профилей (эллиптического, круглого со шпоночной канавкой и др.) расчетные формулы приводятся в справочниках.

#### 4.1 Задача №4.1.

Для вала постоянного поперечного сечения, изображенного на рис. 4.6. требуется:

- 1) из условия равновесия определить значение  $M_0$  или момент заделки;
- 2) построить эпюры крутящего момента  $T$ , максимальных касательных напряжений  $\tau_{\max}$  и относительных углов закручивания  $\theta$ ;
- 3) определить из условия прочности диаметр вала и проверить его на жесткость. Принять  $[\tau] = 80 \text{ МПа}$ ;  $[\theta] = 1^\circ/\text{м}$ ;  $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ ;
- 4) построить эпюру углов закручивания  $\varphi$ .

Схему вала, параметры нагрузки выбрать по номеру варианта из таблицы 4.2. Принять  $M_1 = n_1 M$ ;  $M_2 = n_2 M$ ;  $M_3 = n_3 M$ ;  $M_4 = n_4 M$ ;

Таблица 4.2

Шифр	I	II		III		IV	
	Номер схемы	$n_1$	$n_2$	$n_3$	$n_4$	$M, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$a, \text{ м}$
1	8	2	3	4	0	50	0,35
2	9	5	4	0	5	80	0,2
3	2	3	5	3	0	60	0,4
4	3	6	2	0	4	40	0,25
5	7	7	0	1	5	70	0,5

6	1	2	0	4	3	90	0,3
7	10	2	4	0	3	40	0,45
8	4	3	0	5	2	100	0,25
9	5	6	3	0	1	50	0,4
10	6	5	0	4	1	60	0,3

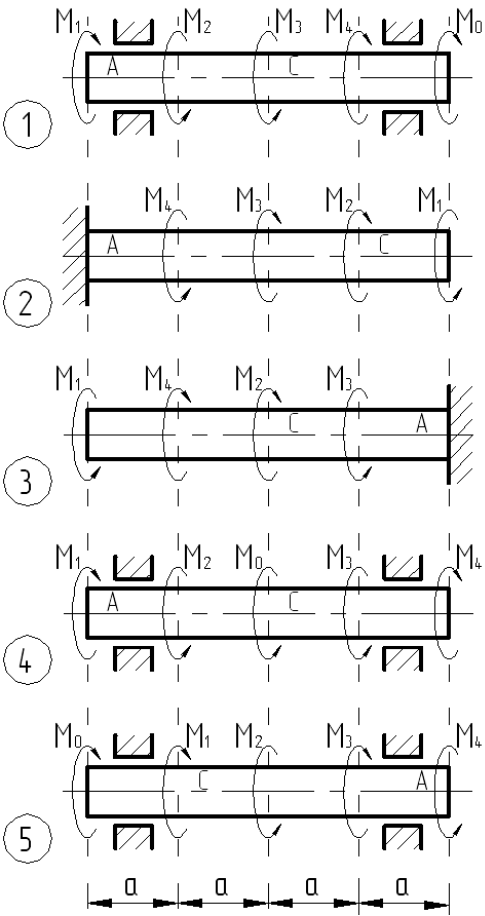


Рис 4.6



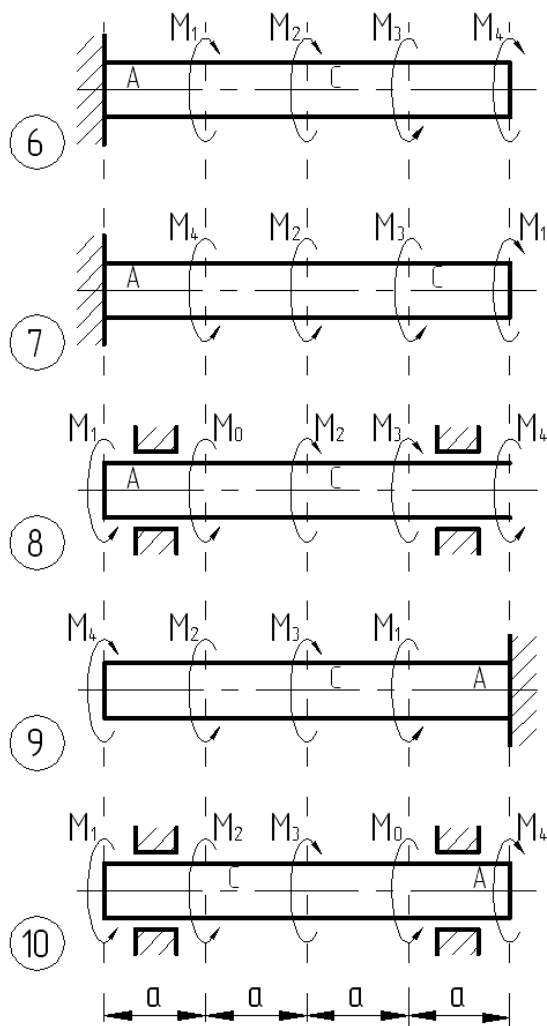


Рис. 4.6. (продолжение)

#### 4.2. Пример расчета (задача №4.1).

Для вала постоянного поперечного сечения построить эпюры крутящего момента  $T$ , максимальных касательных напряжений  $\tau_{\max}$ , относительных углов закручивания  $\theta$  и углов закручивания  $\varphi$ . Определить диаметр вала из условия прочности и проверить его на жесткость.

Принять  $[\tau] = 80 \text{ МПа}$ ,  $[\theta] = 1^\circ / \text{м}$ ,  $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ ,  $n_1 = 7$ ,  $n_2 = 0$ ,  $n_3 = 0$ ,  $n_4 = 4$ ,  $M = 100 \text{ Нм}$ ,  $a = 0,25 \text{ м}$ .

**Решение:**

1. *Определение неизвестного момента  $M_0$ .*

Начертим расчетную схему вала. Приложим известные моменты к валу. Так как  $M_2 = 0$  и  $M_3 = 0$ , то вал имеет всего два участка:  $AB$  длиной «3а» и  $BC$  длиной «а».

Определим неизвестный момент  $M_0$  из условия равновесия для всего вала

$$\sum M_z = 0, \quad M_1 - M_0 - M_4 = 0, \quad 7M - M_0 - 4M = 0, \quad M_0 = 3M.$$

2. *Построение эпюры крутящего момента  $T$ .*

Разбиваем брус на два участка. При определении крутящего момента  $T$  на каждом участке применяем метод сечений (РОЗУ).

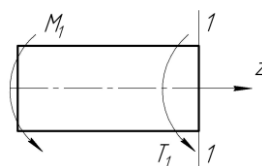
Участок  $AB$ .

Проводим сечение 1-1 на участке  $AB$  и рассматриваем левую отсеченную часть. Составим уравнение равновесия

$$\sum M_z = 0,$$

$$T_1 + M_1 = 0,$$

$$T_1 = -M_1 = -7M.$$



Участок  $BC$ .

Проводим сечение 2-2 в пределах участка  $BC$ . Отбросим правую отсеченную часть. Оставшуюся часть вала вычертим.

Составим уравнение равновесия

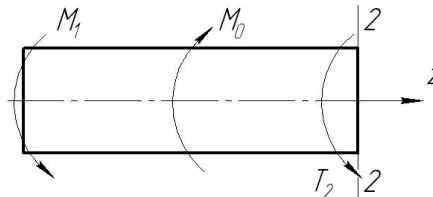
$$\sum M_z = 0,$$

$$M_1 - M_0 + T_2 = 0,$$

$$7M - 3M + T_2 = 0,$$

$$4M + T_2 = 0,$$

$$T_2 = -4M.$$



Строим эпюру  $T$  (рис. 4.7, б)

Проверяем эпюру  $T$  по скачкам. Скачки на эпюре должны быть только в сечениях, где приложен сосредоточенный момент. Величина скачка должна быть равна этому моменту.

3. *Построение эпюры максимальных касательных напряжений  $\tau_{\max}$ .*

Максимальные касательные напряжения при кручении определяем по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_{\rho}},$$

где  $W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16}$  - полярный момент сопротивления для круглого сплошного сечения. Вал имеет постоянное поперечное сечение, поэтому

$$W_{\rho 1} = W_{\rho 2} = \frac{\pi d^3}{16}.$$

$$\text{Участок } AB, \quad 0 \leq z \leq 3a: \quad \tau_{1\max} = \frac{T_1}{W_{\rho_1}} = -\frac{7M \cdot 16}{\pi d^3} = -112 \frac{M}{\pi d^3}.$$

$$\text{Участок } BC, \quad 0 \leq z \leq a: \quad \tau_{2\max} = \frac{T_2}{W_{\rho_2}} = -\frac{4M \cdot 16}{\pi d^3} = -64 \frac{M}{\pi d^3}$$

По полученным данным строим эпюру  $\tau_{\max}$  (рис.4.7,в)

4. Построение эпюры относительных углов закручивания  $\theta$ .

Относительный угол закручивания определяем по формуле

$$\theta = \frac{T}{GI_{\rho}},$$

где  $G$  – модуль сдвига, постоянная величина для материала, например для Ст3  $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ ,

$I_{\rho} = \frac{\pi d^4}{32}$  - полярный момент инерции для круглого сплошного сечения.

Так как вал имеет постоянный диаметр, то

$$I_{\rho 1} = I_{\rho 2} = \frac{\pi d^4}{32}.$$

$$\text{Участок } AB: \quad \theta_1 = \frac{T_1}{GI_{\rho 1}} = -\frac{7M \cdot 32}{G\pi d^4} = -224 \frac{M}{G\pi d^4}.$$

$$\text{Участок } BC: \quad \theta_2 = \frac{T_2}{GI_{\rho 2}} = -\frac{4M \cdot 32}{G\pi d^4} = -128 \frac{M}{G\pi d^4}.$$

По полученным расчетам строим эпюру  $\theta$  (рис. 4.7, г)

5. Построение эпюры угла закручивания  $\varphi$ .

Угол закручивания для каждого участка вала определяем по формуле

$$\varphi = \varphi_0 + \int_{\epsilon} \frac{T \cdot dz}{GI_{\rho}}.$$

Но так как в пределах каждого участка  $T$  и  $I_{\rho}$  постоянны, то угол закручивания можно определить по формуле

$$\varphi = \varphi_0 + \frac{T \cdot z}{GI_{\rho}}.$$

Мысленно закрепим сечение  $A$ , следовательно угол поворота сечения  $A$  равна нулю  $\varphi_A = 0$ .

Участок AB ( $0 \leq z \leq 3a$ ).

Угол поворота сечения 1-1, которое находится на расстоянии  $z$  от сечения  $A$  равен

$$\varphi_1 = \varphi_A + \frac{T_1 \cdot z}{GI_{\rho 1}} = 0 - \frac{7M \cdot z \cdot 32}{G\pi d^4} = -\frac{224M \cdot z}{G\pi d^4},$$

$$\text{при } z = 0 \quad \varphi_A = 0$$

$$\text{при } z = 3a \quad \varphi_B = -\frac{224M \cdot 3a}{G\pi d^4} = -672 \frac{Ma}{G\pi d^4}.$$

Участок BC ( $0 \leq z \leq a$ ).

Угол поворота сечения 2-2, которое находится на расстоянии  $z$  от сечения  $B$  равен

$$\varphi_2 = \varphi_B + \frac{T_2 \cdot z}{GI_{\rho 2}} = -672 \frac{Ma}{G\pi d^4} - \frac{4M \cdot z \cdot 32}{G\pi d^4} = -672 \frac{M \cdot a}{G\pi d^4} - \frac{128M \cdot z}{G\pi d^4},$$

$$\text{при } z = 0 \quad \varphi_B = -672 \frac{Ma}{G\pi d^4},$$

$$\text{при } z = a \quad \varphi_c = -800 \frac{Ma}{G\pi d^4}.$$

По полученным расчетам строим эпюру (график) для  $\varphi$  (рис.4.7, д)

6. *Определение диаметра вала из условий прочности и жесткости.*

Условие прочности при кручении

$$\tau_{\max} \leq [\tau].$$

Анализ эпюры  $\tau_{\max}$  показывает, что наиболее нагруженным, то есть опасным, является первый участок  $AB$ , на котором все сечения равнонагружены.

Исходя из условия прочности, определим диаметр в опасном сечении бруса

$$\tau_{\max} = \frac{112M}{\pi d^3} \leq [\tau], \text{ откуда } d \geq \sqrt[3]{\frac{112 \cdot M}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{112 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80}} = 35,4 \text{ мм}.$$

Проверим найденное значение диаметра по условию жесткости.

Условие жесткости при кручении

$$\theta_{\max} \leq [\theta], \quad 224 \frac{M}{G\pi d^4} \cdot \frac{180}{\pi} \leq [\theta] \cdot \frac{1}{10^3},$$

$$224 \cdot \frac{100 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot 35,4^4} \cdot \frac{180}{3,14} \leq 1 \cdot \frac{1}{10^3},$$

$$3,255 \cdot 10^{-3} \leq 1 \cdot 10^{-3}.$$

Условие жесткости не выполняется, поэтому необходимо определить диаметр вала из условия жесткости

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{224M \cdot 180 \cdot 10^3}{G\pi^2 [\theta]}} = \sqrt[4]{\frac{224 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 180 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 3,14^2 \cdot 1}} = 47,5 \text{ мм}.$$

Окончательно диаметр вала  $d = 47,5 \text{ мм}$ .

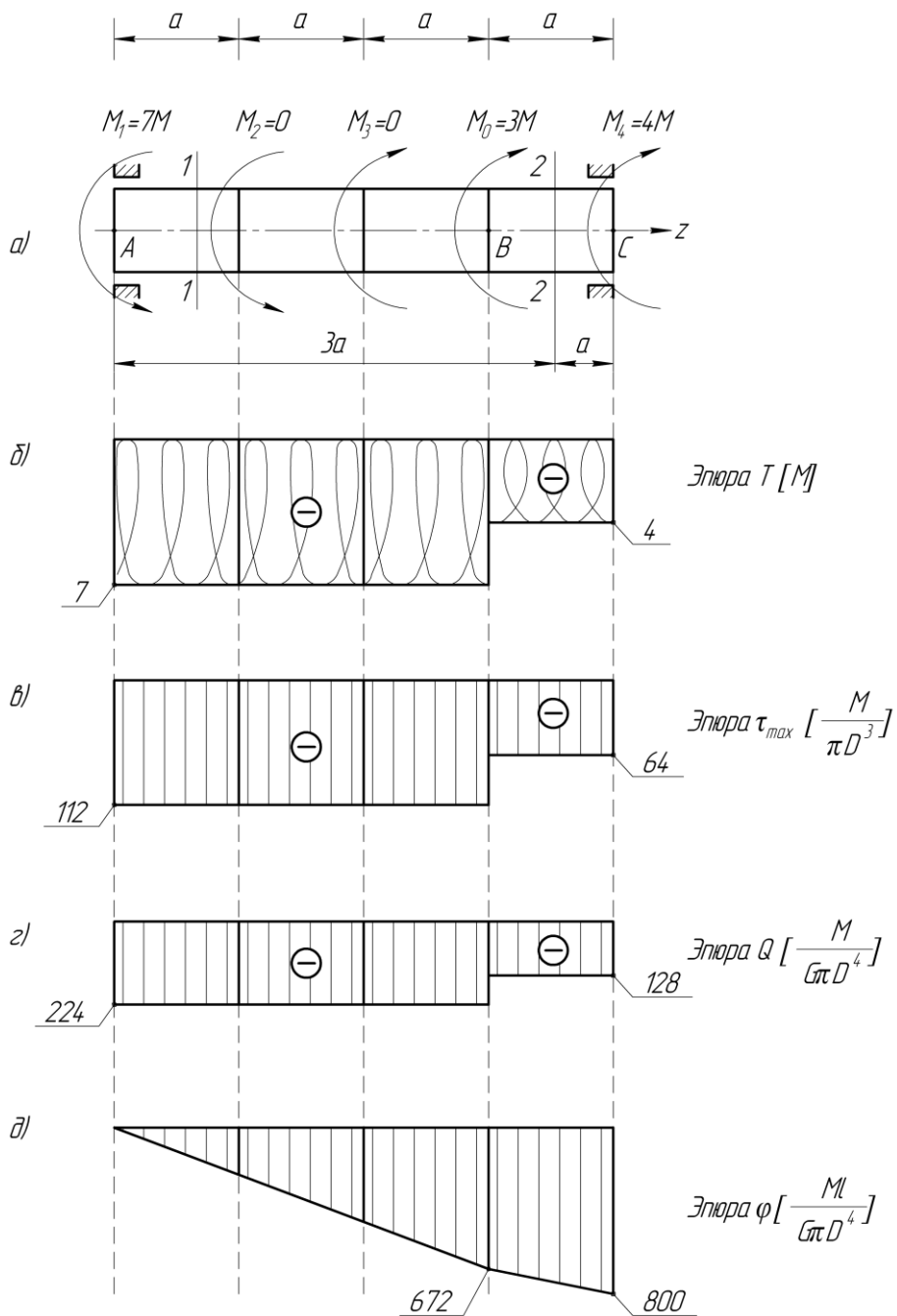


Рис. 4.7

## 5. ИЗГИБ

Прямой изгиб – деформация, вызванная системой сил, перпендикулярных оси бруса, и пар сил, лежащих в одной из главных плоскостей бруса.

Главная плоскость – плоскость, проходящая через ось бруса и одну из главных центральных осей инерции сечения.

Плоскость  $zoу$  (рис. 5.1) – плоскость действия нагрузок – главная плоскость, т.е. она проходит через ось бруса  $z$  и главную центральную ось  $y$ .

При таком изгибе в каждом сечении балки действуют два внутренних силовых фактора: *поперечная сила*  $Q_y$  и *изгибающий момент*  $M_x$ .

Поперечная сила  $Q_y$  – результирующая всех внутренних касательных напряжений в рассматриваемом сечении, численно равная алгебраической сумме всех внешних сил, приложенных по одну сторону от сечения, т.е.

$$Q_y = \int \tau dA = \sum_{\text{сторону}}^{\text{по одну}} F_{yi}.$$

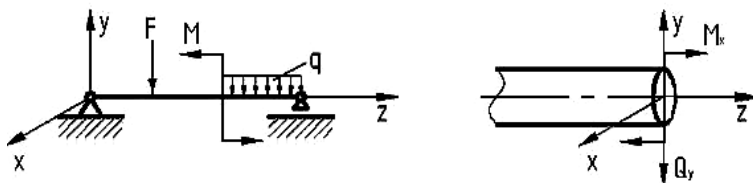


Рис. 5.1

Изгибающий момент  $M_x$  – результирующий момент всех нормальных внутренних силовых напряжений в рассматриваемом сечении относительно оси, проходящей через центр тяжести и перпендикулярной плоскости действия нагрузки, численно равный алгебраической сумме моментов всех внешних нагрузок, приложенных по одну сторону от сечения, т.е.

$$M_x = \int \sigma y dA = \sum_{\text{сторону}}^{\text{на одну}} M_{xi}.$$

При построении эпюр применяют правило знаков для  $Q_y$  и  $M_x$ :

*Поперечная сила в сечении балки m-n (рис. 5.2, а) считается положительной, если равнодействующая внешних сил слева от сечения направлена снизу вверх, а справа – сверху вниз, и отрицательной – в противоположном случае (рис. 3.2, б).*

*Другое правило: поперечная сила  $Q_y$  считается положительной, если внешние силы вращают отсечённую часть относительно сечения по часовой стрелке и отрицательной, если против (рис.3.2).*

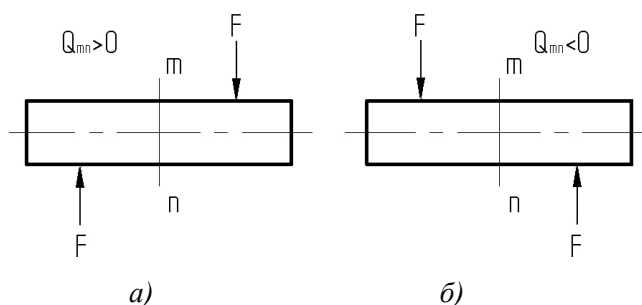


Рис. 5.2

Изгибающий момент считается положительным, если в рассматриваемом сечении (рис. 5.3) балка изгибается выпуклостью вниз. Далее будет показано, что волокна балки, расположенные в вогнутой части, испытывают сжатие, а в выпуклой – растяжение. Таким образом, откладывая положительные ординаты эпюры  $M_x$  вверх от оси, мы получаем, что эпюра оказывается построенной со стороны **сжатых волокон балки**.

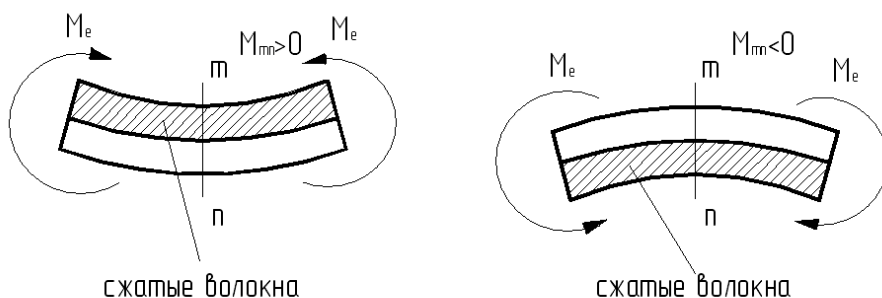


Рис. 5.3

Полезно напомнить из курса теоретической механики, что для плоской системы сил уравнения равновесия, составляемые для определения опорных реакции, можно написать в трёх различных вариантах:

а) В виде сумм проекций сил на две произвольные, не параллельные друг другу оси и суммы моментов сил относительно любой точки плоскости

$$\sum F_z = 0; \sum F_y = 0; \sum M_A = 0.$$

б) В виде суммы проекции сил на произвольную ось и двух сумм моментов относительно любых точек плоскости, не лежащих на одном перпендикуляре к указанной оси

$$\sum F_y = 0; \sum M_A = 0; \sum M_B = 0.$$

в) В виде трёх сумм моментов относительно любых точек плоскости, не лежащих на одной прямой

При составлении уравнений равновесия следует заменить распределённую нагрузку её равнодействующей.

Желательно уравнения равновесия составлять так, чтобы по возможности обойтись без совместного их решения, т.е. так, чтобы в каждое входила только одна неизвестная реакция.

Для проверки правильности определения опорных реакций рекомендуется подставить полученные значения в какое – либо уравнение равновесия, не использованное ранее. При правильном определении реакций должно получиться тождество  $0=0$ .

При построении эпюр  $Q_y$  и  $M_x$  необходимо руководствоваться правилами контроля построения эпюр, которые основываются на двух дифференциальных зависимостях

$$\frac{dM_x}{dz} = Q_y \text{ и } \frac{dQ_y}{dz} = q.$$

Если рассматривать эпюру  $M_x$  как график функции  $M_x=M_x(z)$ , то эпюра  $Q_y$  будет графиком первой производной от  $M_x$  по  $z$ . Графически первая производная, т.е. поперечная сила, численно равна тангенсу угла наклона касательной к эпюре  $M_x$ :  $Q_y = \operatorname{tg} \alpha$ .

Эта зависимость позволяет установить правила, которые определяют характер эпюр  $Q_y$  и  $M_x$  и применяются для *контроля* их правильности.

1. Если на участке отсутствует распределённая нагрузка, т.е.  $q=0$ , то эпюра  $Q_y$  на этом участке представляет собой прямую, параллельную оси  $z$ , эпюра  $M_x$  – наклонную.

2. На участке с равномерно распределённой нагрузкой, т.е.  $q=\text{const}$ , эпюра  $Q_y$  представляет собой наклонную прямую, эпюра  $M_x$  – квадратичную параболу, выпуклостью навстречу  $q$ .

3. Если поперечная сила  $Q_y$  пересекает ось  $z$ , то в сечении, где  $Q_y=0$ , изгибающий момент имеет экстремальное значение.

4. В сечении, где приложена сосредоточенная сила, эпюра  $Q_y$  имеет скачок на значение силы, на эпюре  $M_x$  скачкообразно изменяется угол наклона эпюры.

5. В сечении где приложен сосредоточенный момент, а эпюре  $Q_y$  это никак не отражается, на эпюре  $M_x$  – скачок на значение сосредоточенного момента.

6. В сечении, где начинается или заканчивается распределённая нагрузка, на эпюре  $Q_y$  – скачкообразное изменение угла наклона, на эпюре  $M_x$  – плавное сопряжение прямой и параболы.

7. В сечении на опорах поперечная сила и изгибающий момент численно равны опорной реакции и моменту в заделке или в опоре, если такой приложен. Если в шарнирной опоре не приложен сосредоточенный момент, то скачка изгибающего момента на эпюре не должно быть.

## 5.1. Напряжения при изгибе

При изгибе в каждом сечении в общем случае возникают внутренние нормальные и касательные напряжения. **Нормальные напряжения** при изгибе в произвольной точке поперечного сечения (рис. 5.4) определяется по формуле

$$\sigma = \frac{M_x}{I_x} y,$$



где  $M_x$  – изгибающий момент в сечении;  $I_x$  – момент инерции поперечного сечения относительно оси  $x$ ;  $y$  – координата точки, в которой определяется напряжение.

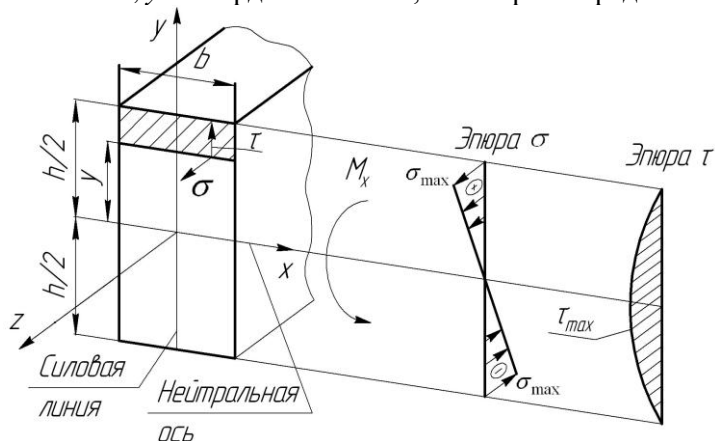


Рис 5.4

Касательные напряжения, возникающие в сечении при изгибе, на порядок меньше нормальных, поэтому при расчётах на прочность ими обычно пренебрегают.

**Касательные напряжения** в произвольной точке поперечного сечения определяют по формуле:

$$\tau = \frac{Q_y S_x^{omc}}{I_x b},$$

где  $Q_y$  – поперечная сила в рассматриваемом сечении;

$S_x^{omc}$  – статический момент относительно нейтральной оси той части сечения, которая расположена по одну сторону прямой, проведенной через данную точку (прямая проводится параллельно оси);

$b$  – ширина поперечного сечения на уровне рассматриваемой точки;

В подавляющем большинстве случаев касательные напряжения невелики и их вычисление не представляет практического интереса. Исключения могут иметь место при расчетах тонкостенных балок (например, сварных двутавровых), нагруженных большими сосредоточенными силами вблизи опор, либо вообще имеющих малую длину. В указанных случаях, наряду с основным расчетом по нормальным напряжениям, следует произвести расчет по наибольшим касательным напряжениям, возникающим в том поперечном сечении, где поперечная сила максимальна. Условие прочности по касательным напряжениям имеет вид:

$$\tau_{\max} \leq [\tau].$$

Для стальных балок обычно принимают  $[\tau] \approx 0,6[\sigma]$ .

Если в точке поперечного сечения балки возникают значительные нормальные и касательные напряжения, то в этом случае при расчете на прочность необходимо применить одну из гипотез прочности.

Наибольшие напряжения возникают в наиболее отдалённых от оси изгиба  $x$  точках сечения. Для симметричных относительно оси  $x$  сечений

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x},$$

где  $W_x = I_x / (h/2)$  – осевой момент сопротивления (относительно оси  $x$ );  $h$  – высота сечения.

Для прямоугольного сечения с размерами  $b$  и  $h$

$$I_x = bh^3 / 12; W_x = bh^2 / 6.$$

Для кольцевого сечения с наружным диаметром  $D$  и внутренним  $d = cD$

$$I_x = \frac{\pi d^4}{64} (1 - c^4) \approx 0,05 d^4 (1 - c^4);$$

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} (1 - c^4) \approx 0,1 d^3 (1 - c^4).$$

Для прокатных сечений (двутавр, швеллер и др.) значения всех геометрических характеристик указаны в ГОСТах (см. приложение 1).

Условие прочности при изгибе  $\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x} \leq [\sigma]$ , с помощью которого решаются три вида задач.

1. **Проверочный расчет.** Известны: нагрузка, размеры сечения балки, материал. Определить  $\sigma_{\max}$  и сравнить с  $[\sigma]$ .

2. **Проектный расчет.** Известны: нагрузка, материал, необходимо определить размеры сечения балки.

$$W_x = \frac{M_x}{[\sigma]}.$$

3. **Расчет на грузоподъемность.** Известны: размеры сечения, материал. Определить допустимую нагрузку на балку.

$$[M_x] \leq W_x [\sigma].$$

Эпюры максимальных нормальных напряжений для балок не строят, так как балки, как правило, имеют одинаковое сечение по всей длине и эпюра напряжений повторяет эпюру изгибающих моментов. Поэтому опасное сечение определяется по эпюре моментов, так как в том сечении, где действует наибольший (по абсолютной величине) момент, возникают и наибольшие напряжения.

## 5.2 Перемещения при изгибе

При изгибе ось балки искривляется, оставаясь в плоскости нагрузки. В результате каждое сечение (центр тяжести) получает *вертикальное смещение (прогиб  $y$ )* и поворачивается на некоторый *угол  $\theta = \arctg \cdot y'$*  (рис. 5.5). Уравнение изогнутой оси  $y = y(z)$  определяет прогибы сечений в функции от их координат.

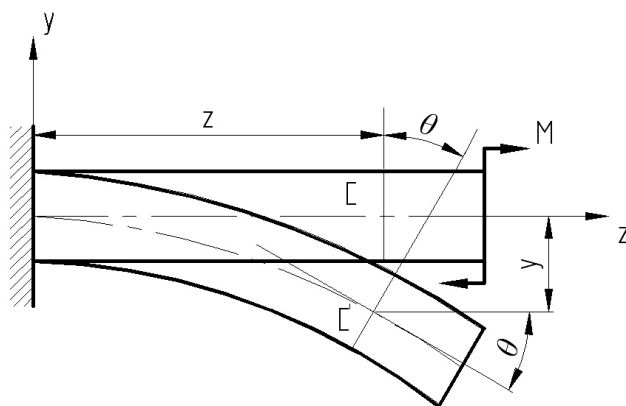


Рис. 5.5

Для малых деформаций ( $\theta = y'$ ) дифференциальное уравнение изогнутой оси балки имеет вид

$$y'' = \frac{M_x}{EI},$$

интегрируя которое получаем уравнение для углов поворота сечений

$$y' = \theta = \int_0^z \frac{M_x}{EI} dz + \theta_0$$

и уравнение изогнутой оси (прогибов)

$$y = \int_0^z \left( \int_0^z \frac{M_x}{EI} dz \right) dz + \theta_0 z + y_0,$$

где  $y_0$ ,  $\theta_0$  — прогиб и угол поворота сечения в начале координат.

Если при решении этого дифференциального уравнения рассматривать все участки балки в единой системе координат, помещая начало координат в крайнее левое сечение; все распределенные нагрузки продлить до конца балки, вводя компенсирующие, то, интегрируя его, получим универсальные уравнения для углов поворота сечений и изогнутой оси (прогибов) балки.

Универсальное уравнение углов поворота сечений

$$EI\theta = EIy' = EI\theta_{0z} \pm \sum \frac{M(z-a)^1}{1!} \pm \sum \frac{F(z-b)^2}{2!} \pm \sum \frac{q(z-c)^3}{3!}.$$

Универсальное уравнение прогибов или изогнутой оси

$$EIy = EIy_0 + EI\theta_0 z \pm \sum \frac{M(z-a)^2}{2!} \pm \sum \frac{F(z-b)^3}{3!} \pm \sum \frac{q(z-c)^4}{4!}.$$

В этих уравнениях:  $E$  — модуль упругости первого рода;  $I$  — момент инерции поперечного сечения балки относительно оси  $x$ , перпендикулярной плоскости нагрузки;  $a$ ,  $b$ ,  $c$  — расстояния от начала координат до нагрузки  $M$ ,  $F$ ,  $q$  соответственно (расстояние " $c$ " берется до начала распределенной нагрузки).

Применение универсального уравнения, позволяет значительно упростить решение, особенно для балок с несколькими участками.

Параметры  $y_0$  и  $\theta_0$  определяются из *граничных условий*:

а) для консольной балки угол поворота и прогиб сечения в заделке равны нулю;

б) для балки на двух опорах прогибы на этих опорах равны нулю.

Знак каждого члена в универсальном уравнении определяется по правилу знаков для изгибающих моментов, так как интегрируется уравнение  $EIy'' = M_x$ .

Расчёты на жёсткость основываются на условии жёсткости

$$y_{\max} \leq [y] \text{ и } \theta_{\max} \leq [\theta],$$

где  $[y]$ ,  $[\theta]$  – допускаемые значения прогиба и угла поворота.

Построение изогнутой оси балки – построение графика прогибов. Для приближённого построения необходимо вычислить прогибы в наиболее характерных точках. Через эти точки, используя граничные условия в закреплении, и эпюру изгибающих моментов, строят изогнутую ось балки.

Правила проверки правильности построения изогнутой оси балки основаны на связи изгибающего момента и кривизны балки:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI},$$

где  $\rho$  – радиус кривизны в сечении:

1) на участке, где изгибающий момент положителен, ось балки изогнута выпуклостью вниз;

2) на участке, где изгибающий момент отрицателен, ось балки изогнута выпуклостью вверх;

3) на участке, где  $M_x = 0$ , ось балки – прямая линия;

4) в сечении, где  $M_x$  пересекает ось балки, т.е.  $M_x = 0$ , у изогнутой оси балки – точка перегиба.

### 5.3 Задача №5.1.

Для балки, изображённой на рис. 5.6 требуется:

1) построить эпюры поперечной силы и изгибающего момента;

2) из условия прочности определить размеры прямоугольного и стандартного двутаврового сечения балки и сравнить балки с этими сечениями по расходу материала;

3) построить эпюры нормальных и касательных напряжений в опасном сечении балки.

Принять  $F_1 = n_1 F$ ;  $F_2 = n_2 F$ ;  $M_1 = k_1 Fl$ ;  $M_2 = k_2 Fl$ . Схему балки, параметры нагрузки выбрать по шифру из табл. 5.1.

Шифр	I	II			III			IV		
	Номер схемы	$h/b$	$n_1$	$n_2$	$k_1$	$k_2$	$F,$ $kH$	$q,$ $kH/m$	$l, m$	$[\sigma],$ $MPa$
1	3	2	2	1	1,5	-3	4	5	0,6	160
2	4	2,5	3	2	-1,5	2	2	3	0,4	150
3	1	1,8	-1	3	0,5	4	4	4	0,5	140
4	6	1,6	1,5	0,5	-2	3	3	6	0,8	140
5	9	2	0,5	-2	1	-3	-3	2	1	150
6	8	2,2	-2	1	3	1,5	1,5	3	1,2	160
7	10	2,4	-3	1,5	2	4	4	5	0,6	120
8	2	1,8	1	3	1,5	2	2	8	0,8	160
9	7	1,6	2,5	0,5	-3	-2	-2	8	0,4	150
0	5	2,5	-1,5	4	0,5	3	3	6	0,5	140

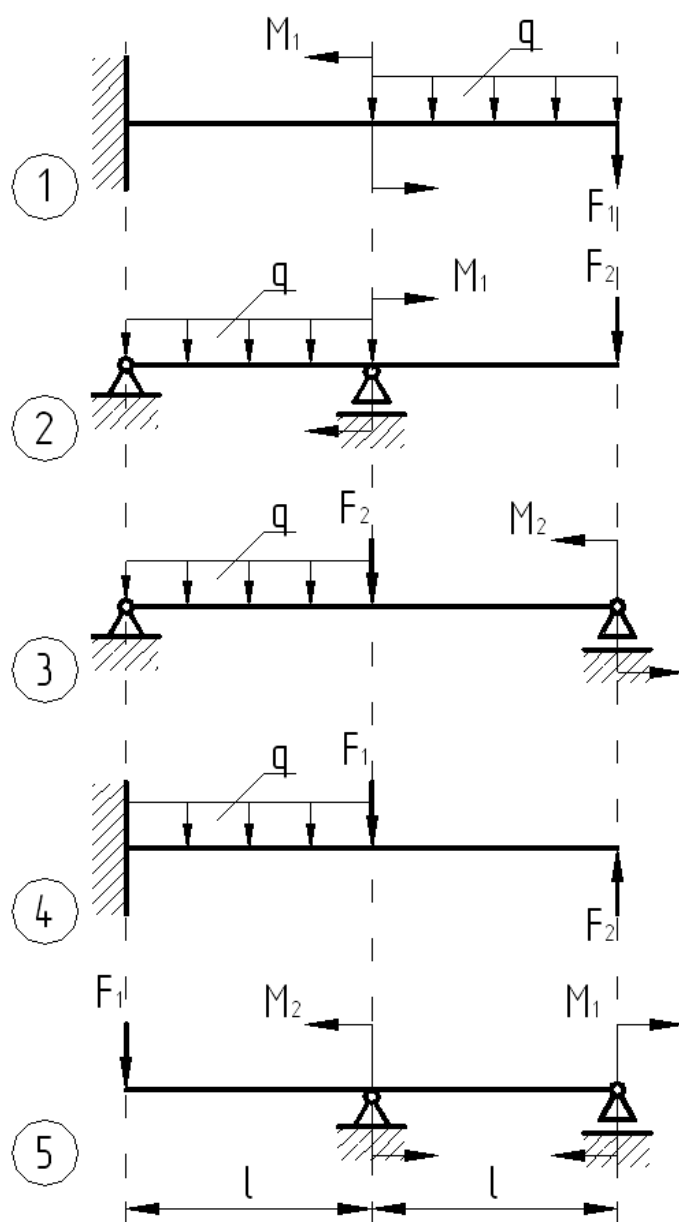


Рис. 5.6

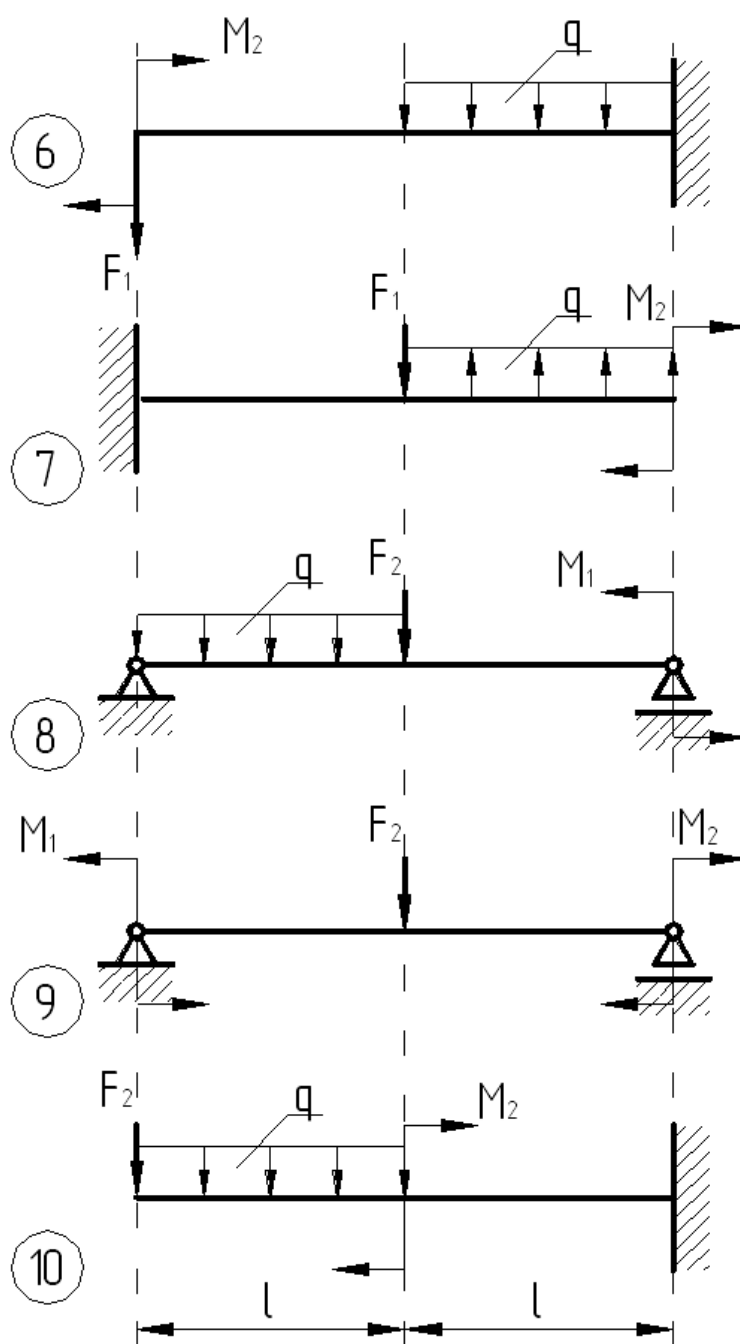


Рис. 5.6 (продолжение)

#### 5.4. Пример расчета (задача №5.1).

Для заданной консольной балки построить эпюры  $Q_y$   $M_x$ . Определить размеры сечений балки в виде прямоугольника и двутавра. Построить эпюры нормальных  $\sigma$  и касательных напряжений  $\tau$  для опасного сечения.

##### 1. Определение реакций опор.

Для заданной схемы балки реакции в жесткой заделке определять не обязательно.

При определении поперечных сил и изгибающих моментов будем рассматривать правые отсеченные части куда не входит жесткая заделка.

##### 2. Построение эпюр поперечной силы $Q_y$ и изгибающего момента $M_x$ .

Балка имеет два участка:  $AB$  и  $BC$ . Записываем выражения для  $Q_y$  и  $M_x$ .

Участок  $AB$  ( $0 \leq z_1 \leq 1$  м):

$$Q = F_1 + q_{z_1} = 6 + 2 \cdot z_1$$

$$\text{при } z_1 = 0; Q_y^A = 6 \text{ кН}$$

$$\text{при } z_1 = 1 \text{ м}; Q_y^B = 8 \text{ кН}$$

$$M_x = -F_1 z_1 - \frac{q z_1^2}{2} = -6 z_1 - z_1^2$$

$$\text{при } z_1 = 0; M_x^A = 0$$

$$\text{при } z_1 = 1 \text{ м}; M_x^B = -7 \text{ кНм}$$

$$z_1 = 0,5 \text{ м}; M = 3 - 0,25 = -3,25 \text{ кНм}$$

Участок  $BC$  ( $0 \leq z_1 \leq 1$  м):

$$Q_y = F_1 + q \cdot 1 = 8 \text{ кН}$$

$$M = -F_1(1 + z_2) - q \cdot 1(0,5 + z_2) + M = -6(1 + z_2) - 2(0,5 + z_2) + 9$$

$$\text{при } z_2 = 0; M_x^B = 2 \text{ кНм}$$

$$z_2 = 1 \text{ м}; M_x^C = -12 - 3 + 9 = -6 \text{ кНм}$$

Строим эпюры  $Q_y$  и  $M_x$  (рис. 5.7, а, б).

##### 3. Определение размеров поперечных сечений для заданной балки.

Определим размеры поперечных сечений из условия прочности при изгибе:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma], \text{ откуда расчетный осевой момент сопротивления}$$

$$W_x = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{7}{150 \cdot 10^3} = 46,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 46,6 \text{ см}^3$$

а) прямоугольное сечение.

Для него осевой момент сопротивления сечения равен

$$W_x = \frac{b n^2}{6}; \text{ так как } \frac{h}{b} = 2; \quad h = 2b.$$



$W_x = \frac{b(2b)^2}{6} = \frac{4}{6}b^3 = \frac{2}{3}b^3$ . Приравниваем осевой момент сопротивления для прямоугольника к расчетному осевому моменту сопротивления.

$$\frac{2}{3}b^3 = 46,6, \text{ откуда } b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 46,6}{2}} = \sqrt[3]{69,9} = 4,12 \text{ см},$$

$$h = 2b = 2 \cdot 4,12 = 8,24 \text{ см}.$$

Площадь поперечного сечения

$$A^{np} = b \cdot h = 4,12 \cdot 8,24 = 33,9 \text{ см}^2.$$

б) двутавровое сечение.

Из условия прочности  $W_x = 46,6 \text{ см}^2$ , по таблице двутавров – номер двутавра № 12 (приложение 1). Для него  $W_x = 58,4 \text{ см}^3$ , площадь поперечного сечения  $A^{ос} = 14,7 \text{ см}^2$ .

4. Сравнение балок прямоугольного и двутаврового сечений по расходу материала. Наиболее экономичное сечение по расходу материала является двутавровая балка

$$\frac{m^{np}}{m^{ос}} = \frac{A^{np}}{A^{ос}} = \frac{33,9}{14,7} = 2,3,$$

так как, расход материала на двутавровую балку идет в 2,3 раза меньше, чем на балку прямоугольного сечения.

5. Построение эпюр нормальных и касательных напряжений для опасного сечения.

Построим эпюры нормальных и касательных напряжений по высоте прямоугольного и двутаврового сечений.

а) Прямоугольное сечение

Наибольшие нормальные напряжения возникают в наиболее удаленных точках сечения от нейтральной оси  $x$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{7 \cdot 6}{bh^2} = \frac{7 \cdot 6}{4,12 \cdot 10^{-2} (8,24 \cdot 10^{-2})^2} = 0,150 \cdot 10^6 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} = 150 \text{ МПа}$$

Наибольшие касательные напряжения возникают на нейтральной оси. Для прямоугольного сечения они равны

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_y}{A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{8}{bh} = \frac{3}{2} \cdot \frac{8}{4,12 \cdot 10^{-2} \cdot 8,24 \cdot 10^{-2}} = 0,353 \cdot 10^4 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} = 3,53 \text{ МПа}$$

б) Двутавровое сечение

Максимальное нормальное напряжение:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{7}{58,4 \cdot 10^{-6}} = 0,119 \cdot 10^6 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} = 119 \text{ МПа}.$$

Максимальное касательное напряжение

$$\tau_{\max} = \frac{Q_y \cdot S_x^{омс}}{b \cdot y_x}.$$

Выпишем данные из таблицы прокатных профилей для двутавра №12:

$$S_x^{omc} = 33,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \quad I_x = 350 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4, \quad b = d = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Поперечная сила в опасном сечении равна  $Q_y = 8 \text{ кН}$ .

Окончательно максимальные касательные напряжения равны

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot 33,7 \cdot 10^{-6}}{4,8 \cdot 10^{-3} \cdot 350 \cdot 10^{-8}} = 0,16 \cdot 10^5 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} = 16 \text{ МПа}$$

Построим эпюры  $\sigma$  и  $\tau$  (рис.5.7, в, г).

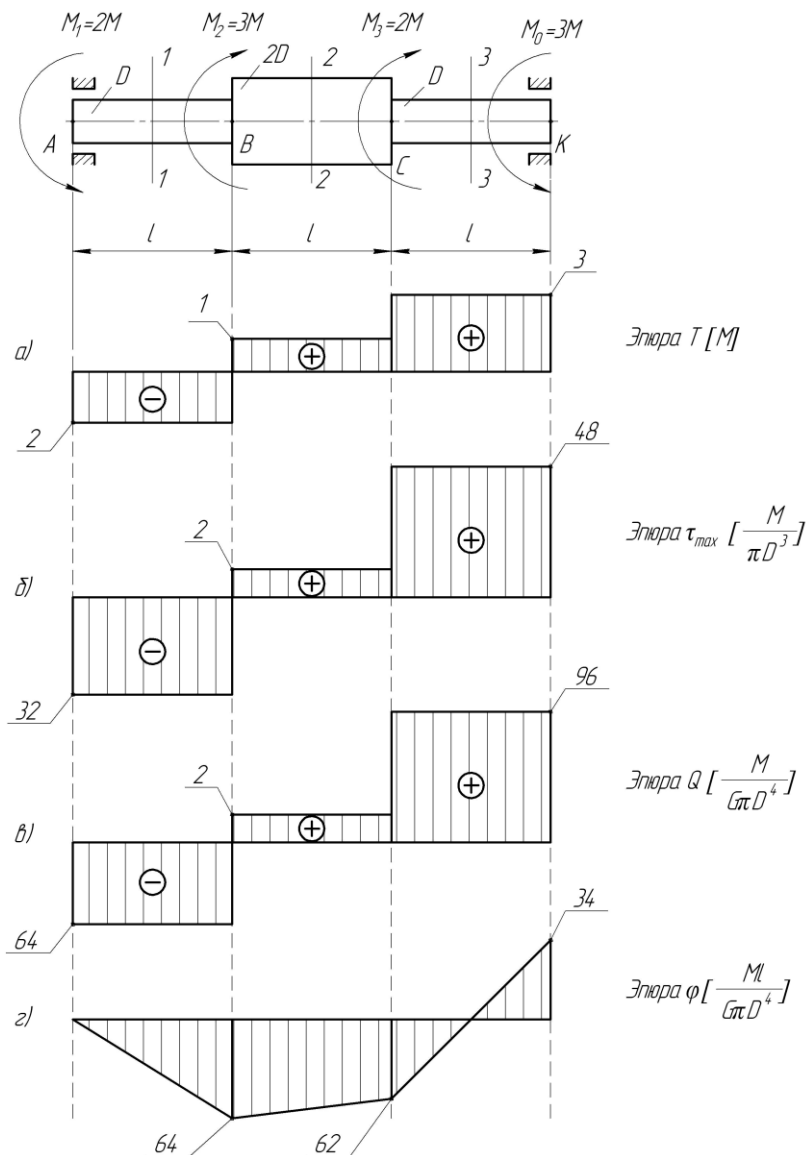


Рис. 5.7

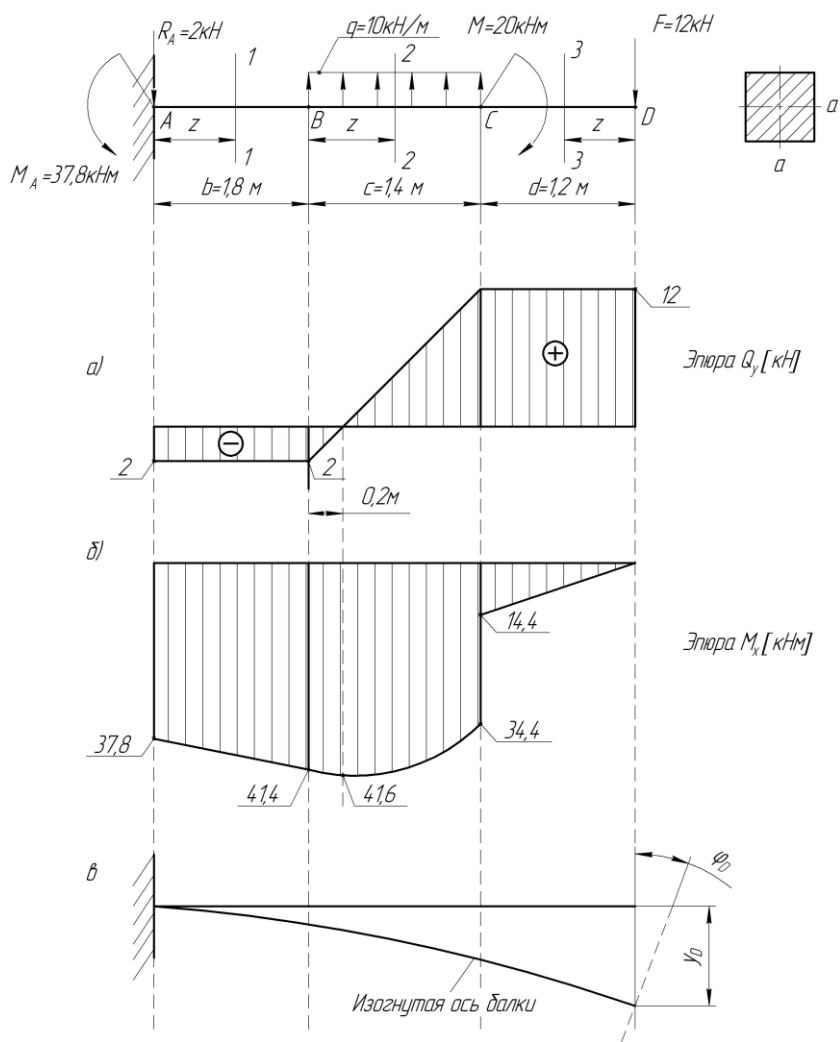


Рис. 5.9

## ЧАСТЬ 2 ДЕТАЛИ МАШИН

### 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ

#### 1.1. Режимы работы приводов и исходные данные к их расчету

**Режим работы привода** определяется условиями эксплуатации приводимой машины в течение заданного срока службы. Режимы работы обычно характеризуются и задаются законом (графиком) изменения рабочей нагрузки во времени в относительных единицах измерения. График нагрузки может быть ступенчатым и плавным.

Пример ступенчатого графика нагрузки показан на рис. 1а, где  $T_1, T_2, T_3$  – вращающие моменты, которые сообщает машине привод;  $t_1, t_2, t_3$  – длительность действия каждого вращающего момента,  $T_{\text{пуск}}$  – пусковой вращающий момент.

Обычно  $T_1$ , являясь наибольшим из действующих вращающих моментов, принимается за номинальный вращающий момент  $T_{\text{ном}}$  т.е.

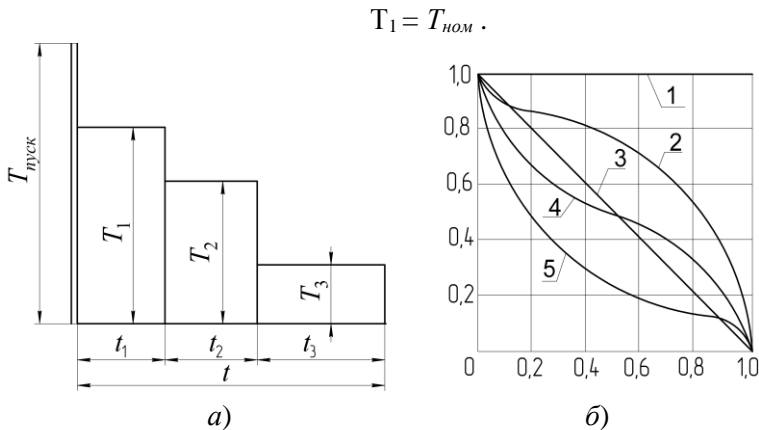


Рис. 1.1 Примеры графиков нагрузки привода

Длительность действия пускового момента  $T_{\text{пуск}}$  обычно не учитывается ввиду малой относительной продолжительности пускового периода. Однако величина самого пускового момента учитывается при проверке привода на перегрузку.

Большинство режимов работы современных машин (и, следовательно, приводов) описываются пятью типовыми режимами, полученными на основе статистического анализа нагруженности различных машин. Типовые режимы представлены на рис. 1б, где в относительных единицах на оси ординат представлены значения вращающих моментов, а на оси абсцисс – длительности их действия. Режим 1 – постоянный, наиболее тяжелый – характерен для машин горнодобывающей промышленности, ре-

жимы 2 и 3 – для транспортирующих и транспортных машин, 4 и 5 – для универсальных металлорежущих станков.

**Общими исходными данными** к расчету привода являются график нагрузки, срок службы, серийность или тип производства.

Для приводов, включающих редукторы, дополнительно бывают заданы мощность на выходном валу привода  $P_{\text{вых}}$  (Вт) и частота его вращения  $n_{\text{вых}}$  (мин<sup>-1</sup>).

Если заданы вращающий момент  $T_{\text{вых}}$  (Н·м) на выходном валу и его угловая скорость  $\omega_{\text{вых}}$  (рад/с), то

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \cdot \omega_{\text{вых}}, \quad (1.1)$$

при этом

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{вых}}}{30}. \quad (1.2)$$

Для приводов к конвейерам обычно задаются тяговое усилие  $F$  (Н) на приводном барабане (звездочке) и линейная скорость ленты (цепи)  $V$  (м/с). В этом случае

$$P_{\text{вых}} = FV. \quad (1.3)$$

Если скорость не задана, но известны диаметр барабана (звездочки)  $D$  (мм) и частота вращения  $n_{\text{вых}}$  (мин<sup>-1</sup>), то

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{вых}}}{60000}. \quad (1.4)$$

Для цепных конвейеров задают шаг  $p$  (мм) и число зубьев  $z$  приводной звездочки. В этом случае

$$D = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z}}.$$

Если известны  $V$  и  $D$ , то

$$n_{\text{вых}} = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot D}.$$

Для приводов, включающих коробки передач (скоростей), дополнительными исходными данными являются: мощность электродвигателя  $P_{\text{эд}}$  (Вт), номинальная частота вращения электродвигателя  $n_{\text{эд}}$  (мин<sup>-1</sup>), минимальная  $n_{\text{вых min}}$  или максимальная  $n_{\text{вых max}}$  частоты вращения выходного вала привода, знаменатель  $\phi$  геометрического ряда чисел или частот вращения.

Срок службы привода может быть задан в часах  $L$  и в годах  $a$  с указанием коэффициентов суточного  $K_C$  и годового  $K_G$  использования привода во времени. В этом случае

$$L = 365 \cdot 24 \cdot K_C \cdot K_G \cdot a.$$

Тип производства определяется по объему выпуска изделий: единичный (1....10 штук в год), мелкосерийный (до 100 штук в год), среднесерийный (до 1000 штук в год), крупносерийный (более 1000 штук в год) и массовый. Если тип производства (объем выпуска) не указан, то его следует принять единичным или мелкосерийным (учитывая современные тенденции в машиностроении).

При проектировании надо иметь в виду, что тип производства существенно влияет на технологию изготовления деталей привода, степень унификации и стандартизации основных параметров его узлов: передаточных чисел, межосевых расстояний, присоединительных размеров и т. п. [1,2,3].

## 1.2. Характеристика электродвигателей и их выбор

В общем машиностроении большинство машин приводится в движение трехфазными асинхронными электродвигателями переменного тока. Данные электродвигатели характеризуются номинальной мощностью  $P_{эд}$  и номинальной частотой вращения ротора  $n_{эд}$ . Номинальная мощность – это мощность, которую может развивать электродвигатель длительно, не нагреваясь свыше допустимой температуры. При постоянной частоте переменного тока в сети частота вращения электродвигателя зависит от числа пар полюсов обмотки статора.

Электродвигатели массового применения имеют число пар полюсов 1; 2; 3; 4, которым соответствует синхронные частоты вращения  $n_c$  (без нагрузки) 3000; 1500; 1000; 750 (мин<sup>-1</sup>). В такой же последовательности возрастают габаритные размеры, масса и стоимость электродвигателей. Следовательно, высокооборотные электродвигатели более предпочтительны по технико-экономическим соображениям.

В приводах машин основное распространение получили трехфазные асинхронные электродвигатели серии 4А, в каталогах на которые указываются  $n_c$ ,  $n_{эд}$ ,  $P_{эд}$ , габаритные и установочные размеры (см. Приложение).

Электродвигатели различают:

### 1. По конструкции корпусов

- электродвигатели на лапах, исполнение М100;
- электродвигатели фланцевые на лапах, исполнение М200;
- электродвигатели фланцевые, исполнение М300.

### 2. По степени защиты

- закрытые обдуваемые (степень защиты исключает попадание внутрь двигателя посторонних тел размером более 1 мм);
- защищенные (степень защиты исключает попадание внутрь двигателя посторонних тел размером более 12,5 мм);

### 3. По назначению

- основное исполнение, со встроенным электромагнитным тормозом, с температурной защитой, крановые, влагоморозоустойчивые.

В обозначении электродвигателей указываются (например, 4A112M6Y3);

- серия разработки (4);
- вид электродвигателя (A);
- исполнение по способу защиты (H) – защищенные, при отсутствии данной буквы – закрытые обдуваемые;
- высота оси вращения, мм (112);
- условное обозначение длины станины (M, L, S);
- число полюсов (6);
- условное обозначение климатического исполнения (Y3).

**Требуемая мощность электродвигателя  $P_{тр}$**  определяется с учетом графика нагрузки привода [4,5].

*При постоянной нагрузке* (см. рис.1.1б, режим 1) требуемая мощность определяется по формуле

$$P_{тр} = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}}, \quad (1.5)$$

где  $P_{вых}$  - мощность на выходном валу привода (Вт);

$\eta_{общ}$  - общий коэффициент полезного действия (КПД) привода;

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i; \quad (1.6)$$

$\eta_i$  – КПД одной кинематической пары (таблица 1.1).

Средние значения КПД подшипников валов:

а) для одной пары подшипников качения

$$\eta = 0,99...0,995;$$

б) для одной пары подшипников скольжения

-при полужидкостном трении  $\eta = 0,975...0,985$ ;

-при жидкостном трении  $\eta = 0,99...0,995$ .

Средние значения КПД муфт различных конструкций

$$\eta = 0,99...0,995.$$

Таблица 1.1

**Средние значения КПД различных передач без учета потерь  
в подшипниках валов**

<b>Тип передачи</b>	<b>Закрытая передача</b>	<b>Открытая передача</b>
Зубчатая		
с цилиндрическими колесами	0,96...0,98	0,94...0,96
с коническими колесами	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная		
при однозаходном червяке	0,70...0,75	0,60...0,65
при двухзаходном червяке	0,75...0,80	0,68...0,70
при четырехзаходном червяке	0,80...0,90	0,70...0,75
Цепная с втулочно-роликовой или зубчатой цепью	0,95...0,97	0,90...0,94
Ременная		
с плоским ремнем	-	0,95...0,97
с клиновым или поликлиновым ремнем	-	0,94...0,96
с натяжным роликом	-	0,93...0,95

При переменной нагрузке (см. рис.1.1а) требуемую мощность электродвигателя можно определять двумя методами:

1. Без учета графика нагрузки – по номинальной постоянной мощности на выходном валу привода по формуле

$$P_{тр} = \frac{P_{ном}}{\eta_{общ}}, \quad (1.7)$$

где  $P_{ном} = T_{ном} \cdot \omega_{вых}$  - номинальная постоянная мощность, соответствующая  $T_{ном}$  (из графика нагрузки) и заданной  $\omega_{вых}$ .

Данный метод определения  $P_{тр}$  является упрощенным и сходным с определением  $P_{тр}$  при постоянной нагрузке привода.

2. С учетом графика нагрузки – по среднеквадратичной постоянной мощности, эквивалентной по нагреву электродвигателя переменной мощности на выходном валу привода, по формуле

$$P = \frac{P_{ср.кв}}{\eta_{общ}}, \quad (1.8)$$

где  $P_{ср.кв} = P_{вых} \sqrt{\frac{\sum (T_i / T_{ном})^2 t_i}{\sum t_i}}$  - среднеквадратичная постоянная мощность, эквивалентная по нагреву электродвигателя переменной мощности,



$T_i / T_{ном}$  – относительное значение вращающегося момента, действующего с относительной длительностью  $t_i$  в соответствии с графиком нагрузки привода (см. рис. 1.1).

Второй метод является более обоснованным в курсовом проектировании, но не обязательным.

Если график нагрузки не задан, то  $P_{тр}$  определяется так же, как при постоянной нагрузке (как наиболее тяжелый вариант нагружения привода).

В целом электродвигатель выбирается из каталога (Приложение, табл. П1) по условию

$$P_{эд} \geq P_{тр}, \quad (1.9)$$

при этом необходимо, чтобы фактическое отношение  $T_{пуск}/T_{ном}$  выбранного электродвигателя было не меньше отношения  $T_{пуск}/T_{ном}$ , заданного графиком нагрузки (для гарантии приведения в движение номинально нагруженной машины).

*Примечание.* Фактическая мощность электродвигателя  $P_{эд}$  выбирается возможно ближе к  $P_{тр}$ . Во всех случаях нагрузки привода выбор электродвигателя с большим запасом мощности приводит к излишним динамическим нагрузкам элементов привода и снижает КПД ( $\cos\varphi$ ) электросистемы.

Если частота вращения электродвигателя  $n_{эд}$  не задана и не наложены ограничения на габаритные размеры и массу привода, то электродвигатель выбирают таким, чтобы передаточные числа отдельных передач привода были оптимальными.

Обычно условию (9) соответствуют до 3...4 электродвигателей одинаковой мощности, но с различными частотами вращения. В этом случае поступают следующим образом.

1. Определяют рекомендуемый диапазон  $d$  возможного общего передаточного числа  $u_{общ}$  привода по формуле:

$$d = u_{общ\min} \cdot u_{общ\max}, \quad (1.10)$$

$$\text{нижняя граница диапазона } u_{общ\min} = u_{1\min} \cdot u_{2\min} \cdot \dots \cdot u_{i\min},$$

$$\text{верхняя граница диапазона } u_{общ\max} = u_{1\max} \cdot u_{2\max} \cdot \dots \cdot u_{i\max},$$

где  $u_{1\min}, u_{2\min}, u_{i\min}$  – минимальные рекомендуемые передаточные числа отдельных передач привода (табл. 1.2),

$u_{1\max}, u_{2\max}, u_{i\max}$  – максимальные рекомендуемые передаточные числа отдельных передач привода (табл.1.2).

2. Определяют все возможные общие передаточные числа, которые будет иметь привод с каждым из электродвигателей при заданной  $n_{вых}$ . Например, при 3-х подходящих по мощности и пусковому моменту электродвигателях вычисляют 3 варианта общего передаточного числа привода по формулам

$$u_{обц1} = \frac{n_{эд1}}{n_{вых}}; \quad u_{обц2} = \frac{n_{эд2}}{n_{вых}}; \quad u_{обц3} = \frac{n_{эд3}}{n_{вых}}.$$

3. Оценивают соответствие каждого  $u_{обцi}$  рекомендуемому диапазону  $d$  общего передаточного числа привода. Для наглядности это делают графически, отмечая полученные числа на числовой оси общего передаточного числа с соблюдением масштаба.

Оптимальным считается соответствие  $u_{обцi}$  середине первой половине диапазона  $d$ . При этом учитывается стоимость, масса и габаритные размеры каждого из электродвигателей (см. выше).

Таблица 1.2

**Максимальные и минимальные рекомендуемые передаточные числа передач**

Передача	Передаточное число	
	минимальное	максимальное
Зубчатая		
с цилиндрическими колесами	3	6
с коническими колесами	2	4
Червяная	16	40
Цепная	2	5
Ременная	2	5

Кроме того, при выборе электродвигателя необходимо согласовать его пусковую характеристику с заданным режимом нагрузки привода.

Обычно в графике нагрузки указывается величина необходимого пускового момента, который должен обеспечивать привод при пуске, отношением  $T_{пуск}/T_{ном}$ . В свою очередь, для каждого электродвигателя в каталоге также указывается величина  $(T_{пуск}/T_{ном})_{эд}$ , которую он может развить.

Таким образом, для правильного выбора электродвигателя необходимо выполнение условия

$$\left( \frac{T_{пуск}}{T_{ном}} \right)_{эд} \geq \frac{T_{пуск}}{T_{ном}}. \quad (1.11)$$

Для окончательного принятого электродвигателя из каталога выписывают: обозначение двигателя, номинальную мощность  $P_{эд}$ , номинальную частоту вращения  $n_{эд}$ , отношение пускового момента к номинальному  $(T_{пуск}/T_{ном})_{эд}$ .

### 1.3. Кинематический расчет приводов

Кинематический расчет привода состоит в определении общего передаточного числа, разбивке его по ступеням и определении частот вращения валов привода.

**Общее передаточное число** привода определяется после окончательного выбора электродвигателя и, следовательно, известной номинальной частоте вращения его ротора  $n_{эд}$ . Расчет выполняется по формуле:

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_{вых}}. \quad (1.12)$$

**Разбивка общего передаточного числа** привода  $u_{общ}$  состоит в назначении конкретных передаточных чисел для отдельных его ступеней с учетом следующего условия:

$$u_{общ} = u_{ред} \cdot u_{проч} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_{проч}, \quad (1.13)$$

где  $u_{ред}$  – передаточное число редуктора,  $u_1, u_2 \dots$  – передаточные числа ступеней редуктора,  $u_{проч}$  – передаточное число прочих передач, входящих в привод (например, цепной, ременной, открытой зубчатой или червячной и т.п.).

Задача назначения частных передаточных чисел (разбивка) допускает множество решений, из которых нужно выбрать оптимальное для данного привода. С этой целью следует использовать **общие** и **частные** рекомендации, разработанные с учетом реализации большинства условий, обеспечивающих надежную и долговечную работу приводов [1,2,4,5].

1. Передаточное число редуктора общего назначения выбирают в соответствии с общей рекомендацией по таблице 1.2, в особых случаях – по таблице 1.3.

Таблица 1.3

**Рекомендуемые передаточные числа редукторов и коробок передач**

Тип редуктора	Передаточное число редуктора		
	одноступенчатого	двухступенчатого	трехступенчатого
Цилиндрический	1,6...8,0	7,1...40,0	25...250
Конический	1,0...5,0	-	-
Коническо-цилиндрический	-	6,3...18	18...180
Планетарный	3,15...12,5	10...125	63...1000
Червячный	8,0...63	63...1600	-
Червячно-зубчатый	-	20...240	200...2000
Зубчато-червячный	-	16...240	-
Коробка передач	1...3,15	-	-

2. Разбивку общего передаточного числа привода по отдельным его ступеням можно проводить в соответствии с общей рекомендацией с учетом таблицы 2, для передач с конструктивными особенностями можно учитывать таблицу 1.4.

Таблица 1.4

**Рекомендуемые значения передаточных чисел различных  
понижающих передач**

Тип передачи	Средние значения	Наибольшие значения
<b>Закрытые передачи</b>		
Зубчатая с цилиндрическими колесами	прямозубыми	3...4
	косозубыми	12,5
	шевронными	12,5
	с коническими колесами	12,5
с коническими колесами	2...3	6,3
Червячная	16...40	80
<b>Открытые передачи</b>		
Зубчатая с цилиндрическими колесами	прямозубыми	3...5
	косозубыми	20
	с коническими колесами	20
	с коническими колесами	6,3
Червячная	16...63	100
Цепная	2...5	7
Ременная	с плоским ремнем	2...4
	с клиновым ремнем	8
	с натяжным роликом	8
		10

3. Разбивку передаточного числа редуктора по ступеням следует выполнять по условию одинакового погружения колес отдельных ступеней в масло. Данное условие наилучшим образом отвечает общей цели проектирования надежных и долговечных редукторов. Частные рекомендации по разбивке передаточного числа для конкретного редуктора, с учетом отмеченного, приведены ниже.

3.1. Двухступенчатые горизонтальные зубчатые редукторы с цилиндрическими колесами при развернутой схеме расположения осей: обычные (рис. 2а), с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 2б), с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 1.2в):

$$u_B \approx (1,2...1,3)u_T \quad , \quad (1.14)$$

откуда

$$u_T \approx \sqrt{\frac{u_{ред}}{(1,2...1,3)}}; \quad u_B = \frac{u_{ред}}{u_T},$$

где  $u_B$ ,  $u_T$  - передаточные числа, соответственно, быстроходной Б и тихоходной Т ступеней.

3.2. Двухступенчатый горизонтальный зубчатый соосный редуктор с цилиндрическими колесами (рис.3):

$$u_T \approx \sqrt{u_{ред}}; \quad u_B = \frac{u_{ред}}{u_T}.$$

3.3. Трехступенчатый зубчатый редуктор с цилиндрическими колесами по развернутой схеме расположения осей (рис. 4):

$$u_T \approx \sqrt{\frac{u_{ред}}{2}}; \quad u_{II} \approx 1,25u_T; \quad u_B = \frac{u_{ред}}{u_{II} \cdot u_T},$$

где  $u_{II}$  - передаточное число промежуточной ступени.

3.4. Двухступенчатый коническо-цилиндрический зубчатый редуктор (рис.1.5):

$$u_{кон} \approx 0,25u_{ред} \leq 3; \quad u_{цил} = \frac{u_{ред}}{u_{кон}}, \quad (1.15)$$

где  $u_{кон}$ ,  $u_{цил}$  - передаточные числа, соответственно, конической и цилиндрической передач.

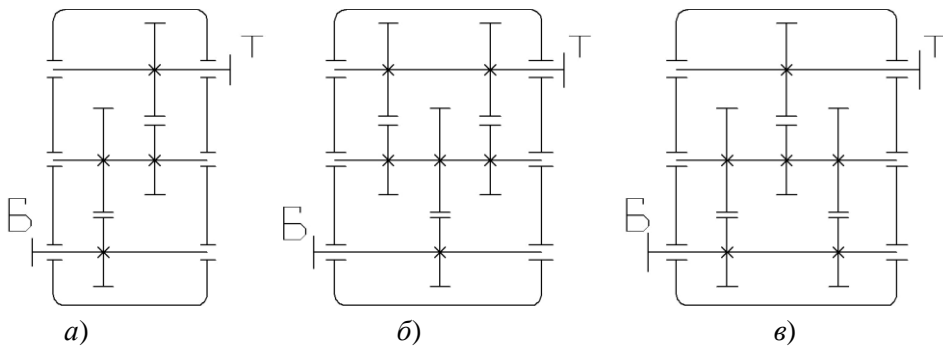


Рис.1.2. Двухступенчатые горизонтальные зубчатые редукторы развернутой схемы расположения осей:

а - обычные, б - с раздвоенной тихоходной ступенью Т,  
в - с раздвоенной быстроходной ступенью Б

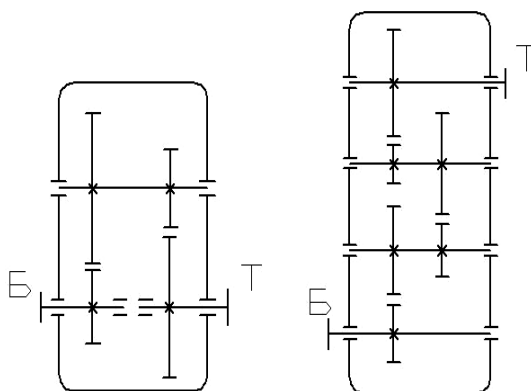


Рис.1.3. Двухступенчатый  
зубчатый соосный редуктор

Рис.1.4. Трехступенчатый  
зубчатый редуктор  
развернутой схемы расположения  
осей

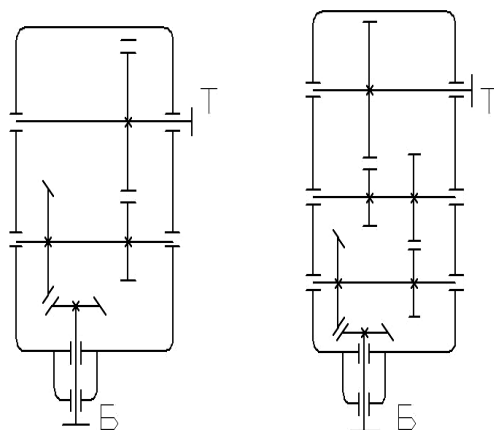


Рис.1.5. Двухступенчатый  
коническо-цилиндрический  
редуктор

Рис.1.6. Трехступенчатый  
коническо-цилиндрический  
редуктор

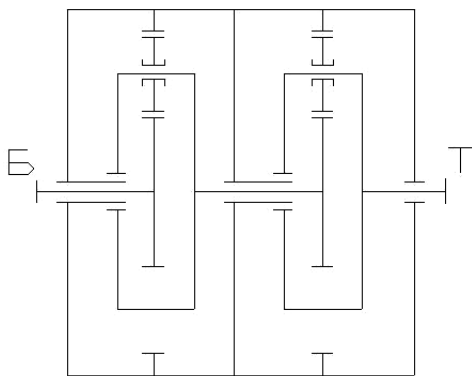


Рис.1.7. Двухступенчатый планетарный редуктор (2КН)

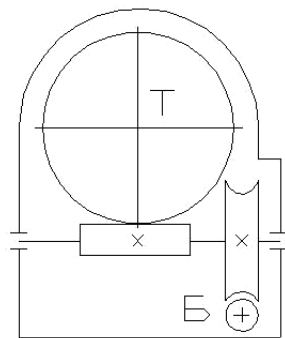


Рис.1.8 Двухступенчатый червячный редуктор

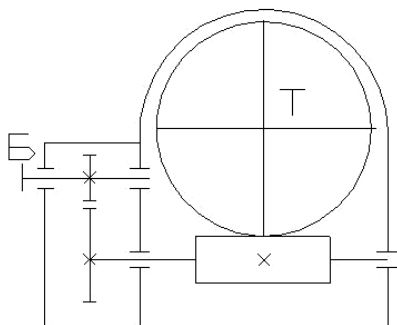


Рис.1.9. Двухступенчатый зубчато-червячный редуктор

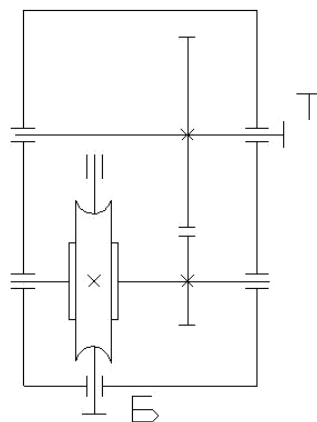


Рис.1.10. Двухступенчатый червячно-зубчатый редуктор

### 3.5. Трехступенчатый коническо-цилиндрический зубчатый редуктор (рис. 6).

Передаточное число конической передачи, образующей, как правило, быстроходную ступень, рекомендуется брать из условия:

$$u_{кон} \leq 3.$$

Передаточные числа промежуточной и тихоходной ступеней состоящих из цилиндрических зубчатых колес, следует назначать в соответствии с рекомендациями для двухступенчатых редукторов с цилиндрическими колесами:

$$u_{Б.цил} \cdot u_{Т.цил} = \frac{u_{ред}}{u_{кон}}; \quad u_{Т.цил} = \sqrt{\frac{u_{Б.цил} \cdot u_{Т.цил}}{(1,2...1,3)}},$$

где  $u_{Б.цил}$ ,  $u_{Т.цил}$  - передаточные числа, соответственно, быстроходной и тихоходной

цилиндрических передач (II и III ступени).

### 3.6. Двухступенчатый планетарный зубчатый редуктор (рис. 1.7).

Передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней рекомендуется назначать по таблице 5.

Таблица 1.5

$u_{ред}$	$u_B$	$u_T$
$\leq 25$	4	$\frac{u_{ред}}{4}$
св. 25 до 63	$\frac{u_{ред}}{6,3}$	6,3
$> 63$	10	$\frac{u_{ред}}{10}$

### 3.7. Двухступенчатый червячный редуктор (рис.1.8).

Передаточные числа ступеней назначается примерно равными

$$u_B \approx u_T \approx \sqrt{u_{ред}}.$$

При этом желательно получить  $a_T = 2a_B$ , что обеспечивает наиболее удобную компоновку редуктора в корпусе ( $a_B$ ,  $a_T$  - межосевые расстояния, соответственно, быстроходной и тихоходной ступеней).

### 3.8. Двухступенчатый зубчато-червячный редуктор (рис.1.9).

Передаточное число быстроходной зубчатой ступени рекомендуется определять по формуле:

$$u_B = \sqrt[5]{u_{ред}} \quad (1.16)$$

или назначать в диапазоне  $u_B = 1,5 \dots 3,15$ ,

следовательно  $u_T = u_{ред} / u_B = u_{ред} / \sqrt[5]{u_{ред}}.$

### 3.9. Двухступенчатые червячно-зубчатые редукторы (рис.10).

Передаточное число зубчатой цилиндрической передачи рекомендуется определять по формуле

$$u_{зуб} = (0,03 \dots 0,06) u_{ред} < 3,$$

тогда  $u_{черв} = u_{ред} / u_{зуб}.$



### 3.10. Коробка передач (рис.1.11).

Передаточное число каждой последующей пары зубчатых колес коробки передач получают умножением предыдущего передаточного числа на знаменатель геометрической прогрессии  $\varphi$ :

$$u_{i+1} = u_i \varphi \quad (1.17)$$

Стандартные значения  $\varphi$ : 1,12; 1,26; 1,41; 1,60; 1,80; 2,00.

Наименьшее (или наибольшее) передаточное число коробки передач обычно задается.

При проектировании *редукторов* и *коробок передач*, предназначенных для *серийного выпуска* (в том числе мелкосерийного), передаточное число каждой ступени должно быть округлено до ближайшего стандартного значения по таблице 1.6.

Таблица 1.6

**Стандартные значения передаточных чисел зубчатых  
и червячных передач**

<b>Зубчатые передачи</b>	<b>1-й ряд -</b> 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5;
	<b>2-й ряд -</b> 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2
<b>Червячные передачи</b>	<b>1-й ряд -</b> 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 31,5; 40,0; 50,0; 63,0
	<b>2-й ряд -</b> 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4; 28,0; 35,5; 45,0; 56,0

*Примечание.* Первый ряд следует предпочитать второму.

Отклонение фактического передаточного числа каждой ступени от стандартного допускается:

- для зубчатых передач при  $u \leq 4,5$  не более 2,5%;  
при  $u > 4,5$  не более 4,0%;
- для червячных передач не более 4,0%.

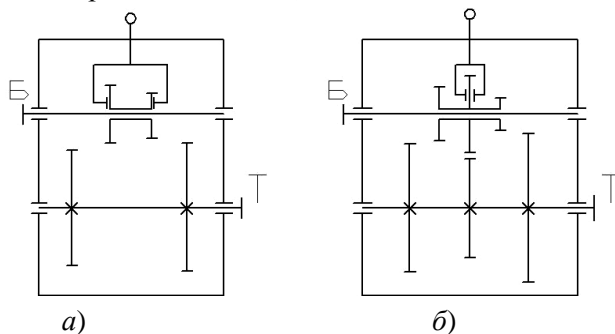


Рис. 11. Коробки передач: а – с двойным блоком; б – с тройным блоком.

После стандартизации передаточных чисел зубчатых и червячных передач

необходимо уточнить передаточные числа прочих (остальных) передач, входящих в привод (цепной, ременной). Так как общее передаточное число привода определено, то передаточные числа прочих передач определяются по формуле

$$u_{\text{проч}} = u_1 u_2 \dots = u_{\text{общ}} / u_{\text{ред}} \quad (1.18)$$

При этом передаточные числа всех прочих передач должны входить в соответствующие диапазоны передаточных чисел, рекомендуемых в таблице 1.2.

**Частота вращения валов.** Перед определением частот вращения ( $\text{мин}^{-1}$ ) отдельных валов привода каждому из них присваивается порядковый номер, начиная с входного (ведущего) вала. Значения частот вращения валов определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= n_{\text{эд}}, & n_2 &= n_1 / u_{1-2}; \\ n_3 &= n_2 / u_{2-3}, \dots, & n_i &= n_{i-1} / u_{(i-1)-i} \end{aligned} \right\} \quad (1.19)$$

где  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_i$  – частоты вращения, соответственно 1-го, 2-го, 3-го, ...,  $i$ -го вала привода;

$u_{1-2}, u_{2-3}, u_{(i-1)-i}$  – передаточные числа передач, соответственно, между валами 1 и 2, 2 и 3, 3 и 4, ...,  $i-1$  и  $i$ -тым.

Расхождение в значениях расчетной частоты вращения последнего вала привода от заданной  $n_{\text{вых}}$  не должно превышать 4%. В противном случае следует произвести повторный кинематический расчет.

Для приводов, включающих коробки скоростей при определении частот вращения валов следует учитывать все возможные варианты зацепления подвижного блока шестерен с колесами смежного вала (варианты передач).

## 1.4 Силовой расчет приводов

Цель общего силового расчета – определение мощности  $P_i$  и вращающих моментов  $T_i$  на валах привода, которые вместе с частотами вращения валов  $n_i$  являются исходными данными для последующего расчета элементов привода (передач, валов, шпонок и др.). Поэтому чрезвычайно важно правильное определение силовых параметров для каждого вала.

Общий силовой расчет, также как и определение частот вращения валов, следует проводить, используя кинематическую схему привода с валами, пронумерованными в порядке возрастания от входного к выходному. Пример обозначения валов привода (1, 2, 3, 4) представлен на рис.1.12.

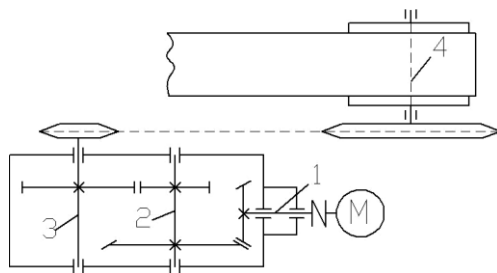


Рис.1.12. Пример кинематической схемы привода к пояснению общего силового расчета.

**Мощности на валах.** Обычно при проектировании приводов, включающих редукторы, вызывает затруднение выбор расчетной мощности  $P_{расч.}$ , исходя из которой проводится дальнейший силовой расчет. В целях обоснованного выбора  $P_{расч}$  целесообразно придерживаться правила: *привод следует рассчитывать по наибольшей возможной мощности.*

Для реализации данного правила необходимо учитывать заданный режим работы привода (постоянная или переменная нагрузка) и метод выбора электродвигателя (см. выше). При проектировании возможны 2 случая.

**Случай 1.** При работе привода с постоянной нагрузкой, а также при работе с переменной нагрузкой, но выборе электродвигателя по номинальной постоянной мощности  $P_{ном.}$ , мощность выбранного электродвигателя  $P_{эд.}$  может быть не только больше

$$\text{требуемой } P_{тр.}, \text{ но и больше } P_{ном.}, \text{ т.е. } P_{тр} < P_{эд} > P_{ном}.$$

В этом случае, в соответствии с вышеуказанным правилом, за расчетную мощность следует принимать мощность выбранного электродвигателя, т.е.

$$P_{расч.} = P_{эд.},$$

предполагая, что потребитель может загрузить привод на полную мощность электродвигателя.

Тогда мощности на валах, в соответствии с обозначениями для примера на рис.1.12, определяются по формулам (без учета КПД муфты):

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{расч.} \eta_{n1} = P_{эд.} \eta_{n1}; & P_2 &= P_1 \eta_{n2} \eta_{кон}; \\ P_3 &= P_2 \eta_{n3} \eta_{цил.}; & P_4 &= P_3 \eta_{n4} \eta_{цеп.}, \end{aligned} \quad (1.20)$$

где  $P_1, P_2, P_3, P_4$  - мощности, соответственно, на валах 1, 2, 3, 4;

$\eta_{n1}, \eta_{n2}, \eta_{n3}, \eta_{n4}$  - КПД подшипников, соответственно, на валах 1, 2, 3, 4;

$\eta_{кон}, \eta_{цил.}, \eta_{цеп.}$  - КПД передач, соответственно, конической, цилиндрической, цепной.

При правильном расчете должно выполняться условие:  $P_4 > P_{ном.} = P_{вых.}$

**Случай 2.** При работе привода с переменной нагрузкой и при выборе электро-

двигателя по среднеквадратичной постоянной мощности  $P_{ср.кв}$ , в связи с дискретными значениями мощностей существующих электродвигателей, возможны 2 варианта:

а)  $P_{эд}$  больше требуемой  $P_{тр}$ , а также больше или равна заданной  $P_{ном}$ , т.е.  
 $P_{тр} < P_{эд} \geq P_{ном}$ .

б)  $P_{эд}$  больше и равна требуемой  $P_{тр}$ , но меньше заданной  $P_{ном}$ , т.е.  
 $P_{тр} \leq P_{эд} < P_{ном}$ .

В этом случае возникает вопрос: какую из мощностей принять за расчетную  $P_{расч}$ ? Для правильного определения  $P_{расч}$  и, следовательно, реализации правила "расчета по наибольшей возможной мощности", сначала следует сравнить мощность, определенную расчетом  $P_{вых.расч}$ , с заданной выходной мощностью  $P_{вых.задан}$ .

Для этого мощность  $P_{вых.расч}$  определяют по формуле

$$P_{вых.расч} = P_{эд} \cdot \eta_{общ} \quad (1.21)$$

Если при этом выполняется условие

$$P_{вых.расч} \geq P_{вых.задан} \quad (1.22)$$

то за расчетную мощность  $P_{расч}$  следует принять мощность электродвигателя  $P_{эд}$  и проводить определение мощностей на валах, начиная от входного вала к выходному (так же, как и в случае 1).

Если условие (22) не выполняется, то за расчетную мощность  $P_{расч}$  следует принять заданную выходную мощность  $P_{вых.задан} = P_{ном}$  и проводить определение мощностей на валах в обратной последовательности (от выходного вала к входному).

Мощности на валах, в соответствии с обозначениями для примера на рис.12, определяются по формулам (без учета КПД муфты):

$$\left. \begin{aligned} P_4 &= P_{расч} = P_{ном}, \\ P_3 &= P_{ном} / \eta_{п4} \eta_{цеп}, \\ P_1 &= P_2 / \eta_{п2} \eta_{кон}, \end{aligned} \right\} \quad \begin{aligned} P_2 &= P_3 / \eta_{п3} \eta_{цил}, \\ P_{эд.ф} &= P_1 / \eta_{п1}, \end{aligned} \quad (1.23)$$

где  $P_{эд.ф}$  - мощность, с которой работает электродвигатель фактически. При этом должно выполняться условие

$$P_{эд.ф} > P_{эд} \quad (1.24)$$

Такое определение мощностей на валах обосновано тем, что при работе привода в номинальном режиме его элементы оказываются более нагруженными по сравнению с загрузкой привода до полной мощности электродвигателя. Здесь имеется в виду, что двигатель будет работать с перегрузкой, но в допустимых пределах, благодаря его выбору по среднеквадратичной мощности.

**Вращающие моменты**  $T_i$  (Н·м) на валах привода при известных мощностях  $P_i$  (Вт) и частотах вращения  $n_i$  (мин<sup>-1</sup>) для каждого вала определяются по формуле

$$T_i = 9,55 P_i / n_i, \quad (1.25)$$

где  $i$  - номер вала.

Для приводов, включающих коробки передач, мощности и вращающие моменты на валах определяются в направлении от входного вала к выходному, поскольку за  $P_{расч}$  всегда принимается заданная мощность электродвигателя  $P_{эд}$ . Причем при определении вращающих моментов необходимо учитывать все варианты зацепления или все возможные передачи коробки.

## 1.5. Примеры расчетов приводов

### ПРИМЕР 1

Для привода ленточного конвейера с кинематической схемой, представленной на рис. 12, подобрать электродвигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты. Тяговое усилие на приводном барабане конвейера  $F = 10000$  Н, диаметр барабана  $D = 260$  мм, частота вращения барабана  $n_{вых} = 45$  мин<sup>-1</sup>, режим работы – постоянный,  $T_{пуск} / T_{ном} = 1,2$ .

### РЕШЕНИЕ

#### 1. Выбор электродвигателя

1.1. Найдем скорость перемещения ленты конвейера (или окружную скорость барабана) по формуле (4):

$$V = \frac{\pi D n_{вых}}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 260 \cdot 45}{60 \cdot 1000} = 0,612 \text{ м/с.}$$

1.2. Определим выходную мощность привода по формуле (1.3):

$$P_{вых} = FV = 10000 \cdot 0,612 = 6120 \text{ Вт.}$$

1.3. Находим общий КПД привода по формуле (6):

$$\eta_{общ} = \eta_{кон} \eta_{цил} \eta_{цеп} \eta_n^4 = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,92 \cdot 0,994 = 0,823,$$

где  $\eta_{кон} = 0,96$  - КПД конической закрытой зубчатой передачи (табл. 1.1),

$\eta_{цил} = 0,97$  - КПД цилиндрической закрытой зубчатой передачи (табл. 1.1),

$\eta_{цеп} = 0,92$  - КПД открытой цепной передачи (табл. 1)

$\eta_n = 0,99$  - КПД одной пары подшипников качения

1.4. Находим требуемую мощность электродвигателя. Ввиду постоянного режима работы привода воспользуемся формулой (1.5):

$$P_{тр} = P_{вых} / \eta_{общ} = 6120 / 0,823 = 7436 \text{ Вт.}$$

1.5. По условию (9) из каталога электродвигателей серии 4А (приложение, табл. П1) выбираем все подходящие электродвигатели:

$$\begin{aligned} 4A112M2, & \quad P_{эд} = 7500 \text{ Вт}, \quad n_{эд} = 2900 \text{ мин}^{-1}, \quad T_{пуск}/T_{ном} = 2,0; \\ 4A132S4, & \quad P_{эд} = 7500 \text{ Вт}, \quad n_{эд} = 1455 \text{ мин}^{-1}, \quad T_{пуск}/T_{ном} = 2,0; \\ 4A132M6, & \quad P_{эд} = 7500 \text{ Вт}, \quad n_{эд} = 970 \text{ мин}^{-1}, \quad T_{пуск}/T_{ном} = 1,2; \\ 4A160S8, & \quad P_{эд} = 7500 \text{ Вт}, \quad n_{эд} = 730 \text{ мин}^{-1}, \quad T_{пуск}/T_{ном} = 1,4. \end{aligned}$$

1.6. Определим все общие передаточные числа, которые будет иметь привод при работе с каждым из выбранных электродвигателей:

$$\begin{aligned} 4A112M2, & \quad u_{общ} = n_{эд} / n_{вых} = 2900 / 45 = 64,44; \\ 4A132S4, & \quad u_{общ} = n_{эд} / n_{вых} = 1455 / 45 = 32,33; \\ 4A132M6, & \quad u_{общ} = n_{эд} / n_{вых} = 970 / 45 = 21,55; \\ 4A160S8, & \quad u_{общ} = n_{эд} / n_{вых} = 750 / 45 = 16,22. \end{aligned}$$

1.7. Для выбора конкретного двигателя определяем рекомендуемый диапазон возможного общего передаточного числа привода по формуле (10) с учетом общей рекомендации (табл. 2):

$$d = u_{общ\min} \dots u_{общ\max} = 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot \dots \cdot 4 \cdot 6 \cdot 5 = 12 \dots 120,$$

где  $u_{общ\min} = u_{кон.\min} \cdot u_{цил.\min} \cdot u_{цеп.\min} = 2 \cdot 3 \cdot 2$  – минимальные рекомендуемые передаточные числа передач, соответственно, конической, цилиндрической, цепной (табл. 1.2),

$u_{общ\max} = u_{кон.\max} \cdot u_{цил.\max} \cdot u_{цеп.\max} = 4 \cdot 8 \cdot 5$  – максимальные рекомендуемые передаточные числа тех же передач (табл. 1.2).

Оценим графически соответствие каждого  $u_{общ}$ , вычисленных в пункте 1.6, рассчитанному диапазону  $d$ . Для этого на горизонтальной числовой оси  $u_{общ}$  в определенном масштабе выделим числовой отрезок от 12 до 120, соответствующий диапазону  $d$ . Нанесем на ось вычисленные значения  $u_{общ} = 64,44; 32,33; 21,55; 16,22$ . Убеждаемся, что к середине первой половины диапазона  $d = 12 \dots 120$  наиболее близко значение  $u_{общ} = 32,33$ , соответствующее электродвигателю 4A132S4 с  $n_{эд} = 1455 \text{ мин}^{-1}$ . Следовательно, этот электродвигатель по передаточному числу является оптимальным. Данный электродвигатель отвечает также условию (1.11)

$$(T_{пуск} / T_{ном})_{эд} > T_{пуск} / T_{ном}.$$

Для эскизного проекта выписываем из (Приложение 3) следующие размеры электродвигателя:  $d_1 = 38 \text{ мм}$ ,  $l_1 = 80 \text{ мм}$

## 2. Кинематический расчет

2.1. Для разбивки передаточного числа  $u_{общ} = 32,33$ , которое обеспечивает выбранный электродвигатель, воспользуемся общей рекомендацией (табл. 1.2) и частной рекомендацией для коническо-цилиндрического редуктора – формулой (1.15), а также

таблицей 1.6. Назначаем для коническо-цилиндрического редуктора стандартное передаточное число  $u_{ред} = 8$ .

По формуле (1.15)  $u_{кон} = 0,25 \cdot u_{ред} = 0,25 \cdot 8 = 2$ ,

$$u_{цил} = u_{ред} / u_{кон} = 8 / 2 = 4,$$

что соответствует стандартным передаточным числам (см. табл. 1.6).

Определяем передаточное число цепной передачи по формуле (1.18):

$$u_{цеп} = u_{общ} / u_{ред} = 32,33 / 8 = 4,04,$$

что соответствует таблице 1.2. Окончательно назначаем  $u_{ред} = 8$ .

2.2. Присвоим порядковые номера валам привода, в направлении от его входа к выходу (см. рис. 1.12). Тогда по формулам (1.19):

$$n_1 = n_{ред} = 1455 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = n_1 / u_{кон} = 1455 / 2 = 727,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = n_2 / u_{цил} = 727,5 / 4 = 181,87 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = n_3 / u_{цил} = 181,87 / 4 = 45,46 \text{ мин}^{-1}.$$

Отклонение  $n_{вых}$  от  $n_4$  составляет 1%, что допустимо

### 3. Силовой расчет

Так как нагрузка привода постоянная и  $P_{эд} > P_{ном}$ , принимаем за расчетную мощность  $P_{расч}$  мощность двигателя  $P_{эд}$ . Мощности и вращающие моменты на валах определяем по формулам (20) и (25)

$$\text{1-й вал} \quad P_1 = P_{эд} \eta_n = 7500 \cdot 0,99 = 7425 \text{ Вт};$$

$$T_1 = 9,55 P_1 / n_1 = 9,55 \cdot 7425 / 1455 = 48,73 \text{ Нм};$$

$$\text{2-й вал} \quad P_2 = P_1 \eta_n \eta_{кон} = 7425 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 7056,7 \text{ Вт};$$

$$T_2 = 9,55 P_2 / n_2 = 9,55 \cdot 7056,7 / 727,5 = 92,63 \text{ Нм};$$

$$\text{3-й вал} \quad P_3 = P_2 \eta_n \eta_{цил} = 7056 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 6776,5 \text{ Вт};$$

$$T_3 = 9,55 P_3 / n_3 = 9,55 \cdot 6776,5 / 181,87 = 355,8 \text{ Нм};$$

$$\text{4-й вал} \quad P_4 = P_3 \eta_n \eta_{цеп} = 6776,5 \cdot 0,99 \cdot 0,92 = 6172 \text{ Вт};$$

$$T_4 = 9,55 P_4 / n_4 = 9,55 \cdot 6172 / 45,46 = 1296,6 \text{ Нм}.$$

Условие (22) выполняется, следовательно, определение мощностей и вращающих моментов на валах привода выполнено верно.

## 2 ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Основные условные обозначения

$a_w$  – межосевое расстояние,  
 $b_w$  – ширина венца колеса,  
 $C_v$  – коэффициент учитывающий скорость скольжения,  
 $d_{a1}$  – диаметр окружности вершин зубьев шестерни,  
 $d_{a2}$  – диаметры окружности вершин зубьев колеса,  
 $d_{e1}$  – внешний делительный диаметр конической шестерни,  
 $d_{e2}$  – внешний делительный диаметр конического колеса,  
 $d_f$  – диаметр окружности впадин шестерни,  
 $d_{f2}$  – диаметр окружности впадин колеса,  
 $d_{w1}$  – средний диаметр шестерни для коробки скоростей,  
 $K_{HL}$  – коэффициент долговечности при контактном нагружении,  
 $K_{FL}$  – коэффициент долговечности при изгибном нагружении,  
 $K_{H\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки при контактном нагружении,  
 $K_{F\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки при изгибном нагружении,  
 $K_{HV}$  – коэффициент динамической нагрузки при контактном нагружении,  
 $K_{FV}$  – коэффициент динамической нагрузки при изгибном нагружении,  
 $m$  – модуль зацепления,  
 $N_{HO}$  – базовое число циклов нагружения зубьев до разрушения,  
 $R_m$  – среднее конусное расстояние,  
 $S_H$  – коэффициент безопасности при контактном нагружении,  
 $S_F$  – коэффициент безопасности при изгибном нагружении,  
 $T_1$  – вращающий момент на шестерне,  
 $T_2$  – вращающий момент на колесе,  
 $T_i$  – вращающий момент, передаваемый колесом в  $i$ -ом режиме работы (см. график нагрузки),  
 $t_i$  – длительность  $i$ -го режима работы (см. график нагрузки),  
 $T_{max}$  – максимальный вращающий момент,  
 $T_{ном}$  – номинальный вращающий момент,  
 $u$  – передаточное число,  
 $Y_\beta$  – коэффициент угла наклона зубьев,  
 $Y_F$  – коэффициент формы зуба,  
 $Z_H$  – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев,  
 $Z_M$  – коэффициент механических свойств материалов зубьев,  
 $Z_\epsilon$  – коэффициент суммарной длины контактных линий,  
 $z_1$  – число зубьев шестерни,



$z_2$  – число зубьев колеса,  
 $\alpha$  – угол зацепления,  
 $\beta$  – угол наклона зубьев,  
 $\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцевого перекрытия,  
 $\sigma_B$  – предел прочности при растяжении,  
 $\sigma_H$  – предел прочности при изгибе,  
 $\sigma_T$  – предел текучести,  
 $\sigma_H$  – фактическое номинальное контактное напряжение,  
 $\sigma_F$  – фактическое номинальное изгибающее напряжение,  
 $\sigma_{Hlimb}$  – предел контактной выносливости поверхностей зубьев,  
 $\sigma_{Flimb}$  – предел изгибной выносливости зубьев,  
 $\sigma_{Hmax}$  – фактическое максимальное(пиковое) контактное напряжение,  
 $\sigma_{Fmax}$  – фактическое максимальное(пиковое) изгибающее напряжение,  
 $[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение,  
 $[\sigma_F]$  – допускаемое напряжение изгиба,  
 $[\sigma_{Hmax}]$  – предельное допускаемое контактное напряжение,  
 $[\sigma_{Fmax}]$  – предельное допускаемое напряжение изгиба,  
 $\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния,  
 $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра,

## 2.1 Материалы зубчатых колес, червяков и червячных колес

Зубчатые колеса силовых передач малой и средней мощности, размещаемые в закрытых корпусах (закрытые передачи) и без корпуса (открытые передачи), изготавливаются из качественной углеродистой или низколегированной сталей, подверженных термической обработке (табл. 2.1).

В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса условно разделяются на две группы:

а) с твердостью  $HB \leq 350$ , подвергаемые нарезанию и окончательной отделке после термообработки;

б) с твердостью  $HB > 350$ , нарезаемые до термообработки, но подвергаемые окончательной отделке после термообработки.

Для зубчатых колес первой группы в целях выравнивания долговечности твердость шестерен  $HB_1$  назначается выше, чем твердость колес  $HB_2$  по условию:

$$HB_1 - HB_2 = 30 \dots 50.$$

Для зубчатых колес второй группы твердости шестерни и колеса назначаются одинаковыми.

Червяки изготавливаются из углеродистой качественной или низколегированной сталей марок 45, 40X, 40XH, 45XH с поверхностной или объемной закалкой до

твердости *HRC* 45-55, а также сталей марок 15X, 20X, 12ХНЗА, имеющих после термообработки (цементация, закалка) твердость *HRC* 58...63.

Венцы сборных червячных колес изготавливаются из бронзы, редко из латуни. Сплошные червячные колеса выполняются только из чугунов (табл. 2.2).

Таблица 2.1

**Характеристики материалов зубчатых колес**

Термообра- ботка	Твердость зубьев		Группа ста- лей	$\sigma_{н\lim}$ МПа	$S_n$	$\sigma_{F\lim}$ МПа	$S_F$	$[\sigma_{н\max}]$ МПа	$[\sigma_{F\max}]$ МПа
	На поверхности	В серцевине							
Нормализа- ция, улуч- шение	$HB\ 180\dots350$		40, 45, 40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	$2HB+70$	1,1	$1,8HB$	1,75	$2,8\sigma_T$	$2,74HB$
Объемная закалка	$HRC\ 45\dots55$		40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	$18HRC+15$ 0		550			1400
Закалка ТВЧ по всему контур ( $m \geq 3$ мм)	$HRC\ 56\dots63$ $HRC\ 45\dots55$	$HRC\ 25\dots35$	55ПП, У6	$17HRC+20$ 0	1,2	900		$40HRC$	1260
			35XM, 40X, 40XH и др.			650			

Окончание таблицы 1

Закалка ТВЧ с охватом впадины ( $m < 3$ мм)	$HRC\ 45...55$	$HRC\ 45...55$	35ХМ, 40Х, 40ХН и др.			550			1430
Азотирова- ние	$HRC\ 57...67$ $HRC\ 50...59$	$HRC\ 24...40$	35ХЮА, 38ХМЮА	1050		$12HR$ $C+300$		40HRC	1000
			40Х, 40ХФА, 40ХНМА и др.					30HRC	
Цементация и закалка	$HRC\ 55...63$	$HRC\ 30...45$	Цементуе- мые стали всех марок	23HRC		750	1,55	40HRC	1200
Нитроцемен- тация и закалка	$HRC\ 57...63$		25ХГМ, 25ХГНМ			1000			1520
			25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др.			750			

Таблица 2.2

**Характеристики материалов для червячных колес**

Группа	Материал	Способ литья	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_H$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	Скорость скольжения, м/с
I	Бр.ОФ10-1	П	200	-	120	$\leq 25$
	-//-/-	К	260	-	150	$\leq 25$
	Бр ОНФ10	Ц	290	-	170	$\leq 35$
	Бр ОЦС6-6-3	П	180	-	90	$\leq 12$
	-//-/-	К	200	-	90	$\leq 12$
II	БрАЖ9-4	П	400	-	200	$\leq 8$
	БрАЖ9-4	К	500	-	200	$\leq 8$
	ЛАЖМц66-6-3	К	650	-	240	$\leq 5$
III	СЧ12-28	П	120	280	-	$\leq 3$
	СЧ15-32	П	150	320	-	$\leq 3$
	СЧ18-36	П	180	360	-	$\leq 2$

П - в песок, К - в кокиль, Ц - центробежный,  $\sigma_B$  - предел прочности при растяжении,  $\sigma_H$  - предел прочности при изгибе,  $\sigma_T$  - предел текучести.

Лучшими считаются оловянные бронзы БрОФ 10-1, БрОНФ 10-1. Однако ввиду высокой стоимости их применяют для передач со скоростями скольжения  $V_{ск} = 12 \dots 35$  м/с. Бронза БрАЖ 9-4 имеет низкую задиростойкость и применяется при  $V_{ск} \leq 8$  м/с. Худшими свойствами обладают чугуны, применяемые при  $V_{ск} \leq 3$  м/с. Приблизительно  $V_{ск}$  (м/с) оценивается по формуле

$$V_{ск} \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2},$$

где  $n_1$  – частота вращения червяка, мин<sup>-1</sup>;

$T_2$  – момент на колесе, Нм.

## 2.2 Допускаемые напряжения [1]

Правильное определение допускаемых напряжений очень важно, т. к. относительно них находятся размеры передач. При этом размеры закрытых передач определяются по допускаемым контактным напряжениям, а размеры открытых передач - по допускаемым напряжениям изгиба (проектные расчеты). Проверочные расчеты передач проводятся по обоим видам допускаемых напряжений.

### 2.2.1 Определение расчетного числа циклов нагружения

Для определения допускаемых напряжений зубчатых и червячных передач сначала следует установить расчетное число циклов  $N$  нагружения их зубьев.

При постоянном или неопределенном режимах нагружения передачи (привода)

$$N=60nct, \quad (2.1)$$

при переменном режиме нагружения

$$N = 60nc \sum \left( \frac{T_i}{T_{ном}} \right)^3 t_i, \quad (2.2)$$

где  $c$  - число колес, сцепляющихся с рассчитываемым;

$n$  - частота вращения рассчитываемого колеса, мин<sup>-1</sup>;

$t$  - срок службы передачи, ч ;

$T_{ном}$  - номинальный вращающий момент, передаваемый рассчитываемым колесом, Нм;

$T_i$  - вращающий момент, передаваемый колесом в течение времени  $t_i$ , определяемое по заданному графику нагрузки передачи (привода).

**Примечание.** При определении расчетного числа циклов нагружения зубчатых и червячных передач кратковременные перегрузки (пусковые или случайные) не учитываются.

### 2.2.2. Определение допускаемых напряжений зубчатых передач [2]

#### 2.2.2.1. Допускаемое контактное напряжение

Допускаемое контактное напряжение определяется по формуле

$$[\sigma] = \sigma_{Hlimb} \frac{K_{HL}}{S_H}, \quad (2.3)$$

где  $\sigma_{Hlim}$  - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, зависящий от материала колес и вида термообработки (см.табл.1);

$S_H$  - коэффициент безопасности (см.табл.1);

$K_{HL}$  - коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}}. \quad (2.4)$$

В формуле (4):  $N_{HO}$  - базовое число циклов нагружения зубьев, принимаемое в зависимости от твердости по графику (рис.1),

$N$  - расчетное число циклов нагружения, определяемое по формуле (2.1) или (2.2).

Если подкоренное выражение меньше 1, то  $K_{HL} = 1$ .

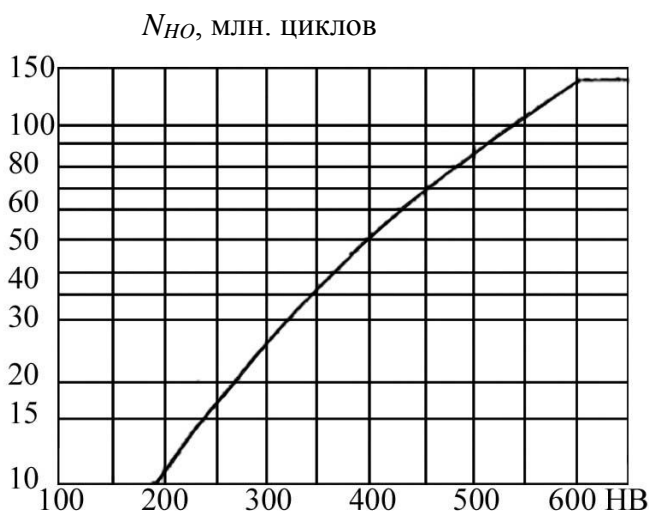


Рис. 2.1. График зависимости  $N_{HO}$  от твердости зубьев  $HB$

#### 2.2.2.2. Допускаемое напряжение изгиба

Допускаемое напряжение изгиба определяется по формуле

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flimb} K_{FC} K_{FL} S_F, \quad (2.5)$$

где  $\sigma_{Flimb}$  - предел изгибной выносливости зубьев (см. табл. 2.1);

$K_{FC} = 1$  при одностороннем нагружении зубьев;

$K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$  при реверсивном нагружении зубьев;

$S_F$  - коэффициент безопасности (см. табл. 2.1);

$K_{FL}$  - коэффициент долговечности, определяемый при твердости колес  $HB \leq 350$ , а также со шлифованной переходной поверхностью зубьев по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / N}, \quad (2.6)$$

при твердости колес  $HB > 350$  и не шлифованной поверхностью зубьев

$$K_{FL} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^6 / N} \quad (2.7)$$

Если подкоренное выражение меньше 1, то  $K_{FL} = 1$ .

### 2.2.3. Определение допускаемых напряжений червячных передач

#### 2.2.3.1. Допускаемое контактное напряжение.

Допускаемое контактное напряжение определяется по материалу венца червячного колеса.

Для оловянных и аналогичных им бронз:

при шлифованном червяке с твердостью  $HRC \geq 45$

$$[\sigma_H] = (0,85 \dots 0,9) \sigma_B K_{HL}, \quad (2.8)$$

при нешлифованном червяке с твердостью  $HRC < 45$

$$[\sigma_H] = 0,75 \sigma_B K_{HL}, \quad (2.9)$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности бронзы при растяжении (см. табл. 2),

$K_{HL}$  – коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N} \quad (2.10)$$

( $N$  – расчетное число циклов нагружения, вычисляемое по формуле (1) или (2) при показателе степени равном 4).

Если  $N < 10^7$ , то  $K_{HL} = 1$ ; если  $N > 25 \cdot 10^7$ ,  $K_{HL} = 0,67$ .

Для зубьев червячных колес из бронзы БрАЖ 9-4 и чугунов применяются только шлифованные червяки. В этом случае

$$[\sigma_H] = 0,75 \sigma_B K_{HL} C_V, \quad (2.11)$$

где  $C_V$  – коэффициент, учитывающий скорость скольжения  $V_{ск}$  (табл. 2.3).

Величина  $V_{ск}$  определяется по разделу 1.

Таблица 2.3

$V_{ск}, \text{м/с}$	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

#### 2.2.3.2. Допускаемое напряжение изгиба.

Допускаемые напряжения на изгиб определяются по материалу венца червячного колеса по таблице 2.4.



Таблица 2.4

Бронзы	При работе зубьев одной стороной	$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B)K_{FL}$
	При работе зубьев обеими сторонами	$[\sigma_F] = 0,16\sigma_B K_{FL}$
Чугуны	При работе зубьев одной стороной	$[\sigma_F] = 0,12\sigma_H$
	При работе зубьев обеими сторонами	$[\sigma_F] = 0,07\sigma_H$

где  $\sigma_T$ ,  $\sigma_B$  - соответственно предел текучести и предел прочности при растяжении бронз (см. табл. 2.2);

$\sigma_H$  - предел прочности при изгибе для чугунов (см. табл. 2.2);

$K_{FL}$  - коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N}, \quad (2.12)$$

$N$  – расчетное число циклов нагружения, вычисляемое по формуле (2.1) или (2.2) при показателе степени равном 9.

Если  $N < 10^6$ , то  $K_{FL} = 1$ ; если  $N > 25 \cdot 10^6$ , то  $K_{FL} = 0,7$ .

#### 2.2.4. Предельные допускаемые напряжения

По предельным допускаемым напряжениям  $[\sigma_{Hmax}]$  и  $[\sigma_{Fmax}]$  проверяются передачи при кратковременных перегрузках (пусковых или случайных) по формулам:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{T_{max}/T_{ном}} \leq [\sigma_{Hmax}], \quad (2.13)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \sqrt{T_{max}/T_{ном}} \leq [\sigma_{Fmax}], \quad (2.14)$$

где  $\sigma_H$ ,  $\sigma_F$  - фактические номинальные контактное и изгибающее напряжения, определяемые по проектным размерам передач при проверочных расчетах;

$T_{max}$ ,  $T_{ном}$  - максимальный (например, пусковой) и номинальный вращающие моменты;

$\sigma_{Hmax}$ ,  $\sigma_{Fmax}$  - фактические максимальные (пиковые) контактное и изгибающее напряжения;

$[\sigma_{Hmax}]$ ,  $[\sigma_{Fmax}]$  - предельные допускаемые контактное и изгибающее напряжения, определяемые для зубчатых передач по табл. 1, для червячных передач по таблицам 2.2 и 2.5.

Таблица 5

Группа материалов	$[\sigma_{Hmax}]$	$[\sigma_{Fmax}]$
I	$4 \sigma_T$	$0,8 \sigma_T$
II	$2 \sigma_T$	
III	$1,65 \sigma_H$	

## 2.3 Расчет цилиндрических зубчатых передач

### 2.3.1. Закрытые передачи (редукторов и коробок скоростей)

2.3.1.1. Назначаются материалы по разделу 1, определяются допускаемые напряжения  $[\sigma_H]$ ,  $[\sigma_F]$  для шестерни и колеса по разделу 2 и предельные допускаемые напряжения  $[\sigma_{Hmax}]$ ,  $[\sigma_{Fmax}]$  по табл. 2.1.

2.3.1.2. Принимается коэффициент  $\psi_{ba}$  ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния по табл. 6.

Таблица 2.6

$\psi_{ba}$	0,1; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25
-------------	---

Для редукторов следует применять  $\psi_{ba} = 0,20 \dots 0,40$ .

Меньшие значения следует брать при консольном расположении колеса на валу и для коробок скоростей. Для коробок скоростей принимается коэффициент  $\psi_{bd}$  ширины шестерни относительно ее диаметра

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u + 1), \quad (2.15)$$

где  $u$  - передаточное число.

2.3.1.3. Определяется приближенное межосевое расстояние  $a_w$  (мм) или приближенный диаметр шестерни  $d_{w1}$  (мм):

для редукторов

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} / (u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2)}, \quad (2.16)$$

для коробок скоростей

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1) / (\psi_{bd} u [\sigma_H]^2)}, \quad (2.16a)$$

где  $K_a = 495$ ,  $K_d = 770$  – прямозубые колеса;

$K_a = 430$ ,  $K_d = 675$  – косозубые колеса;

$T_1$ ,  $T_2$  – соответственно, момент на шестерне и колесе, Н м;

$[\sigma_H]$  - допускаемое напряжение менее прочного из колес передачи, МПа.

Коэффициент концентрации нагрузки  $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$  (большие значения при больших  $\psi_{ba}$  и твердости колес  $HB > 350$ , при  $HB \leq 350$  и окружной скоро-

сти  $V < 15$  м/с  $K_{H\beta} \approx 1$ );

$u$  - передаточное число (знак «+» для внешнего, знак «-» для внутреннего зацеплений).

Для стандартных редукторов расчетное значение  $a_w$  округляется до стандартного по табл. 2.7.

Таблица 2.7

$a_w$ , мм	1 ряд 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500 2 ряд 71, 90, 112, 140, 180, 225, 280, 355, 450, 560
------------	--

Примечание. 1-ый ряд предпочтителен.

2.3.1.4. Определяются ширина венца колеса  $b_w$  (мм) и модуль  $m$  (мм) по табл.8

Таблица 2.8

Редуктор	Коробка скоростей
$b_w = \psi_{ba} a_w$	$b_w = \psi_{bd} d_{w1}$
$m = (0,01 \dots 0,02) a_w$	$m = b_w / \psi_m$

$\psi_m = 15 \dots 20$  при твердости колес  $HB > 350$ ,

$\psi_m = 20 \dots 30$  при твердости колес  $HB \leq 350$ .

Расчетное значение модуля округляется до стандартного по табл. 9.

Таблица 2.9

$m$ , мм	1 ряд 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25 2 ряд 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 20
----------	---

Примечание. 1-ый ряд предпочтителен.

2.3.1.5. Назначается угол наклона зубьев  $\beta = 8^\circ \dots 25^\circ$ . Для шевронных колес  $\beta_{\max} = 30^\circ$ , для прямозубых  $\beta = 0$ .

2.3.1.6. Определяются числа зубьев шестерни  $Z_1$  и колеса  $Z_2$ , округляя полученные значения до целых чисел.

Для редукторов

$$Z_1 = 2a_w \cos \beta / [m(u+1)] \geq 17, \quad Z_2 = Z_1 u; \quad (2.19)$$

для коробок скоростей

$$Z_1 = d_{w1} / m, \quad Z_2 = Z_1 u. \quad (2.19a)$$

Уточняется передаточное число  $u = Z_2 / Z_1$ .

2.3.1.7. Определяются и уточняются геометрические параметры передачи:

делительные диаметры:  $d_1 = mZ_1/\cos \beta$ ,  $d_2 = mZ_2/\cos \beta$ ;

диаметры вершин:  $d_{a1} = d_1 + 2m$ ,  $d_{a2} = d_2 + 2m$ ;

диаметры впадин:  $d_{f1} = d_1 - 2,5m$ ,  $d_{f2} = d_2 - 2,5m$ ;

уточненное значение  $a_w$ :  $a_w = (d_1 + d_2)/2$ .

Примечание. При необходимости получения стандартного межосевого расстояния для прямозубой передачи определяются параметры изготовления колес со смещением по методике [3]. Для косозубых передач уточняется угол  $\beta$  по формуле

$$\beta = \arccos[m(Z_1 + Z_2)/2a_{w2oc}] = 8^\circ \dots 25^\circ. \quad (2.20)$$

2.3.1.8. Определяется окружная скорость колес передачи (м/с)

$$V = \pi d n / (60 \cdot 1000) \quad (2.21)$$

2.3.1.9. Назначается степень точности передачи по табл. 2.10.

Таблица 2.10

Назначение и условия работы	Степень точности
Передачи при повышенных скоростях ( $V \leq 15$ м/с)	7
Передачи общего машиностроения ( $V \leq 10$ м/с)	8
Тихоходные передачи низкой точности ( $V \leq 4$ м/с)	9

2.3.1.10. Выполняется проверка зубьев на контактную выносливость по формуле

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon [(u \pm 1)/u] \sqrt{T_2 10^3 K_{HV} K_{H\beta} (u + 1) / (2a_w^3 \psi_{ba})} \leq [\sigma_H], \quad (2.20)$$

где  $Z_H = 1,76\sqrt{\cos \beta}$  - коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275$  - коэффициент механических свойств материалов зубьев;

$Z_\varepsilon$  - коэффициент суммарной длины контактных линий, определяемый для прямозубых передач:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)}{3}},$$

для косозубых передач:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}, \quad (\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)\cos\beta]) - \text{коэффициент торцового пе-}$$

рекрытия);

$K_{HV}$  - коэффициент динамической нагрузки (по табл. 2.11);

$T_2, \psi_{ba}, u, a_w, K_{H\beta}$  - см. расшифровку формул (2.15) и (2.16);

$\sigma_H$  - фактическое напряжение, МПа.

Таблица 2.11

Твердость колеса	Окружная скорость $V$ , м/с				
	1	2	4	6	8
$HB \leq 350$	$\frac{1,04...1,05}{1,01}$	$\frac{1,07...1,1}{1,03}$	$\frac{1,14...1,2}{1,05}$	$\frac{1,21...1,3}{1,65}$	$\frac{1,29...1,4}{1,08}$
$HB > 350$	$\frac{1,03...1,04}{1,0}$	$\frac{1,05...1,07}{1,01}$	$\frac{1,09...1,13}{1,02}$	$\frac{1,14...1,2}{1,03}$	$\frac{1,19...1,26}{1,04}$

Меньшие значения для 7-й, большие – для 9-й степеней точности. Числитель – для прямозубых передач, знаменатель – для косозубых.

При значительных расхождениях фактического и допускаемого напряжений (более  $\pm 10\%$ ) ввести соответствующие изменения в геометрические параметры передачи или назначить другие материалы.

### 2.3.1.11. Проверяются зубья шестерни на изгибную выносливость

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta K_{F\beta} K_{FV} \left( \frac{2T_1 \cdot 10^3}{z_1^2 \psi_{bd} m^3} \right) \leq [\sigma_F], \quad (2.21)$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба, определяемый в зависимости от  $z_V = z_1 \cos^3 \beta$  по рис.2;

$Y_\beta$  – коэффициент угла наклона зубьев (для прямозубых передач  $Y_\beta = 1$ , для косозубых  $Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ$ ;

$K_{F\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки при изгибе, определяемый аналогично  $K_{H\beta}$  в формуле (2.16);

$K_{FV}$  – коэффициент динамической нагрузки при изгибе (табл. 2.12);

$T_1$  – момент на шестерне, Нм;

$\psi_{bd}$  – коэффициент ширины шестерни по формуле (2.15);

$m, z_1$  – модуль, мм и число зубьев шестерни;

$[\sigma_F]$  – допускаемое напряжение изгиба шестерни.

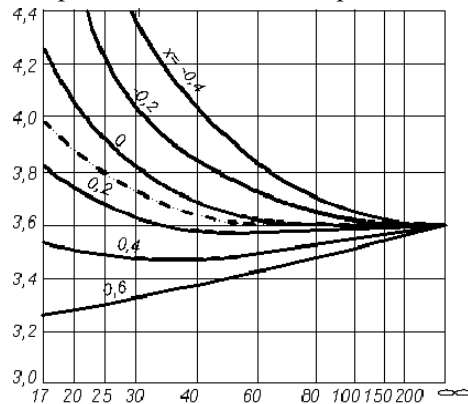
Рис 2.2. График зависимости  $Y_F$  от  $z_V$

Таблица 2.12

Твердость колеса	Окружная скорость V, м/с				
	1	2	4	6	8
$HB \leq 350$	$\frac{1,08...1,13}{1,03}$	$\frac{1,16...1,28}{1,06}$	$\frac{1,33...1,5}{1,12}$	$\frac{1,5...1,77}{1,18}$	$\frac{1,67...1,98}{1,24}$
$HB > 350$	$\frac{1,03...1,04}{1,01}$	$\frac{1,05...1,07}{1,02}$	$\frac{1,09...1,14}{1,03}$	$\frac{1,13...1,21}{1,05}$	$\frac{1,17...1,27}{1,07}$

Примечание. См. пояснения к табл. 2.11.

2.3.1.12. Выполняется проверка прочности при перегрузках: колеса на контактную прочность по формуле (13) и шестерни на изгибную прочность по формуле (2.16).

2.3.1.13. Определяются усилия в зацеплении, Н

$$\begin{array}{ccc}
 \text{Окружное} & \text{Радиальное} & \text{Осевое} \\
 F_t = 2T/d, & F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta, & F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (2.22) \\
 \alpha = 20^\circ - \text{угол зацепления.}
 \end{array}$$

### 2.3.2. Открытые передачи

2.3.2.1. Выполняются расчеты аналогично п.2.3.1.1.

2.3.2.2. Задаются числом зубьев шестерни  $Z_1=17...25$  и коэффициентом ширины относительно ее диаметра  $\psi_{fd}$  по формуле (2.17).

2.3.2.3. Определяется модуль  $m$  (мм) передачи

$$m = K_m \sqrt{\frac{Y_F K_{F\beta} T_1}{Z_1^2 \psi_{fd} [\sigma_F]}}, \quad (2.25)$$

где  $K_m=14$  (прямозубые передачи),  $K_m=11,2$  (косозубые передачи);

$Y_F, K_{F\beta}, T_1, [\sigma]$  – см. расшифровку формулы (2.23). Расчетное значение модуля округляется до стандартного по табл. 2.9.

2.3.2.4. Назначается угол наклона зубьев по п. 3.1.5., определяется  $Z_2=Z_1u$  и округляется до целого числа.

2.3.2.5. Определяется межосевое расстояние  $\alpha_w$  (мм)

$$\alpha_w = m(Z_1 + Z_2) / 2 \cos \beta \quad (2.26)$$

и округляется до стандартного по табл. 7 с учетом примечания к п.3.1.7.

2.3.2.6. Определяются и уточняются геометрические параметры передачи по п. 2.3.1.7.

2.3.2.7. Определяется окружная скорость  $V$  по формуле (2.21) и назначается степень точности по табл. 2.10.

2.3.2.8. Выполняются проверки на изгибную прочность по формуле (2.23) и на контактную прочность по формуле (2.22).

При значительных расхождениях фактического и допускаемого напряжений изгиба (более  $\pm 10\%$ ) уточнить геометрические параметры передачи или назначить другие материалы.

2.3.2.9. Выполняется проверка прочности при перегрузках по формулам (2.15) и (2.16).

2.3.2.10. Определяются усилия в зацеплении по формуле (2.24).

## 2.2.4. Расчет прямозубых конических зубчатых передач

### 2.2.4.1. Закрытые передачи

2.4.1.1. Назначаются материалы по разделу 1, определяется диаметр шестерни и колеса, допускаемые напряжения  $[\sigma_H]$ ,  $[\sigma_F]$  по разделу 2 и предельные допускаемые напряжения  $[\sigma_{H\max}]$ ,  $[\sigma_{F\max}]$  по табл. 1.

2.4.1.2. Определяется средний диаметр шестерни, мм

$$d_{wml} = 770 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}, \quad (2.25)$$

где  $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{wml}} = 0,3 \dots 0,6$ ;

$T_1$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $u$ ,  $[\sigma_H]$  – см. расшифровку формулы (2.16а).

2.4.1.3. Задается  $z_1 = 17 \dots 25$  и определяется  $z_2 = z_1 u$ .

2.4.1.4. Определяются углы делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$  (град)

$$\delta_1 = \arctg(1/u), \quad \delta_2 = \arctg u. \quad (2.26)$$

2.4.1.5. Подсчитывается внешний окружной модуль  $m_e$ , мм

$$m_e = \frac{2(R_m + 0,5b_w) \sin \delta}{z_1}, \quad (2.27)$$

где  $R_m = d_{wml} / 2 \sin \delta_1$  - среднее конусное расстояние, мм;

$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{wml}$  - ширина шестерни (мм) с округлением до целого числа.

Расчетное значение модуля округляется до стандартного по табл. 2.9.

2.4.1.6. Определяется средний модуль  $m_m$ , мм

$$m_m = \frac{m_e R_m}{R_e}, \quad (2.28)$$

где  $R_e = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1}$  - внешнее конусное расстояние, мм.

2.4.1.7. Уточняется средний диаметр шестерни  $d_{wm1}$  и среднее конусное расстояние  $R_m$ , определяется средний диаметр колеса  $d_{wm2}$

$$d_{wm1} = m_m z_1, \quad R_m = \frac{d_{wm1}}{2 \sin \delta_1}, \quad d_{wm2} = m_m z_2. \quad (2.29)$$

Определяются внешние диаметры колес

$$d_{e1} = m_e z_1, \quad d_{e2} = m_e z_2. \quad (2.30)$$

2.4.1.8. Определяется окружная скорость  $V$  по формуле (19) и назначается степень точности по табл. 10 на 1 степень ниже действительной.

2.4.1.9. Выполняется проверка зубьев на контактную выносливость

$$\sigma_H = \left( \frac{Z_H Z_M}{d_{wm1}} \right) \sqrt{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 b_w u}} \leq [\sigma_H], \quad (2.31)$$

где  $T_1$  – момент на шестерне, Нм; остальная расшифровка та же, что и формулы (20) применительно к прямозубым передачам.

2.4.1.10. Выполняется проверка зубьев шестерни на изгибную выносливость

$$\sigma_F = Y_F K_{F\beta} K_{FV} \frac{2T_1 \cdot 10^3}{0,85 z_1 \psi_m m_m^3} \leq [\sigma_F], \quad (2.32)$$

где  $\psi_m = \psi_{bd} z_1$ ;

$Y_F, K_{F\beta}, K_{FV}, T_1$  – см. расшифровку формулы (2.21) применительно к прямозубым передачам.

2.4.1.11. Выполняется проверка прочности при перегрузках по формулам (2.13) и (2.14).

2.4.1.12. Определяются усилия в зацеплении, Н

Окружное	Радиальное	Осевое
$F_t = 2T/d$	$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \delta_1$	$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \beta \cos \delta_1$

(33)

$\alpha = 20^\circ$  - угол зацепления.



## 2.4.2 Открытые передачи

2.4.2.1. Выполняются расчеты аналогично п. 4.1.1.

2.4.2.2. Определяется средний модуль  $m_m$ , мм

$$m_m = \sqrt[3]{Y_F K_{F\beta} K_{FV} \frac{2T_1 \cdot 10^3}{0,85 z_1 \psi_m [\sigma_F]}}, \quad (2.34)$$

где  $T_1$  – момент на шестерне, Нм;

$\psi_m = 6 \dots 12$  – коэффициент модуля;

$z_1 = 17 \dots 25$  – число зубьев шестерни;

$Y_F, K_{F\beta}, K_{FV}$  – см. формулу (21).

2.4.2.3. Определяются углы делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$  по формуле (26).

2.4.2.4. Определяется внешний окружной модуль  $m_e$ , мм

$$m_e = m_m \sin \delta_1 \left( \frac{1}{\sin \delta_1} + \frac{\psi_m}{z_1} \right).$$

Расчетное значение модуля округляется до стандартного по табл. 2.9.

2.4.2.5. Определяется внешнее конусное расстояние  $R_e$ , мм и уточняется средний модуль  $m_m$ , мм

$$R_e = m_e z_1 / 2 \sin \delta_1, \quad m_m = m_e / \sin \delta_1 \left( \frac{1}{\sin \delta_1} + \frac{\psi_m}{z_1} \right).$$

2.4.2.6. Определяется среднее конусное расстояние  $R_m$ , мм

$$R_m = R_e - 0,5 b_w,$$

где  $b_w = \psi_m m_m$  – ширина колеса, мм.

4.2.7. Подсчитываются средний и внешний диаметры колес по формулам (2.29), (2.30).

2.4.2.8. Определяются окружная скорость  $V$  по формуле (2.19) и назначается степень точности по табл. 2.10 на 1 степень ниже действительной.

2.4.2.9. Выполняются проверки зубьев на изгибную прочность по формуле (2.32) и на контактную прочность по формуле (2.31).

2.4.2.10. Выполняются проверка прочности при перегрузках по формулам (2.13), (2.14).

2.4.2.11. Определяются усилия в зацеплении по формулам (2.33).

## 2.2.5. Расчет червячных передач с архимедовым червяком

### 2.5.1. Закрытые передачи

2.5.1.1. Назначаются материалы червяка и венца червячного колеса по разделу 1, определяются для венца червячного колеса допускаемые напряжения  $[\sigma_H]$ ,  $[\sigma_F]$  по разделу 2 и предельные допускаемые напряжения  $[\sigma_{Hmax}]$ ,  $[\sigma_{Fmax}]$  по табл. 2.5.

2.5.1.2. Назначается стандартное число заходов червяка  $z_1$  (по стандарту  $z_1$  имеет значения 1, 2, 4) по условию  $z_1 \geq 28u$  и определяется число зубьев колеса  $z_2$

$$z_2 = z_1 u \geq 28, \quad (2.35)$$

где  $u$  – передаточное число.

2.5.1.3. Назначается стандартное значение коэффициента диаметра червяка  $q$  по табл. 2.13. с учетом условия (2.36)

$$q = (0,22 \dots 0,4) z_2. \quad (2.36)$$

Таблица 2.13

$q$	1 ряд	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	22,0	25,0
	2 ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	

Примечание. 1-ый ряд предпочтителен.

2.5.1.4. Определяется приближенное межосевое расстояние  $a_w$ , мм

$$a_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt{\frac{170q}{z_2 [\sigma_H]^2} T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{HV}}, \quad (2.37)$$

где  $z_2$ ,  $q$  – см. выше;

$T_2$  – момент на колесе, Нм;

$[\sigma_H]$  – допускаемое напряжение, МПа;

$K_{H\beta}$  - коэффициент концентрации нагрузки (при постоянной нагрузке  $K_{H\beta} = 1$ , при переменной нагрузке  $K_{H\beta} = 1,05 \dots 1,2$  – большие значения при малых  $q$  и больших  $z_2$ );

$K_{HV} = 1 \dots 1,3$  - большие значения при окружной скорости  $V > 3 \text{ м/с}$  ( $V \cong V_{ск}$ ).

Для стандартных редукторов расчетное значение  $a_w$  округляют до стандартного  $a_{wГОСТ}$  по табл. 7.

2.5.1.5. Определяют модуль (мм) по формуле (38) и округляют его значение до стандартного  $m_{ГОСТ}$  по табл. 14.

$$m = 2a_{wГОСТ} / (q + z_2). \quad (2.38)$$

Таблица 2.14

$m$ , мм	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0
-------------	-----	-----	-----	------	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------

Примечание. По стандарту сочетания  $m=2$  и  $q=10$ , а также  $m=2,5$   $q=12,5$  не применяются.

2.5.1.6. Проверяется возможность изготовления передачи с выбранными параметрами по условию (39)

$$\left| m_{ГОСТ} (q_{ГОСТ} + z_2) / 2 - a_{wГОСТ} \right| \leq m_{ГОСТ}. \quad (2.39)$$

При несоблюдении условия (39) подбираются другие значения  $a_{wГОСТ}$ ,  $q_{ГОСТ}$  и  $z_2$ . Подбор  $z_2$  возможен лишь в пределах изменения  $u$  до  $\pm 5\%$ .

2.5.1.7. Определяется коэффициент смещения  $x$ , значение которого должно отвечать условию  $-1 \leq x \leq 1$

$$x = \frac{a_{wГОСТ} - m_{ГОСТ} (q_{ГОСТ} + z_2) / 2}{m_{ГОСТ}}. \quad (2.40)$$

2.5.1.8. Выполняется проверка зубьев колеса на контактную прочность по условию

$$\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left\{ \frac{z_2/q + 1}{a_w} \right\}^3 T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma_H], \quad (2.41)$$

где  $a_w = a_{wГОСТ}$  – для стандартных редукторов;

$\sigma_H$  – фактическое контактное напряжение, МПа;

остальное – см. формулу (37).

При значительных расхождениях фактического и допускаемого напряжений (более  $\pm 10\%$ ) внести соответствующие изменения в геометрические параметры передачи.

2.5.1.9. Выполняется проверка зубьев колеса на изгиб

$$\sigma_{F2} = \frac{1,5 Y_F K_{F\beta} K_{FV} \cos \gamma T_2 \cdot 10^3}{m^3 q z_2} \leq [\sigma_{F2}], \quad (2.42)$$

где  $\sigma_{F2}$  – фактическое напряжение изгиба, МПа;

$T_2$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $K_{HV}$  – определяются также как и в формуле (2.37);

$m$ ,  $q$ ,  $z_2$  – см. выше;

$\gamma = \arctg(z_1 / q)$  – угол подъема винтовой линии червяка, град;

$Y_F$  – коэффициент формы зубьев колеса, определяемый по эквивалентному числу зубьев  $z_V = z_2 \cos^3 \gamma$  по табл. 2.15.

Таблица 2.15

$z_v$	20	24	28	32	40	50	80	150	300
$Y_F$	1,98	1,88	1,8	1,71	1,55	1,45	1,34	1,27	1,24

2.5.1.10. Уточняется скорость скольжения  $V_{ск}$ , м/с

$$V_{ск} = \pi q m n_1 (60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma), \quad (2.43)$$

где  $n_1$  - частота вращения червяка, мин<sup>-1</sup>;

$m$  - модуль, мм.

2.5.1.11. Определяется КПД передачи

$$\eta = 0,98 \operatorname{tg} \gamma [\operatorname{tg}(\gamma + \rho)], \quad (2.44)$$

где  $\rho$  - угол трения (табл. 2.16).

Таблица 2.16

$V_{ск}$ , м/с	0,01...0,5	0,5...1,5	1,5...2,5	2,5...4	4...10
$\rho$ , град	6,8...3,16	3,16...2,2	2,2...1,7	1,7...1,3	1,3...0,9

2.5.1.12. Определяются размеры червяка:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{диаметр делительной окружности} & d_1 = mq \\ \text{диаметр окружности вершин} & d_{a1} = d_1 + 2m \\ \text{диаметр окружности впадин} & d_{f1} = d_1 - 2,4m \end{array} \right\} \quad (2.45)$$

длина нарезанной части червяка  $b_1$  (табл. 17).

Таблица 2.17

$x$	$z_1$	
	1 и 2	4
-1	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2)m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,17 z_2)m$
1	$b_1 \geq (12 + 0,1 z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1 z_2)m$

2.5.1.13. Определяются размеры червячного колеса:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{диаметр делительной окружности} & d_2 = m z_2, \\ \text{диаметр окружности впадин} & d_{f1} = d_2 - (2,4 - 2x)m, \\ \text{диаметр окружности вершин} & d_{a2} = d_2 + (2 + 2x)m, \\ \text{диаметр наружный при } z_1 = 1 & d_{aM2} \leq d_{a2} + 2m, \\ & \text{при } z_1 = 2 \quad d_{aM2} \leq d_{a2} + 1,5m, \\ & \text{при } z_1 = 4 \quad d_{aM2} \leq d_{a2} + m, \\ \text{ширина венца} & \text{при } z_1 = 1,2 \quad b_2 \leq 0,75 d_{a1}, \\ & \text{при } z_1 = 4 \quad b_2 \leq 0,67 d_{a1}. \end{array} \right\} \quad (2.46)$$

2.5.1.14. Выполняется проверка передачи на нагрев

$$t_M = \frac{(1-n)P_1}{K_T A} + t_o \leq [t_M], \quad (2.47)$$

где  $t_M$  - фактическая температура масла;

$[t_M] = 70^\circ \dots 80^\circ$  – допускаемая температура масла;

$\eta$  - КПД передачи по формуле (44);

$P_1$  – мощность на червячном валу, Вт;

$A$  – площадь поверхности охлаждения корпуса передачи,  $m^2$

( $A = 20 a_w^{1,7}$ ,  $a_w$  – межосевое расстояние передачи, м);

$t_o = 20$  – температура окружающего воздуха,  $^\circ C$ ;

$K_T$  – коэффициент теплопередачи,  $Вт/м^2 \text{ } ^\circ C$  по табл. 2.18.

Таблица 2.18

Естественное охлаждение	$K_m = 10 \dots 17$
Обдув воздухом с помощью вентилятора	$K_m = 18 \dots 50$
Охлаждение проточной водой	$K_m = 60 \dots 200$

2.5.1.15. Определяются силы в зацеплении, Н

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1, \quad F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2, \quad F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.48)$$

где  $F_{t1}$ ,  $F_{t2}$  – окружная сила червяка и колеса;

$F_{a1}$ ,  $F_{a2}$  – осевая сила червяка и колеса;

$F_{r1}$ ,  $F_{r2}$  – радиальная сила червяка и колеса;

$T_1$ ,  $T_2$  – момент на червяке и колесе; Нм;

$d_1$ ,  $d_2$  – диаметр червяка и колеса, м.

## 2.5.2. Открытые передачи

2.5.2.1. Выполняются расчеты аналогично п.п. 2.5.1.1, 2.5.1.2, 2.5.1.3.

2.5.2.2. Определяется модуль передачи (мм)

$$m = \sqrt[3]{1,5 Y_F K_{F\beta} K_{FV} \cos \gamma T_2 \cdot 10^3 / (q z_2 [\sigma_{F2}])}. \quad (2.49)$$

Расшифровка аналогична формуле (42). Расчетное значение модуля округляют до стандартного по табл. 14.

2.5.2.3. Определяется межосевое расстояние по формуле (2.38) и округляется до стандартного по табл. 2.7. При необходимости определяется коэффициент смещения по формуле (2.40).

2.5.2.4. Выполняется проверка зубьев колеса на прочность по формулам (41) и (42).

2.5.2.5. Выполняются расчеты аналогично п.п. 2.5.1.10, 2.5.1.11, 2.5.1.12, 2.5.1.13.

## 2.6. Примеры расчета

### ПРИМЕР 1.

Рассчитать цилиндрическую косозубую передачу при условии, что ее передаточное число  $u = 4$ , момент на валу колеса  $T_2 = 300$  Нм, частота вращения колеса  $n_2 = 200$  мин<sup>-1</sup>, срок службы  $t = 5000$  час. Режим работы переменный, заданный графиком на рис. 3.

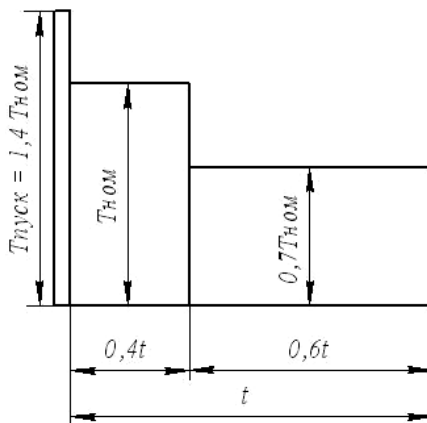


Рис. 2.3. График нагрузки передачи

### РЕШЕНИЕ.

1. Принимаем по разделу 1 и табл. 1 для шестерни и колеса улучшенную сталь 40Х с твердостью:  $HB_1 = 260$ ,  $HB_2 = 220$ . По графику рис. 1 находим  $N_{H02} = 1,3 \cdot 10^7$ ,  $N_{H01} = 1,8 \cdot 10^7$ . Расчетное число циклов нагружения для колеса по формуле (2.2):

$$N_2 = 60 n_2 c \sum (T_i / T_{ном})^3 t_i = 60 \cdot 200 \cdot 1 \cdot (1,3^3 \cdot 0,4 + 0,7^3 \cdot 0,6) \cdot 5000 = 3,63 \cdot 10^7$$

Коэффициент долговечности  $K_{HL2} = 1$ , т.к. подкоренное выражение в формуле (4) меньше 1. Для шестерни  $N_1$  в  $u$  раз больше, значит тем более  $K_{HL1} = 1$ . По табл. 2.1 находим  $\sigma_{Hlimb1} = 2HB + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590$  МПа,

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа}, S_{H1} = S_{H2} = 1,1.$$

Допускаемые контактные напряжения по формуле (2.3)

$$[\sigma_H]_1 = \sigma_{Hlimb1} K_{HL1} / S_{H1} = 590 \cdot 1 / 1,1 = 536 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_{Hlimb2} K_{HL2} / S_{H2} = 510 \cdot 1 / 1,1 = 464 \text{ МПа}.$$

По табл. 1 находим  $\sigma_{Flimb1} = 1,8HB = 1,8 \cdot 260 = 468$  МПа,

$$\sigma_{Flimb2} = 1,8HB = 1,8 \cdot 220 = 396 \text{ МПа}, S_{F1} = S_{F2} = 1,75. K_{FL2} = 1, \text{ т.к. подкоренное}$$

выражение в формуле (2.6) меньше 1. Для шестерни тем более  $K_{FL1} = 1$ . При одностороннем вращении  $K_{FC1} = K_{FC2} = 1$ . Допускаемые напряжения изгиба по формуле (2.5)

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{Flimb1} K_{FC1} K_{FL1} / S_{F1} = 468 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 267 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{Flimb2} K_{FC2} K_{FL2} / S_{F2} = 396 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 226 \text{ МПа}.$$

По табл. 1 находим  $[\sigma_{Hmax}]_1 = [\sigma_{Hmax}]_2 = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 550 = 1540$  МПа,

$$[\sigma_{Fmax}]_1 = 2,74 HB_1 = 2,74 \cdot 260 = 712 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_{Fmax}]_2 = 2,74 HB_2 = 2,74 \cdot 220 = 603 \text{ МПа}.$$

2. Принимаем по табл. 6  $\psi_{ba} = 0,8$ . Учитывая, что  $HB_2 < 350$  принимаем  $K_{H\beta} = 1$ . Приближенное межосевое расстояние по формуле (2.16)

для косозубой передачи

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} / (u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]_2^2)} =$$

$$= 430(4+1) \sqrt[3]{300 \cdot 1 / (4^2 \cdot 0,8 \cdot 464^2)} = 102,6 \text{ мм}$$

Принимаем по табл. 7  $a_w = 100$  мм.

3. Ширина венца колеса (табл. 2.8)  $b_w = \psi_{ba} a_w = 0,8 \cdot 100 = 80$  мм. Модуль (табл. 2.8)  $m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 100 = 1 \dots 2$  мм.

Принимаем  $m = 1,5$  мм.

4. Принимаем  $\beta = 12^\circ$ , по формуле (2.17)

$$z_1 = 2a_w \cos \beta / [m(u+1)] = 2100 \cdot 0,978 / [1,5(4+1)] = 26,08, \text{ принимаем}$$

$$z_1 = 26 > 17, z_2 = z_1 u = 26 \cdot 4 = 104, u = z_2 / z_1 = 104 / 26 = 4.$$

5. Уточняем угол наклона по формуле (18):

$$\beta = \arccos[m(z_1 + z_2)] / 2a_w = \arccos [1,5(26 + 104)] / 2 \cdot 100 = 12,84^\circ = 12^\circ 50'.$$

Геометрические параметры передачи:

$$d_1 = m z_1 / \cos 12,84^\circ = 1,5 \cdot 26 / 0,975 = 40 \text{ мм},$$

$$d_2 = m z_2 / \cos 12,84^\circ = 1,5 \cdot 104 / 0,975 = 160 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 40 + 2 \cdot 1,5 = 43 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 160 + 2 \cdot 1,5 = 163 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 40 - 2,5 \cdot 1,5 = 32,25 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 160 - 2,5 \cdot 1,5 = 156,25 \text{ мм};$$

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (40 + 160) / 2 = 100 \text{ мм}.$$

6. Окружная скорость по формуле (19)

$$V = \pi d_2 n_2 / (60 \cdot 1000) = 3,14 \cdot 160 \cdot 200 / (60 \cdot 1000) = 1,67 \text{ м/с}.$$

По табл. 10 назначаем 9-ю степень точности.

7. Проверяем зубья колеса на контактную прочность по формуле (2.20)

$$Z_H = 1,76 \sqrt{\cos \beta} = 1,76 \sqrt{0,95} = 1,73; Z_M = 275;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cos \beta \right] = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{26} + \frac{1}{104} \right) 0,075 = 1,68;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,68}{3}} = 0,88; \text{ по табл. 11 } K_{HV} = 1,02; K_{H\beta} = 1.$$

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{u+1}{u} \sqrt{T_2 \cdot 10^3 K_{HV} K_{H\beta} \frac{(u+1)}{2a_w^3 \psi_{ba}}} =$$

$$= 1,73 \cdot 275 \cdot 0,88 \frac{4+1}{4} \cdot \sqrt{300 \cdot 10^3 \cdot 1,02 \cdot 1 \frac{4+1}{2 \cdot 100^3 \cdot 0,8}} = 507 \text{ МПа.}$$

Перегрузка составляет 9,2 %, что допустимо.

8. Проверим зубья шестерни на изгибную прочность по формуле (2.21).

$$z_v = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{26}{0,975^3} = 28, \text{ по графику на рис. 2 } z_v = 28 \text{ соответствует}$$

$$Y_F = 3,85; \quad Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{12,84^\circ}{140^\circ} = 0,91; \quad K_{F\beta} = 1;$$

по табл. 12  $K_{FV} = 1,05$ ;

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 80 / 40 = 2; \quad T_1 = T_2 / u = 300 / 4 = 75 \text{ Нм.}$$

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta K_{F\beta} K_{FV} \frac{2T_1 \cdot 10^3}{z_1^2 \psi_{bd} m^3} = 3,85 \cdot 1 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot 1,05 \frac{2 \cdot 75 \cdot 10^3}{26^2 \cdot 2 \cdot 1,5^3} = 121$$

МПа,

что меньше  $[\sigma_F]_1 = 267 \text{ МПа}$ , т.е. прочность обеспечена.

9. Проверим прочность зубьев при пуске по формулам (2.13), (2.14):

$$T_{ном} = T_2 = 300 \text{ Нм, } T_{max} = T_{пуск} = 1,4 T_{ном} = 1,4 \cdot 300 = 420 \text{ Нм,}$$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{ном}}} = 507 \sqrt{\frac{420}{300}} = 600 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{F \max} = \frac{\sigma_F T_{\max}}{T_{ном}} = 121 \frac{420}{300} = 169 \text{ МПа.}$$

Прочность при пуске обеспечена.

10. Усилия в зацеплении по формулам (2.22):

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_2 / d = 2 \cdot 300 / 0,16 = 3750 \text{ Н;}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 3750 \cdot 0,364 / 0,975 = 1400 \text{ Н;}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = 3750 \cdot 0,227 = 851 \text{ Н.}$$



## ПРИМЕР 2.

Рассчитать червячную передачу с архимедовым червяком одноступенчатого редуктора при условии, что ее передаточное число  $u = 25$ , мощность на червяке  $P_1 = 2$  кВт, частота вращения колеса  $n_2 = 112$  мин<sup>-1</sup>, срок службы 7000 час. Режим работы переменный по примеру 1.

## РЕШЕНИЕ.

Для выбора материалов передачи принимаем КПД передачи  $\eta = 0,8$  и оценим скорость скольжения  $V_{ск}$  по формуле раздела 1. При этом

$$n_1 = n_2 u = 2800 \text{ мин}^{-1}, T_1 = 9,55 P_1 / n_1 = 9,55 \cdot 2000 / 2800 = 6,82 \text{ Нм.}$$

$$T_2 = T_1 u \eta = 8,82 \cdot 25 \cdot 0,8 = 136,4 \text{ Нм,}$$

$$V_{ск} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 2800 \sqrt[3]{136} = 7 \text{ м/с.}$$

По табл. 2 назначаем с учетом  $V_{ск}$  и стоимости материала венца колеса бронзу БрАЖ9-4 с отливкой в кокиль, имеющий  $\sigma_B = 200$  МПа,  $\sigma_T = 90$  МПа. Для червяка принимаем сталь 40ХН с твердостью HRC 50.

Расчетное число циклов нагружения для колес по формуле (2.2)

$$N_2 = 60 n_2 C \sum \left( \frac{T_i}{T_{ном}} \right)^3 t_i = 60 \cdot 112 \cdot 1 \left( 1^3 \cdot 0,4 + 0,7^3 \cdot 0,6 \right) 7000 = 2,85 \cdot 10^7$$

$$\text{По формуле (2.10)} \quad K_{HL2} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_2}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{2,85 \cdot 10^7}} = 0,88,$$

по формуле (2.11)

$[\sigma_H]_2 = 0,75 \sigma_B K_{HL2} C_V = 0,75 \cdot 200 \cdot 0,88 \cdot 0,83 = 110$  МПа (где  $C_V = 0,83$  по табл. 2.3).

По формуле (12)  $K_{FL2} = 0,7$ , т.к.  $N_2 > 25 \cdot 10^6$ .

По табл. 4

$$[\sigma_F]_2 = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) K_{FL2} = (0,25 \cdot 90 + 0,08 \cdot 200) \cdot 0,7 = 27 \text{ МПа.}$$

По табл. 5 для II группы материалов  $[\sigma_{Hmax}] = 2 \sigma_T = 2 \cdot 90 = 180$  МПа;

$$[\sigma_{Fmax}] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 90 = 72 \text{ МПа.}$$

2. По условию (2.35)  $z_1 \geq 28$   $u \geq 28$   $25 = 1,12$ .

Принимаем  $z_1 = 2$ ,  $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 25 = 50$ .

По условию (2.36)  $q = (0,22 \dots 0,4)$   $z_2 = (0,22 \dots 0,4) \cdot 50 = 11 \dots 20$ .

Принимаем по табл. 13  $q = 12,5$ .

3. Находим по указаниям к формуле (2.37)

$$K_{H\beta} = 1,1, K_{HV} = 1,2.$$

По формуле (2.37)

$$a_w = [(z_2/q) + 1] \sqrt{\{170q/z_2 [\sigma_H]\}^2 T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{HV}} =$$

$$= [(50/12,5) + 1] \sqrt{\{170 \cdot 12,5 / 50 \cdot 110\}^2 \cdot 136,4 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 1,2} = 149,78 \text{ мм.}$$

По табл. 7 принимаем  $a_w = 160$  мм. По формуле (38)

$$m = 2a_{wГОСТ} / (q + z_2) = 2 \cdot 160 / (12,5 + 50) = 5,12 \text{ мм.}$$

По табл. 14 принимаем  $m = 5$  мм.

Проверяем передачу по условию (2.39):

$$|m_{ГОСТ}(q_{ГОСТ} + z_2) / 2 - a_{wГОСТ}| = |5(12,5 + 50) / 2 - 160| = 3,75 < m_{ГОСТ} = 5 \text{ мм.}$$

Условие выполняется.

По формуле (2.40)

$$x = [m_{ГОСТ}(q_{ГОСТ} + z_2) / 2 - a_{ГОСТ}] / m_{ГОСТ} = [5(12,5 + 50) / 2 - 160] / 5 = -0,75.$$

Условие выполняется.

4. Проверяем зубья колеса на контактную прочность по формуле (2.41)

$$\sigma_H = (170q/z_2) \sqrt{\{[(z_2/q) + 1] / a_w\}^3 T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{HV}} =$$

$$= (170 \cdot 12,5 / 50) \sqrt{\{[(50/12,5) + 1] / 160\}^3 \cdot 136,4 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 1,2} = 99,6 \text{ МПа.}$$

Недогрузка составляет 9,4%, что допустимо.

5. Проверяем зубья колеса на изгиб по формуле (2.42):

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,1; K_{FV} = K_{HV} = 1,2;$$

$$\gamma = \arctg(z_1/q) = \arctg(2/12,5) = 9,09^\circ = 9^\circ 54';$$

$$z_V = z_2 / \cos^3 \gamma = 50 / 0,961 = 52,$$

по табл. 15  $Y_F = 1,45$ .

$$\sigma_F = 1,5 Y_F K_{F\beta} K_{FV} \cos \gamma T_2 \cdot 10^3 / (m^3 q z_2) =$$

$$= 1,5 \cdot 1,45 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 0,987 \cdot 136,4 \cdot 10^3 / (5^3 \cdot 12,5 \cdot 50) = 5 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 27 \text{ МПа, т.е.}$$

прочность на изгиб обеспечена.

6. Уточняем скорость скольжения по формуле (2.43):

$$V = \frac{\pi q m n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 12,5 \cdot 5 \cdot 2800}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,987} = 9,27 \text{ м/с.}$$

Определяем КПД по формуле (44): по табл. 16 находим  $\rho = 0,9^\circ$ ,

$$\eta = \frac{0,98 \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{0,89 \cdot 0,16}{0,176} = 0,89.$$

7. Размеры червяка и колеса по формулам (2.45), (2.46):

$$d_1 = m q = 5 \cdot 12,5 = 62,5 \text{ мм;}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 62,5 + 2 \cdot 5 = 72,5 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 62,5 - 2,4 \cdot 5 = 50,5 \text{ мм;}$$

по табл. 17;  $b_1 = (10,5 + z_1)m = (10,5 + 2) \cdot 5 = 62,5$  мм

$$d_2 = m z_2 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + (2 + 2x)m = 250 + [2 + 2(-0,75)] \cdot 5 = 252,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - (2,4 - 2x)m = 250 - [2,4 - 2(-0,75)] \cdot 5 = 230,5 \text{ мм};$$

$$d_{aM2} = d_{a2} + 1,5m = 252,5 + 1,5 \cdot 5 = 260 \text{ мм}.$$

$$b_2 = 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 72,5 = 54,5 \text{ мм}$$

8. Проверяем передачу на нагрев по формуле (47)

$$A = 20a_w^{1,7} = 20 \cdot 0,16^{1,7} = 0,88 \text{ м}^2; \quad K_T = \frac{15Bm}{\text{м}^2 \cdot \text{С}^0} \text{ (табл. 18); } t_0 = 20^\circ \text{ С};$$

$$t_M = \frac{(1 - \eta)P_1}{(K_T A)} + t_0 = \frac{(1 - 0,89)2 \cdot 10^3}{(15 \cdot 0,88)} + 20 = 36,5^0 < [t_M] = 70^\circ \text{ С}.$$

9. Силы в зацеплении по формулам (48):

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 6,82/0,625 = 218 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 151,7/0,25 = 1214 \text{ Н};$$

$$(\text{где } T_2 = T_1 u \eta = 6,82 \cdot 25 \cdot 0,89 = 151,7 \text{ Нм});$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 12 \cdot 14 \cdot 0,364 = 442 \text{ Н}.$$

### 3 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### Основные условные обозначения

$P_1, P_2$  – мощность, соответственно, на ведущем и ведомом шкивах,  
 $n_1, n_2$  – частота вращения, соответственно, ведущего и ведомого шкивов,  
 $T_1, T_2$  – вращающий момент, соответственно, на ведущем и ведомом шкивах,  
 $D_1, D_2$  – диаметр, соответственно, ведущего и ведомого шкивов,  
 $\omega$  – угловая скорость,  
 $\eta$  – коэффициент полезного действия,  
 $u$  – передаточное число передачи,  
 $A_p$  – площадь сечения ремня,  
 $h$  – высота сечения клинового ремня,  
 $l$  – длина ремня,  
 $b$  – ширина плоского ремня,  
 $\delta$  – толщина плоского ремня,  
 $\varepsilon$  – коэффициент скольжения в ременной передаче,  
 $a$  – межосевое расстояние передачи,  
 $\alpha_1$  – угол обхвата ремнем ведущего шкива,  
 $V$  – линейная скорость движения ремня,  
 $U, [U]$  – действительное и допустимое число пробегов ремня,  
 $P_o$  – мощность, передаваемая одним клиновым ремнем в стандартных условиях,  
 $C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий угол обхвата ведущего шкива,  
 $C_p$  – коэффициент, учитывающий нагрузочные условия эксплуатации передачи,  
 $C_o$  – коэффициент, учитывающий угол наклона передачи к горизонту,  
 $C_V$  – коэффициент, учитывающий натяжение ремня от центробежной силы (скоростной коэффициент),  
 $Z$  – число ремней,  
 $q$  – коэффициент центробежных сил,  
 $[P]$  – допускаемая мощность,  
 $\sigma_o$  – напряжение в ремне от предварительного натяжения,  
 $\sigma_{Fo}$  – полезное напряжение в ремне для передачи в стандартных условиях,  
 $[\sigma]_F$  – допускаемое полезное напряжение,  
 $K$  – число прокладок в плоских прорезиненных ремнях,  
 $S_o$  – сила предварительного натяжения ремня,  
 $S_1, S_2$  – сила натяжения, соответственно, ведущей и ведомой ветви ремня,  
 $R$  – нагрузка на валы передачи.

### 3.1 Общие сведения о ременных передачах

Ременной передачей называется передача, осуществляемая гибкой связью посредством трения между ремнем и шкивами. Ременная передача является одной из самых давно применяемых передач во всех отраслях машиностроения.

Достоинствами ременных передач, например, по сравнению с зубчатыми, являются: плавность и бесшумность работы, возможность передачи мощности на значительные расстояния, предохранение приводимых механизмов

а) от резких изменений нагрузки (в том числе, при пуске) за счет упругости ремня,

б) от перегрузок за счет проскальзывания,

простота конструкции и несложные требования в эксплуатации.

К недостаткам следует отнести большие габаритные размеры, некоторое непостоянство передаточного числа из-за проскальзывания, относительно низкую долговечность ремня, повышенную нагрузку на валы и подшипники.

Ременные передачи, применяемые в машиностроении в качестве силовых передач, классифицируются :

1) По виду применяемого ремня – на плоскоремные, клиноремные, поликлиноремные, с зубчатым ремнем.

Плоскоремные передачи в машиностроении применяются реже, чем клиноремные, несмотря на их относительно низкую стоимость. Это объясняется тем, что клиноремные передачи обеспечивают лучшее сцепление ремня со шкивами, благодаря более высокому значению коэффициента трения (примерно в 3 раза) при прочих равных условиях. Это позволяет уменьшить натяжение ремня и нагрузку на валы и опоры. При равных тяговых способностях клиноремная передача имеет габаритные размеры меньше, чем плоскоремная. Из клиновых ремней чаще применяются ремни с нормальным сечением, которые позволяют передавать несколько большую мощность по сравнению с ремнями широкого сечения, благодаря большей высоте рабочих поверхностей ремня при одинаковой ширине нейтрального слоя. При этом увеличенная высота рабочих поверхностей у ремней с узким сечением способствует повышению напряжений изгиба, что отрицательно влияет на долговечность ремня. Применение поликлиновых ремней позволяет повысить общую тяговую способность передачи и снизить уровень колебаний ремня, что увеличивает допустимую скорость работы. Клиновые ремни, в отличие от плоских ремней, выпускаются в виде бесконечной (замкнутой) ленты со стандартизованными значениями длины.

Передачи с зубчатым ремнем обеспечивают стабильность передаточного числа, уменьшение нагрузки на валы и опоры, компактность конструкции. Выносливость зубчатого ремня несколько выше, чем плоского и клинового, так как снижена сила натяжения. Однако на площадках силового контакта зубьев ремня

со шкивами создаются высокие контактные давления, из-за которых происходит повышенное изнашивание рабочих поверхностей зубьев ремня. Такие передачи более чувствительны к отклонению от параллельности осей валов и поэтому требуют повышенной точности изготовления и сборки. В целом, стоимость передач с зубчатым ремнем существенно выше стоимости остальных передач.

2) По расположению валов в пространстве – открытые, перекрестные, угловые, передачи с несколькими ведомыми шкивами.

Наибольшее практическое применение во всех отраслях машиностроения имеют открытые силовые передачи, служащие для повышения вращающего момента с соответствующим понижением частоты вращения. В связи с этим в данной методической разработке приведены сведения для проектирования только открытых ременных передач силового назначения.

3) По способу натяжения ремня – внешним натяжным роликом, винтовым натяжным устройством.

Натяжение ремня с помощью внешнего натяжного ролика кроме повышения силы прижатия ремня к шкивам (и соответственного увеличения силы трения в месте контакта) дополнительно увеличивает угол обхвата приводного шкива ремнем, который является одним из двух основных факторов трения (второй фактор – коэффициент трения). Это приводит к существенному увеличению тяговой способности передачи. Однако из-за образования дополнительной зоны изгиба ремня с напряжениями обратного знака (в месте контакта с внешним натяжным роликом) долговечность ремня по изгибной выносливости резко уменьшается. Поэтому применение натяжных роликов целесообразно только с соответствующим технико-экономическим обоснованием.

Натяжение ремня винтовым натяжным устройством сводится к незначительному увеличению межосевого расстояния передачи посредством перемещения ведущего шкива по неподвижному основанию. Несмотря на дополнительные затраты и периодичность использования данный способ натяжения ремня нашел наиболее широкое распространение в машиностроении для силовых передач.

## **3.2 Расчет клиноременной передачи**

### **3.2.1. Числовые исходные данные и технические параметры клиновых ремней, необходимые для проектирования**

Минимально необходимый перечень исходных данных для проектирования передачи составляют

$P_1$  – мощность на ведущем (малом) шкиве, Вт, кВт;

$n_1$  – частота вращения ведущего шкива, мин<sup>-1</sup>;

$u$  – передаточное число;

$\eta$ .-коэффициент полезного действия (КПД) передачи с учетом трения в опорах;

условия эксплуатации передачи (динамичность нагрузки и режим работы, угол наклона к горизонту и др.);

технические параметры клиновых ремней (высота и площадь сечения, длина ремня и др).

Часто для расширения перечня исходных данных пользуются формулами:

$$P = T \cdot \omega, \quad P_1 = \frac{P_2}{\eta}, \quad T_2 = T_1 \eta, \quad (3.1)$$

где  $T$  – крутящий момент на валу (шкиве), Нм;

$$\omega = \frac{\pi n}{30} - \text{угловая скорость вала, с}^{-1}.$$

В машиностроении преимущественное распространение для силовых передач получили прорезиненные клиновые ремни трех видов: нормального сечения для общего применения, узкие и широкие. Для приводов машин обычно используют ремни нормального сечения А, Б, В, Г и Д. Опыт эксплуатации этих ремней доказал их высокие долговечность и надежность. Основные технические параметры клиновых прорезиненных ремней приведены в табл.1.

Таблица 3.1

**Основные технические параметры клиновых прорезиненных ремней**

Сечение	Площадь сечения, мм	Масса, кг/м	Расчетная длина, мм	Высота сечения, мм
А	81	0,10	560....4000	8
Б	138	0,18	800....6300	10,5
В	230	0,30	1800...10000	13,5
Г	476	0,60	3150...14000	19,0
Д	692	0,90	4500...18000	23,5
<p><b>Стандартный ряд длин:</b> 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16, 18000.</p> <p><b>В технических обоснованных случаях допускаются промежуточные значения:</b> 425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1600, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10600, 11800, 13200, 15000, 17000.</p>				

### 3.2.2. Проектный расчет передачи

Расчет начинают с выбора сечения ремня и выполняют в следующей последовательности.

3.2.2.1. Назначается тип сечения ремня (А, Б, В, Г или Д) по номограмме на рисунке 1 в зависимости от мощности и частоты вращения на ведущем шкиве. Не отмеченные на ней ремни сечением 0 следует применять для передаваемых мощностей до 2 кВт, а ремни сечением Е – для передаваемых мощностей свыше 200 кВт.

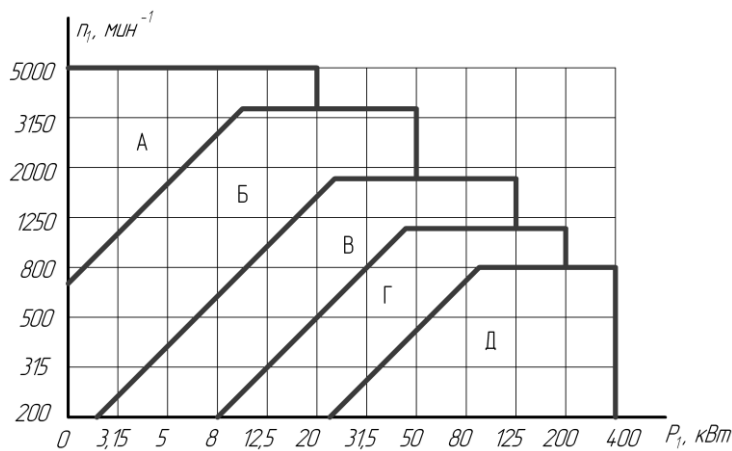


Рис. 3.1. Номограмма для выбора типа сечения клинового ремня

3.2.2.2. Производится запись значений основных (кроме длины) технических параметров ремня из табл.3.1: площади сечения, высоты сечения.

3.2.2.3. Выбирается диаметр ведущего шкива  $D_1$  по таблице 3.2 с учетом стандартного ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800 мм.

Правильный выбор диаметра ведущего (малого) шкива обеспечивает отсутствие повышенных напряжений изгиба в ремне, зависящих от высоты его сечения. Высота предопределена выбранным типом сечения, поэтому выбранный диаметр ведущего шкива оказывает влияние на изгибную выносливость и долговечность ремня.



### Рекомендуемые диаметры ведущего шкива

Таблица 3.2

Сечение ремня	А	Б	В	Г	Д
$D_1$ , мм	80...112	100...160	140...250	250...400	450...630

3.2.2.4. Определяется диаметр ведомого шкива

$$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon) \quad (3.2)$$

и его значение округляется в соответствии со стандартным рядом, приведенным в пункте 2.2.3. Коэффициентом скольжения  $\varepsilon$  для силовых передач задаются в пределах 0,01...0,02.

3.2.2.5. Уточняется передаточное число

$$u = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)} \quad (3.3)$$

и частота вращения ведомого шкива

$$n_2 = \frac{n_1}{u} \quad (3.4)$$

Расхождение фактического и заданного передаточных чисел допускается до 5%.

3.2.2.6. Определяется предварительное минимальное значение межосевого расстояния  $a$  (мм) по условию

$$a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h, \quad (3.5)$$

где  $h$  – высота сечения ремня.

Уточнение межосевого расстояния производится в зависимости от компоновки проектируемого привода в целом. При этом учитываются рекомендуемые соотношения между оптимальным межосевым расстоянием  $a_{opt}$ , диаметром ведомого шкива  $D_2$  и передаточным числом  $u$ , представленные в таблице 3.3.

### Рекомендуемые соотношения между параметрами передачи

Таблица 3.3

$a_{opt}/D_2$	1,5	1,22	1	0,95	0,9	0,85
$u$	1	2	3	4	5	$\geq 6$

3.2.2.7. Определяется длина ремня

$$l = 2a + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \text{ (мм)} \quad (3.6)$$

и округляется до ближайшего стандартного значения по таблице 3.1.

Затем уточняется межосевое расстояние по формуле

$$a = \frac{2l - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2l - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \text{ (мм)}. \quad (3.7)$$

При проектировании обычно предусматривают в конструкции передачи возможность изменения межосевого расстояния для предварительного и периодического натяжения ремня. В приводах машин наибольшее распространение получил способ натяжения ремня с помощью специального винтового устройства, предусматривающего перемещение ведущего шкива, обычно устанавливаемого на электродвигателе, по неподвижной раме привода (вместе с электродвигателем).

3.2.2.8. Вычисляется угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ. \quad (3.8)$$

Угол обхвата должен быть больше  $120^\circ$ . В противном случае возможно частое возникновение буксования передачи из-за недостаточности сцепления за счет трения ремня со шкивом. Угол обхвата, как отмечалось выше, является одним из основных факторов трения, обеспечивающих саму возможность работы передачи. Для увеличения угла обхвата повышают межосевое расстояние.

3.2.2.9. Определяется скорость ремня

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ (м/с)}, \quad (3.9)$$

где единицы измерения для  $D_1$  – мм, для  $n_1$  – мин<sup>-1</sup>.

3.2.2.10. Проверяется число пробегов ремня в секунду

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] \text{ (с}^{-1}\text{)}, \quad (3.10)$$

где единицы измерения для  $V$  – м/с, для  $l$  – м,

$[U] = 10 \text{ с}^{-1}$  – допускаемое число пробегов для клиновых ремней.

Ограничение числа пробегов ремня увеличивает его долговечность, предохраняя не только от преждевременного проявления усталостных повреждений, связанных с переменностью напряжений, но и от снижения механических свойств материала ремня, связанного с нагревом. При невыполнении условия по числу пробегов ремня следует, прежде всего, расчетным путем, т. е. обоснованно, увеличить межосевое расстояние передачи, от которого, главным образом, зависит длина ремня.

3.2.2.11. Определяется допускаемая мощность при заданных условиях эксплуатации

$$[P] = P_0 C_\alpha C_p, \quad (3.11)$$

где  $P_0$  – мощность, передаваемая одним клиновым ремнем в стандартных условиях (см. таблицу 3.4);

$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1)$  – коэффициент, учитывающий угол обхвата;

$C_p$  – коэффициент, учитывающий нагрузочные условия эксплуатации передачи.

**Мощность  $P_0$  (кВт), передаваемая одним клиновым ремнем в стандартных условиях**

Таблица 3.4

Сечение ремня	$D_1$ , мм	Скорость ремня $V$ , м/с				
		5	10	15	20	25
А	80-90	0,69-0,74	1,10-1,33	1,40-1,70	1,40-1,84	1,18-1,70
	100-112	0,81	1,40-1,47	1,87-2,03	2,00-2,40	1,90-2,30
Б	100-112	0,88-0,96	1,77-1,92	2,28-2,58	2,28-2,50	1,84-2,06
	125-160	1,10-1,40	2,06-2,50	2,88-3,60	2,94-4,35	2,50-4,35
В	140-160	1,47-1,70	2,92-3,16	3,82-4,27	3,68-4,12	–
	180-250	1,84-2,65	3,46-4,64	4,71-6,34	5,10-7,50	4,27-7,73
Г	250-280	3,68-4,27	6,34-7,38	7,95-9,40	6,85-9,28	–
	315-400	4,70-5,60	8,45-10,08	11,02-13,52	11,90-15,70	10,08-15,80
Д	450-500	6,19-7,35	12,40-14,00	16,80-18,40	17,65-20,46	–
	560-630	8,45-9,43	15,25-16,03	20,00-22,30	23,60-26,50	24,30-27,50

Величину коэффициента  $C_p$  назначают, придерживаясь следующих рекомендаций:

$C_p = 1$  – при спокойной работе и пусковой нагрузке до 120% от номинальной (ленточный конвейер, металлорежущие станки);

$C_p = 0,9$  – при умеренных колебаниях нагрузки и пусковой нагрузке до 150% от номинальной (пластинчатые конвейеры, поршневые компрессоры и т.д.);

$C_p = 0,8$  – при значительных колебаниях нагрузки и пусковой нагрузке до 200% от номинальной (скребковые и винтовые конвейеры, реверсивные приводы);

$C_p = 0,7$  – при ударной нагрузке и пусковой нагрузке до 300% от номинальной (молоты, дробилки, экскаваторы и пр.).

Кроме того,  $C_p$  уменьшают на 0,1 при двухсменной работе и на 0,2 при трехсменной работе.

3.2.2.12. Определяется требуемое число клиновых ремней с округлением до целого числа

$$Z = \frac{P_1}{[P]}. \quad (3.12)$$

Если  $Z > 8$ , то надо принять следующее большее сечение ремня по таблице 1.

3.2.2.13. Определяется сила предварительного натяжения ремня

$$S_0 = \frac{780P_1}{ZVC_\alpha C_p} + qV^2 \quad (\text{Н}), \quad (3.13)$$

где  $P_1$  – кВт;  $V$  – м/с;

$q$  – коэффициент центробежных сил ( $\text{Нс}^2/\text{м}^2$ ), определяемый по таблице 5.

#### Значения коэффициента центробежных сил

Таблица 3.5

Сечение ремня	А	Б	В	Г	Д
$D_1$ , мм	$\leq 200$	$\leq 250$	$\leq 355$	$\leq 400$	-
$q$	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9

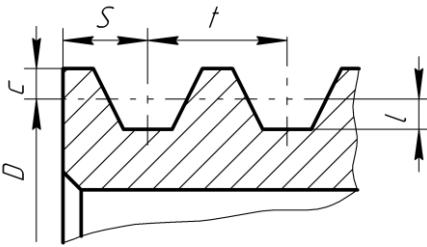
3.2.2.14. Определяется сила, действующая на валы передачи

$$R = 2S_0 Z \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (\text{Н}). \quad (3.14)$$

3.2.2.15. Выбираются параметры профиля канавок у шкивов в зависимости от сечения ремня по таблице 6.

#### Размеры параметров профиля канавок у шкивов

Таблица 3.6

 <p style="text-align: center;">Размеры, мм</p>				
Сечение ремня	$c$	$l$	$t$	$S$
А	3,3	9	15	10
Б	4,2	11	19	12,5
В	5,7	14,5	22,5	17
Г	8,1	20	37	24
Д	9,6	23,5	44,5	29

### 3.3 Расчет плоскоременной передачи

#### 3.3.1. Числовые исходные данные и технические параметры плоских ремней, необходимые для проектирования

В качестве исходных данных для проектирования передачи должны быть заданы

$P_1$  – мощность на ведущем шкиве, Вт, кВт;

$n_1$  – частота вращения ведущего шкива, мин<sup>-1</sup>;

$u$  – передаточное число;

$\eta$  – КПД передачи с учетом трения в опорах;

условия эксплуатации передачи (угол наклона к горизонту, режим работы и др.);

технические параметры плоских ремней (тип ремня, число прокладок и др.).

Для определения дополнительных исходных данных пользуются формулами

$$P = T \cdot \omega, \quad P_1 = \frac{P_2}{\eta}, \quad T_2 = T_1 u \eta,$$

где  $T$  – крутящий момент на валу (шкиве), Нм;

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ – угловая скорость вала, с}^{-1};$$

В приводах машин наибольшее распространение для силовых передач получили прорезиненные плоские ремни. Они хорошо работают в широком диапазоне мощностей до 50кВт при скоростях до 35м/с. Прорезиненные ремни выпускаются трёх типов: А – нарезные, с резиновыми прослойками между всеми прокладками из бельтинга; Б – послойно завёрнутые как с резиновыми прослойками, так и без них; В – спирально завёрнутые без резиновых прослоек.

Основные технические данные плоских прорезиненных ремней приведены в таблице 3.7.

## Основные технические параметры плоских прорезиненных ремней

Таблица 3.7

Число прокладок	Тип ремня (рекомендуемые скорости $V$ , м/с)		
	А (до 30 м/с)	Б (до 20 м/с)	В (до 15 м/с)
	Ширина ремня, мм		
3...5	20...71	—	20...71
3...6	80...112	—	80...112
4...6	125...250	150...250	125...250
4...8	280...355	280...355	280...355
Ширина ремня, мм	20, 25, 30, 40, 50, 60, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 60,180, 200, 224, 250, 280, 355, 400.		
Внутренняя длина $l$ , мм	500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 100, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 700, 1800, 2000, 2500, 3000.		
Толщина одной прокладки 1,25 мм			
Толщина прокладки с прослойкой 1,5 мм			

### 3.3.2. Проектный расчёт передачи

Расчет выполняется в следующей последовательности.

3.3.2.1. Определяется диаметр ведущего шкива

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad (\text{мм}), \quad (3.15)$$

где  $P_1$  – кВт,  $n_1$  – мин<sup>-1</sup>.

Результат округляется до ближайшего большего значения по стандартному ряду диаметров шкивов: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1400, 1600, 1800, 2000 мм.

3.3.2.2. Определяется диаметр ведомого шкива и согласуется со стандартным рядом диаметров

$$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon). \quad (3.16)$$

Коэффициентом скольжения  $\varepsilon$  для силовых передач задаются в пределах  $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$

3.3.2.3. Уточняется передаточное число

$$u = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)} \quad (3.17)$$

и частота вращения ведомого шкива

$$n_2 = \frac{n_1}{u}. \quad (3.18)$$

Расхождение фактического и заданного передаточных чисел допускается до 5%.

3.3.2.4. Определяется предварительное минимальное межосевое расстояние (с учётом конструктивных особенностей компоновки проектируемой передачи) с использованием формулы

$$\alpha_{\min} \geq (1,5 \dots 2)(D_1 + D_2) \text{ (мм)}. \quad (3.19)$$

3.3.2.5. Определяется внутренняя длина ремня без учёта провисания и начального деформирования

$$l = 2a + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \text{ (мм)}. \quad (3.20)$$

Полученная длина ремня округляется до ближайшей стандартной величины по таблице 7, после чего уточняется  $a$  по формуле

$$a = \frac{2l - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2l - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (3.21)$$

При проектировании обычно предусматривают в конструкции передачи возможность изменения межосевого расстояния в пределах вытяжки ремня (3...5% от  $a$ ) для её компенсации. В приводах машин наибольшее распространение получил способ натяжения ремня с помощью специального винтового устройства, предусматривающего перемещение ведущего шкива по неподвижной раме привода. Обычно ременную передачу размещают между электродвигателем и остальными передачами привода. Поэтому удобно перемещать электродвигатель вместе с ведущим шкивом передачи.

3.3.2.6. Проверяется угол обхвата ремнём ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ. \quad (3.22)$$

Угол обхвата должен быть больше  $150^\circ$ . В противном случае увеличивают межосевое расстояние.

3.3.2.7. Определяется скорость ремня

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ (м/с)}, \quad (3.23)$$

где единицы измерения для  $D_1$  – мм, для  $n_1$  –  $\text{мин}^{-1}$ .

3.3.2.8. Проверяется число пробегов ремня в секунду

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] \text{ (с}^{-1}\text{)}, \quad (3.24)$$

где единицы измерения для  $V$  – м/с, для  $l$  – м,

$[U] = 5 \text{ с}^{-1}$  – допускаемое число пробегов для плоских ремней.

При невыполнении условия (24) следует расчетным путем увеличить межосевое расстояние передачи, от которого зависит длина ремня.

3.3.2.9. Определяется допускаемое полезное напряжение в ремне по формуле

$$[\sigma]_F = \sigma_{F0} C_0 C_\alpha C_V C_p \quad (3.25)$$

где  $\sigma_{F0} = 2,46 - 9,81 \frac{\delta}{D_1}$  – полезное напряжение, МПа; для передачи в стандартных условиях ( $\delta$  – толщина ремня, мм;  $D_1$  – диаметр ведущего шкива, мм).

Отношение  $\frac{\delta}{D_1}$  является важным параметром, влияющим на изгибную выносливость и долговечность ремня. Поэтому рекомендуется для прорезиненных ремней назначать

$$\frac{\delta}{D_1} \leq \frac{1}{40} = 0,025; \quad (3.26)$$

$C_0$  – коэффициент, учитывающий расположение передачи к горизонту, который следует назначать по табл.8,

**Значения коэффициента  $C_0$**

Таблица 3.8

Угол наклона к горизонту	0...60	60...80	80...90
$C_0$	1	0,9	0,8

$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1)$  – коэффициент, учитывающий угол обхвата  $\alpha_1$  шкива ремнем;

$C_V \approx 1,04 - 0,0004V^2$  – коэффициент, учитывающий влияние натяжения ремня от центробежной силы ( $V$ , м/с);

$C_p$  – коэффициент, учитывающий нагрузочные условия эксплуатации передачи.

Величину коэффициента  $C_p$  назначают с учетом следующих рекомендаций:

$C_p = 1$  – при спокойной работе с пусковыми нагрузками не больше 120% от номинальной (ленточный конвейер, металлорежущие станки);

$C_p = 0,9$  – при умеренных колебаниях нагрузки и пусковой перегрузке до 150% (пластинчатые конвейеры, поршневые компрессоры и т.д.);

$C_p = 0,8$  – при значительных колебаниях нагрузки и пусковой перегрузке до 200% (скребковые и винтовые конвейеры, реверсивные приводы и т.д.);



$C_p = 0,7$  – при ударной нагрузке и пусковых перегрузках до 300% (молоты, дробилки, экскаваторы и пр.).

Кроме того  $C_p$  уменьшают на 0,1 при двухсменной работе и на 0,2 при трёхсменной работе.

3.3.2.10. Определяется окружное усилие

$$F_t = \frac{P_1}{V}, \text{ (Н)}; \quad (3.27)$$

где единицы измерения для  $P_1$  – Вт, для  $V$  – м/с.

3.3.2.11. Определяется площадь поперечного сечения ремня

$$A_p = b\delta = \frac{F_t}{[\sigma]_F}, \text{ (мм}^2\text{)}, \quad (3.28)$$

где  $b$  – ширина ремня, мм;  $\delta$  – толщина ремня, мм;

единицы измерения для  $F_t$  – Н, для  $[\sigma]_F$  – МПа.

Размеры  $b$  и  $\delta$ , произведение которых равно  $A_p$ , подбирают по таблице 7, назначив тип ремня А, Б или В. При этом поступают следующим образом:

- определяют толщину ремня по формуле

$$\delta \leq \frac{D_1}{40}; \quad (3.29)$$

- определяют число прокладок  $K$  по формуле

$$K = \frac{\delta}{1,25} \text{ или } K = \frac{\delta}{1,5}, \quad (3.30)$$

округляя до целого числа;

- уточняют толщину ремня по формулам

$$\delta = 1,25K \text{ или } \delta = 1,5K; \quad (3.31)$$

- определяют ширину ремня по формуле

$$b = \frac{A_p}{\delta} \quad (3.32)$$

и округляют её до значения из таблицы 7.

- уточняют тип ремня и при необходимости выбирают другой тип.

При выборе размеров сечения ремня возможны несколько вариантов в зависимости от типа ремня.

3.2.12. Определяется сила предварительного натяжения ремня для создания требуемой тяговой способности передачи

$$S_0 = \sigma_0 b \delta, \text{ (Н)}, \quad (3.33)$$

где  $\sigma_0 = 1,8$  МПа – напряжение от предварительного натяжения для плоскоремной передачи (установлено опытным путем);  $b, \delta$  (мм).

3.3.2.13. Вычисляются сила натяжения ведущей ветви

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}, \text{ (Н)} \quad (3.34)$$

и сила натяжения ведомой ветви передачи

$$S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}, \text{ (Н)}. \quad (3.35)$$

3.3.2.14. Определяется общая сила, действующая на валы передачи и подшипники валов

$$R = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}, \text{ (Н)}. \quad (3.36)$$

3.3.2.15. Устанавливается ширина обода шкивов  $B$  в зависимости от ширины ремня  $b$  по таблице 3.9

**Ширина обода шкивов, мм**

Таблица 3.9

$b$	$B$	$b$	$B$	$b$	$B$
20	25	90	100	200	224
25	32	100	112	224	250
32	40	112	125	250	315
40	50	125	140	315	355
50	63	140	160	355	400
63	71	160	180	400	450
71	80	180	200		

3.3.2.16. Определяют размеры основных конструктивных элементов шкивов (см. рис. 3.2):

- стрелу выпуклости  $h$  (по табл. 3.10 в зависимости от диаметра шкива);
- толщину края обода  $y = 0,005D + 3$  мм;
- толщину диска шкива без спиц  $m = (0,8...1,0)y$ ;
- высоту выступа  $e = y + 0,002B$ ;
- диаметр ступицы  $d_{cm} = (1,7...2)d_B$ , где  $d_B$  – диаметр вала;
- длину ступицы  $l_{cm} = (1,5...2)d_B \leq B$ ;

В конструкциях шкивов со спицами отношение сторон сечения спиц  $m/q = 0,4$  (см. рис. 2), а их количество принимают  $z = 4$  при  $D \leq 500$  мм,  $z = 6$  при  $D > 500$  мм. Для широких шкивов при  $B > 300$  мм спицы располагают в два ряда.

Материал шкивов (при  $V \leq 30$  м/с) – чугун марки не ниже СЧ 15, при большей скорости – отливка из стали не ниже 25Л.

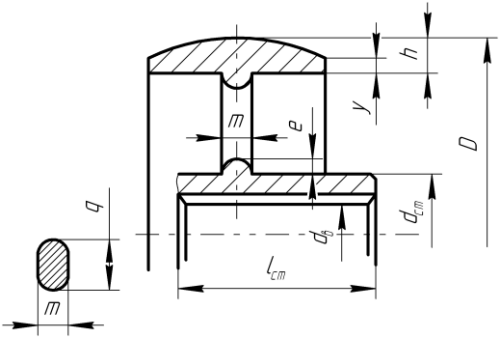


Рис. 3.2. Размеры основных конструктивных элементов шкивов

Стрела выпуклости шкивов, мм

Таблица 3.10

<i>D</i> , мм	<i>h</i>	<i>D</i> , мм	<i>h</i> при <i>B</i>						
40-112	0,3		≤125	140-160	180-200	224-250	280-315	355	≥400
125-140	0,4	400-450	1,0	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
160-180	0,5	500-560	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
200-224	0,6	630-680	1,0	1,5	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
250-280	0,8	800-900	1,0	1,5	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5
315-355	1,0	1000	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	3,0

### 3.4. Примеры расчета передач

#### 3.4.1. Клиноременная передача

*Исходные данные:*

- мощность на ведущем шкиве передачи  $P_1 = 5$  кВт,
- частота вращения ведущего шкива  $n_1 = 950$  мин<sup>-1</sup>,
- передаточное число передачи  $u = 3$ ,
- передача горизонтальная, предназначена для привода ленточного конвейера, работа в одну смену, нагрузка постоянная,
- технические параметры ремня соответствуют силовой передаче.

*Проектный расчет передачи*

3.4.1.1. Принимаем для передачи привода, как передачи силового назначения, применение прорезиненного ремня нормального сечения. Тип сечения ремня определяем по номограмме на рис. 1. Заданным  $P_1 = 5$  кВт и  $n_1 = 950$  мин<sup>-1</sup> соответствует сечение типа Б.

3.4.1.2. Производим запись основных технических параметров ремня, используя данные таблицы 1: площадь сечения  $A_p = 138$  мм<sup>2</sup>, высота сечения  $h = 10,5$  мм.

3.4.1.3. Выбираем диаметр ведущего шкива  $D_1$  из стандартного ряда с учетом таблицы 2 для типа сечения Б

$$D_1 = 125 \text{ мм.}$$

3.4.1.4. Определяем диаметр ведомого шкива по формуле 3.2

$$D_2 = D_1 \cdot u(1 - \varepsilon) = 125 \cdot 3 \cdot (1 - 0,02) = 367,5 \text{ (мм)},$$

где  $\varepsilon = 0,02$  – коэффициент скольжения, значением которого задаемся по рекомендации для силовых передач.

В соответствии с рекомендациями по стандартному ряду для диаметров шкивов принимаем  $D_2 = 355$  мм.

3.4.1.5. Уточняем передаточное число по формуле 3.3

$$u = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{355}{125(1 - 0,02)} = 2,89$$

и частоту вращения ведомого шкива по формуле 4

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{950}{2,89} = 328,7 \text{ мин}^{-1}.$$

Расхождение фактического передаточного числа с заданным составляет 3,7%, что допустимо, так как меньше 5 %.

3.4.1.6. Определяем предварительное минимальное межосевое расстояние  $a$  по формуле 3.5

$$a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h = 0,55 \cdot (125 + 355) + 10,5 = 274,5 \text{ (мм)}.$$

Уточняем  $a$  с учетом рекомендуемых соотношений между диаметром ведомого шкива, передаточным числом и оптимальным межосевым расстоянием передачи, представленных в таблице 3: передаточному числу  $u = 3$  соответствует оптимальное отношение

$$\frac{a_{онм}}{D_2} = 1, \text{ следовательно } a_{онм} = 355 \text{ (мм)}.$$

3.4.1.7. Определяем длину ремня по формуле 6

$$l = 2a + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 355 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (125 + 355) + \frac{(355 - 125)^2}{4 \cdot 355} = 1500,8 \text{ (мм)}.$$

С учетом стандартных длин ремня, приведенных в таблице 1, принимаем  $l = 1600$  мм.

Уточняем межосевое расстояние по формуле 7

$$a = \frac{2l - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2l - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1600 - 3,14(125 + 355) + \sqrt{[2 \cdot 1600 - 3,14(125 + 355)]^2 - 8(355 - 125)^2}}{8} = 407 \text{ (мм)}.$$

Предусматриваем в конструкции передачи возможность изменения межосевого расстояния для предварительного и периодического натяжения ремня с помощью винтового натяжного устройства.

3.4.1.8. Определяем угол обхвата ремнем ведущего шкива по формуле 3.8

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{355 - 125}{407} \cdot 57^\circ = 147,8^\circ.$$

Угол обхвата удовлетворяет нормам проектирования, так как больше  $120^\circ$ . Отсюда делаем вывод о том, что в процессе работы явления буксования не возникнут.

3.4.1.9. Определяем скорость движения ремня по формуле 9

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 950}{60 \cdot 1000} = 6,21 \text{ (м/с)}.$$

3.4.1.10. Проверяем передачу по числу пробегов ремня по формуле 3.10

$$U = \frac{V}{l} = \frac{6,21}{1,6} = 3,88 \text{ (с}^{-1}\text{)},$$

что удовлетворяет условию  $U \leq [U] = 10 \text{ с}^{-1}$  для клиновых ремней и, следовательно, преждевременной утраты работоспособности передачи не произойдет.

3.4.1.11. Определяем допускаемую мощность по формуле 3.11

$$[P] = P_0 C_\alpha C_p = 1,3 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,17 \text{ (кВт)},$$

$P_o = 1,3$  кВт – для сечения Б при  $V = 6,21$  м/с (табл. 4);

$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,03(180^\circ - 147,8^\circ) = 0,9$ ;

$C_p = 1$  – для ленточного конвейера при спокойной работе и постоянной нагрузке.

3.4.1.12. Определяем требуемое число клиновых ремней по формуле 3.12

$$Z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{5}{1,17} = 4,27.$$

Принимаем целое число ремней  $Z = 5$ .

3.4.1.13. Определяем силу предварительного натяжения ремня по формуле 3.13

$$S_0 = \frac{780P_1}{ZVC_\alpha C_p} + qV^2 = \frac{780 \cdot 5}{5 \cdot 6,21 \cdot 0,9 \cdot 1} + 0,07 \cdot 6,21^2 = 142,2 \text{ (Н)},$$

где  $q = 0,07$  – для сечения ремня Б при  $D_1 = 125$  мм (табл. 3.5).

3.4.1.14. Определяем силу, действующую на валы и подшипники по формуле 14

$$R = 2S_0Z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 142,2 \cdot \sin 73,9^\circ = 1365 \text{ (Н)}.$$

3.4.1.15. Назначаем параметры профиля канавок у шкивов по табл. 3.6:  
 $c = 4,2$  мм,  $l = 11$  мм,  $S = 12,5$  мм,  $t = 19$  мм.

### 3.4.2. Плоскоременная передача

*Исходные данные:*

- вращающий момент на ведущем шкиве передачи  $T_1 = 100$  Нм,
- частота вращения ведущего шкива  $n_1 = 955$  мин<sup>-1</sup>,
- передаточное число  $u = 2,5$ ,
- передача является первой ступенью привода ленточного конвейера, работа в одну смену с постоянной нагрузкой,
- отношение пускового момента электродвигателя к номинальному моменту привода  $T_{\text{пуск}} / T_{\text{ном}} = 1,2$ ,
- расположение передачи горизонтальное,
- натяжение ремня предполагается производить перемещением электродвигателя,
- технические параметры ремня соответствуют силовой передаче.

*Проектный расчет передачи*

3.4.2.1. Принимаем, что в передаче будет использоваться прорезиненный ремень. Для облегчения дальнейшего расчёта дополнительно определяем мощность на ведущем шкиве по формуле 3.1

$$P = T_1 \cdot \omega_1 = 100 \cdot 100 = 10000 \text{ (Вт)} = 10 \text{ (кВт)},$$

$$\text{где } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} = 100 \text{ с}^{-1}.$$

3.4.2.2. Определяем диаметр ведущего шкива по формуле 3.15

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{10}{955}} = 240 \dots 284 \text{ (мм)}.$$

По стандартному ряду диаметров шкивов принимаем возможно большее значение  $D_1 = 280 \text{ мм}$ , учитывая, что при большем диаметре в ремне будут меньшие напряжения изгиба.

3.4.2.3. Определяем диаметр ведомого шкива по формуле 3.16

$$D_2 = D_1(1 - \varepsilon) = 280 \cdot 2,5(1 - 0,015) = 689,5 \text{ (мм)},$$

где  $\varepsilon = 0,015$  – коэффициент скольжения для силовых передач, величину которого принимаем в соответствии с рекомендациями.

Из стандартного ряда значений диаметров шкивов для ведомого шкива выбираем значение, ближайшее к расчетному в большую сторону, что (по аналогии с ведущим шкивом) также способствует уменьшению напряжений изгиба в ремне. Окончательно  $D_2 = 710 \text{ мм}$ .

3.4.2.4. Уточняем передаточное число по формуле 3.17

$$u = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{710}{280(1 - 0,015)} = 2,57.$$

Расхождение между заданным передаточным числом и полученным (фактическим) составляет 1,2%, что допустимо.

3.4.2.5. Определяем частоту вращения ведомого шкива по формуле 3.18

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{955}{2,57} = 371,6 \text{ (мин}^{-1}\text{)}.$$

3.4.2.6. Определяем предварительное минимальное межосевое расстояние передачи по формуле 19

$$a_{\min} \geq (1,5 \dots 2)(D_1 + D_2) = (1,5 \dots 2)(280 + 710) = 1485 \dots 1980 \text{ (мм)}.$$

Предполагаем размещение всего привода конвейера на сварной раме. Так как, в соответствии с исходными данными, проектируемая ременная передача является первой ступенью системы передач привода (например, она располагается между электродвигателем и зубчатым редуктором), то необходимо предварительно уточнить ее расположение относительно редуктора (компоновку).

Предположим, что уточнение компоновки потребовало назначить окончательное межосевое расстояние

$$a = 2000 \text{ мм}.$$

3.4.2.7. Определяем внутреннюю длину ремня без учета провисания и начального деформирования по формуле 20

$$l = 2a + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 2000 + 0,5 \cdot 3,14(280 + 710) + \frac{(710 - 280)^2}{4 \cdot 2000} = 5577 \text{ (мм)}.$$

Из данных таблицы 7 следует, что стандартных ремней в виде бесконечной ленты такой длины нет, поэтому предполагаем изготовление ремня из отрезка путём склеивания концов. Так как длина ремня подбирается под назначенное межосевое расстояние, то уточнять величину межосевого расстояния не требуется.

В соответствии с исходными данными первоначальное натяжение ремня, а также периодическое его натяжение с целью компенсации вытяжки (в пределах 3...5% от величины межосевого расстояния) следует обеспечивать перемещением электродвигателя по неподвижному основанию (раме привода). Поэтому предполагаем использование распространенного для силовых передач способа натяжения ремня с помощью специального винтового устройства.

3.4.2.8. Вычисляем угол обхвата ремнем ведущего шкива по формуле 22

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{710 - 280}{2000} \cdot 57^\circ = 167,75^\circ.$$

Убеждаемся, что расчетное значение угла обхвата ремнем ведущего шкива превышает минимально допускаемое значение для плоскоремённых передач ( $150^\circ$ ). Следовательно, явление буксования передачи (из-за недостаточности сцепления ремня со шкивом) в процессе работы не возникнет. Отмечаем также, что значение межосевого расстояния ременной передачи, принятое из области максимальных расчетных значений, оказалось дополнительно обоснованным. Меньшие значения межосевого расстояния уменьшили бы угол обхвата, что нежелательно.

3.4.2.9. Определяем скорость ремня по формуле 3.23

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 280 \cdot 955}{60 \cdot 1000} = 14 \text{ м/с}.$$

3.4.2.10. Определяем число пробегов ремня по формуле 24

$$U = \frac{V}{l} = \frac{14}{5,577} = 2,5 \text{ (с}^{-1}\text{)}.$$

Убеждаемся, что условие по числу пробегов ремня выполняется, так как расчетное значение не превышает допускаемого числа пробегов для плоских ремней  $[U] = 5 \text{ с}^{-1}$ .



Следовательно, преждевременного проявления усталостных повреждений, связанных с переменностью напряжений, а также снижения механических свойств материала ремня, связанного с нагревом, не произойдут.

3.4.2.11. Определяем допускаемое полезное напряжение в ремне по формуле 25

$$[\sigma]_F = \sigma_{F0} C_0 C_\alpha C_V C_p = 2,2 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 1 = 2,02 \text{ (МПа)},$$

где  $\sigma_{F0} = 2,46 - 9,81 \frac{\delta}{D_1} = 2,46 - 9,81 \cdot 0,025 = 2,2 \text{ (МПа)}$  – полезное напряжение в

ремне для передачи в стандартных условиях (при отношении  $\frac{\delta}{D_1} = 0,025$ , рекомендованном для прорезиненных ремней (формула 26) для обеспечения их достаточной долговечности, в котором  $\delta$  – толщина ремня,  $D_1$  – диаметр ведущего шкива);

$C_0 = 1$  – коэффициент, учитывающий горизонтальное расположение передачи;

$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - 167,75^\circ) = 0,96$  – коэффициент, учитывающий угол обхвата ведущего шкива ремнем (при  $\alpha_1 = 167,75^\circ$ );

$C_V = 1,04 - 0,0004 \cdot 14^2 = 0,96$  – коэффициент, учитывающий влияние натяжения ремня от центробежной силы (при  $V = 14 \text{ м/с}$ );

$C_p = 1$  – коэффициент, учитывающий нагрузочные условия эксплуатации передачи (при постоянной нагрузке с пусковыми перегрузками не более 120% от номинальной и односменной работе).

3.4.2.12. Определяем окружное усилие (полезную нагрузку) в ремне по формуле 3.27

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{10000}{14} = 714,13 \text{ (Н)}.$$

3.4.2.13. Вычисляем площадь сечения ремня по формуле 3.28

$$A_p = b\delta = \frac{F_t}{[\sigma]_F} = \frac{714,3}{2,02} = 357 \text{ (мм}^2\text{)}.$$

По таблице 7 назначаем ремень типа Б. При этом толщину ремня находим по условию 29

$$\delta \leq \frac{D_1}{40} = \frac{280}{40} = 7 \text{ (мм)},$$

в целях снижения изгиба принимаем  $\delta = 6 \text{ мм}$ ;

– определяем число прокладок с прослойками по формуле 3.30

$$K = \frac{\delta}{t} = \frac{6}{1,5} = 4$$

(по таблице 7 толщина прокладки с прослойкой  $t = 1,5$  мм);  
– определяем ширину ремня 32

$$b = \frac{A_p}{\delta} = \frac{357}{6} = 59,5 \text{ мм.}$$

Окончательно, согласовывая с данными таблицы 7, принимаем  $b = 60$  мм.

3.4.2.14. Определяем силу предварительного натяжения ремня для создания требуемой тяговой способности передачи по формуле 3.33

$$S_0 = \sigma_0 b \delta = 1,8 \cdot 60 \cdot 6 = 648 \text{ (Н)},$$

где  $\sigma_0 = 1,8$  МПа – напряжение в ремне, создаваемое силой предварительного натяжения в плоскоремённых передачах.

3.4.2.15. Определяем силу натяжения ведущей ветви передачи по формуле 3.34

$$S_1 = S_0 + F_i / 2 = 648 + 714,3 / 2 \approx 1005 \text{ (Н)},$$

3.4.2.16. Определяем силу натяжения ведомой ветви передачи по формуле 35

$$S_2 = S_0 - F_i / 2 = 648 - 714,3 / 2 = 291 \text{ Н.}$$

3.4.2.17. Определяем общую силу, действующую на валы передачи и подшипники валов по формуле 36

$$R = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 648 \cdot 0,994 = 1298 \text{ Н.}$$

3.4.2.18. Определяем размеры конструктивных элементов ведущего и ведомого шкивов по таблицам 9 и 10 и рекомендуемым соотношениям между размерами:

ширина обода обоих шкивов  $B = 71$  мм (при  $b = 60$  мм);

высота выпуклости обода

ведущего шкива  $h_1 = 0,8$  мм (при  $D_1 = 280$  мм),

ведомого шкива  $h_2 = 1$  мм (при  $D_2 = 710$  мм и  $B = 71$  мм);

толщина края обода

ведущего шкива  $y_1 = 0,005D_1 + 3 = 0,005 \cdot 280 + 3 = 4,4$  (мм),

ведомого шкива  $y_2 = 0,005D_2 + 3 = 0,005 \cdot 710 + 3 = 6,55$  (мм);

толщина диска для шкивов без спиц

ведущего шкива  $m_1 = 0,8y_1 = 0,8 \cdot 4,4 = 3,5$  (мм),

ведомого шкива  $m_2 = 0,8y_2 = 0,8 \cdot 6,55 = 5,25$  (мм).

3.4.2.19. Учитывая, что скорость ремня  $V = 14$  м/с, назначаем по рекомендациям материал шкивов – чугун СЧ15.

## 4 ВАЛЫ И ОСИ

### 4.1. Общая методика проектирования валов и осей

Проектирование валов включает в себя этапы:

- проектный расчет диаметра вала;
- разработка эскиза конструкции вала (оси);
- проверочные расчеты вала (оси) на прочность, жесткость и отсутствие резонансных колебаний

#### 4.1.1. Проектный расчет диаметра вала

Этим расчетом определяют приближенный средний диаметр вала ( $мм$ ) из условия его прочности только на кручение, по формуле

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_k]}}, \quad (4.1)$$

где  $T$  - расчетный вращающий момент на валу,  $Н \cdot мм$ ;

$[\tau_k]$  - допускаемое напряжение на кручение. Для быстроходного (входного) вала редуктора, коробки передач берут  $[\tau_k] = 10...14 МПа$ ; для промежуточных валов  $[\tau_k] = 14...18 МПа$ ; для тихоходного (выходного) вала  $[\tau_k] = 18...22 МПа$ . Меньшие значения напряжения принимают для валов на роликоподшипниках, для шевронных передач (передач с разделенным шевроном), при твердости зубьев зубчатых колес  $HRC > 55$ .

Так как оси не передают вращающие моменты, их приближенные диаметры назначают конструктивно.

#### 4.1.2. Разработка эскиза конструкции вала (оси)

Эскиз конструкции вала (оси) разрабатывается как составная часть эскизного проекта (компоновки) изделия в целом. Эскизный проект изделия должен содержать принципиальные конструктивные решения его отдельных узлов, поясняющие устройство изделия и принцип работы. В нем необходимо выбрать оптимальный вариант размещения частей изделия, определить их ориентировочные размеры и габаритные размеры изделия в целом, выбрать типоразмер подшипников на валах (осях) и схемы их установки, наметить вспомогательные элементы изделия (крышки подшипников, уплотнения валов и т.д.).

Эскизная компоновка изделия и его узлов (валов, осей) разрабатывается на основе соблюдения следующих принципов:

1. Обеспечение для всех деталей одинаковой степени надежности, долговечности, прочности, жесткости, гармоничности конструкции.

2. Обеспечение наименьших габаритов, удобство сборки, разборки, обслуживания при эксплуатации и замены деталей при ремонте изделия и его узлов.

3. Обеспечение технологичности конструкции при наименьших затратах времени, труда и средств на изготовление деталей в условиях установленного вида производства (серийного, массового и др.).

4. Обоснованный выбор материалов деталей и их термообработки, обеспечивающих небольшие габариты и массу деталей, их невысокую стоимость и технологичность изготовления.

5. Широкое использование стандартных изделий (подшипников, уплотнений и т.д.).

6. Унификация типоразмеров деталей и их элементов (резьб, посадочных поверхностей валов и колес, шпонок и др.) для сокращения ассортимента режущего, мерительного инструмента и запасных частей.

7. Обеспечение надежной смазки поверхностей трущихся деталей.

Эскиз конструкции узла конкретного вала (оси) разрабатывается, с соблюдением отмеченных принципов, на основе:

- диаметра  $d_0$  вала по проектному расчету;
- прототипной конструкции механизма (по атласам, альбомам, реальным образцам и т.д.);
- размеров зубчатых, червячных колес, червяков, шкивов, звездочек и т.д., найденных при расчетах передач;
- размеров принимаемых к установке на валу (оси) подшипников, втулок и других деталей.

При этом целесообразно учитывать практические рекомендации [1,2,3]:

1. Шестерни малого диаметра и червяки выполняют заодно с валами с целью снижения стоимости их изготовления и повышения качества (точности, жесткости и т.д.). Их изготавливают отдельно при необходимости экономии дорогостоящих сталей. С этой целью выполняют составными конические зубчатые колеса при их внешнем диаметре  $d_{ae} > 180$  мм. При этом зубчатый венец крепят к центру болтами, установленными без зазора – «под развертку». Аналогично выполняют червячные колеса: центр – из серого чугуна или стали, зубчатый венец – из бронзы. Во всех случаях валы (оси) изготавливают из термически обрабатываемых (улучшаемых) среднеуглеродистых и легированных сталей (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Механические характеристики, МПа					
		$\sigma_b$	$\sigma_T$	$\tau_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$[\sigma_{-1}]_u$
Ст 5 ГОСТ 380-71	Любой $\leq 100$	450 620	250 265	-	-	-	50 55
Ст 6 ГОСТ 380-71	Любой $\leq 100$	520 680	280 300	-	-	-	60 65
40 ГОСТ 1050-74	Любой $\leq 80$	560 850	280 600	-	-	-	60 75
45 ГОСТ 1075-74	Любой $\leq 80$	560 900	280 650	150 390	250 380	150 230	75 80
40X ГОСТ 4543-71	Любой $\leq 120$	730 900	500 750	280 450	320 410	200 240	75 80
40XH ГОСТ 4543-71	Любой $\leq 200$	820 920	650 750	390 450	360 420	210 250	80 85

2. Для установки деталей на валах (осях) предусматривают цилиндрические участки. Консольные участки входных и выходных валов редукторов, коробок передач, на которых устанавливают муфты, шкивы, звездочки и др., часто выполняют конической формы по ГОСТ 12081-72 [2, с.404]. Такая посадка обеспечивает точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа и снятия устанавливаемых деталей.

Для снижения расхода материала, особенно при крупносерийном производстве, целесообразно конструировать валы (оси) с минимальным числом перепадов диаметров (уступов), выполняя сами перепады наименьшими.

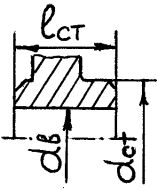
Все назначаемые диаметры вала (оси) должны соответствовать стандартному ряду по ГОСТ 6636-69 (табл. 4.2).

Таблица 4.2

10	10,5	11	11,5	12	13	14	15	16	17	18	19	20
21	22	24	25	26	28	30	32	34	36	38	40	42
45	48	50	53	56	60	63	67	71	75	80	85	90
95	100	105	110	120	125	130	140	150	160	170	180	190

3. Для установки на валу (оси) детали снабжают ступицами, размеры которых принимают по рекомендуемым соотношениям (табл. 3) [2, с.42-54].

Таблица 4.3

Наименование детали		Размеры ступицы, мм	
		длина $l_{ст}$	диаметр $d_{ст}$
			
Цилиндрические зубчатые колеса (кованные и штампованные)		$(0,8 \dots 1,5) d_{вала}$	$1,5 d_{вала} + 10 \text{ мм}$
Конические зубчатые колеса (кованные и штампованные)		$(0,8 \dots 1,5) d_{вала}$	$1,5 d_{вала} + 10 \text{ мм}$
Червячные колеса		$(1,0 \dots 1,8) d_{вала}$	Чугунной $1,6 d_{вала} + 10 \text{ мм}$
			Стальной $1,5 d_{вала} + 10 \text{ мм}$
Шкивы ременных передач		$(1,2 \dots 1,5) d_{вала}$	Чугунной $1,6 d_{вала} + 10 \text{ мм}$
			Стальной $1,5 d_{вала} + 10 \text{ мм}$
Звездочки цепных передач		$(1,2 \dots 1,5) d_{вала}$	Чугунной $1,6 d_{вала} + 10 \text{ мм}$
			Стальной $1,5 d_{вала} + 10 \text{ мм}$
Полумуфты	Муфт упругих МУВП	ГОСТ 21424-75 [1, с.370]	
	Муфт упругих со звездочкой	ГОСТ 14084-76 [1, с.373]	

Примечания: 1. Меньшие значения длин ступиц берут при посадках деталей на вал с гарантированным натягом, большие значения – при переходных посадках.

2. Длины ступиц проверяются расчетом на прочность соединений (шпоночного, шлицевого, с гарантированным натягом).

4. Для обеспечения требуемого осевого положения деталей на валу (оси) и их фиксации применяют буртики (уступы), распорные втулки, установочные винты, пружинные упорные кольца, полукольца, закладываемые в кольцевые проточки вала [2, с.64-66].

На консольных участках входных и выходных валов детали фиксируют круглыми шлицевыми гайками, торцевыми шайбами, специальными винтами, коническими пробками [2, с.69-71].

Наименьшие диаметры буртиков и распорных втулок, радиусы галтелей и буртиков и размеры фасок у фиксируемых деталей должны соответствовать рекомендуемым соотношениям (табл. 4) [2, с.137].

Таблица 4.4

Диаметр вала (оси) $d$ , мм	Радиус галтели $r$ на валу (оси), мм	Размер фаски $f$ на детали, мм	Диаметр буртика, втулки, мм
			
20...28	1,6	2,0	$d_{\phi} \geq d + 5,5$
32...45	2,0	2,5	$d_{\phi} \geq d + 6,5$
50...70	2,5	3,0	$d_{\phi} \geq d + 8,0$
80...90	3,0	4,0	$d_{\phi} \geq d + 10,5$

5. Для передачи вращающего момента с установленной детали (колеса, полумуфты и т.д.) на вал используют соединения:

1. прессовое, с большим гарантированным натягом [2, с.58-61];
2. с натягом в сочетании со шпоночным соединением [2, с.57];
3. шлицевое.

Шпоночное соединение призматической ГОСТ 23360-78 или сегментной шпонкой применяют в случае, если для заданного вращающего момента не удастся подобрать прессовую посадку из-за недостаточной прочности материала детали.

Для повышения технологичности конструкции, при наличии на валу нескольких шпоночных пазов, их следует располагать на одной образующей и выполнять одинаковой ширины, выбранной по меньшему диаметру вала.

Шлицевые соединения прямобочными шлицами по СТ СЭВ 188-75 или эвольвентными по СТ СЭВ 259-76 применяют при длинах ступиц  $l_{ст}$  устанавливаемых деталей больше рекомендуемых (табл. 4.3). При этом следует предпочитать эвольвентные шлицы как менее снижающие усталостную прочность вала (оси) [2, с.59].

6. При выборе в опорах вала (оси) подшипников следует учитывать:

- величину и направление действия нагрузки на опору (из расчета передач);
- размеры посадочных мест на валу (оси) и в корпусе изделия;
- жесткость подшипника при изгибе вала;
- класс точности и стоимость.

Для опор валов цилиндрических колес редукторов и коробок передач чаще всего применяют шарикоподшипники радиальные однорядные по ГОСТ 8338-75 как наиболее дешевые и нетребовательные в эксплуатации. Для опор валов конических и червячных колес, червяков применяют в основном шарикоподшипники радиально-упорные и роликоподшипники радиально-упорные конические [2, с.380, 385, 386-388]. Их устанавливают по схемам «враспор» или «врастяжку» [2, с.30, 79, 80] при отношениях  $l/d_n \leq 6...10$ , где  $d_n$  - диаметр участка вала (оси) под подшипником,  $l$  - расстояние между опорами. Первоначально применяют подшипники легкой серии нормального класса точности – 0.

Выбранные подшипники закрепляют на валу (оси) и в корпусе редуктора, коробки передач. На валу (оси) их закрепляют [2, с.93]:

- круглой шлицевой гайкой с ее стопорением от самоотвинчивания многолапчатой шайбой;
- торцевой шайбой со штифтом;
- пружинным упорным плоским кольцом.

В корпусе изделия подшипники закрепляют [2, с.96, 126-130]:

- привертной или закладной крышкой;
- установкой подшипника в отдельном корпусе – стакане (рис. 4.1). Такой способ применяют для шарнирно-неподвижных опор, фиксирующих вал в осевом направлении, а также для радиально-упорных подшипников входного вала конической шестерни.

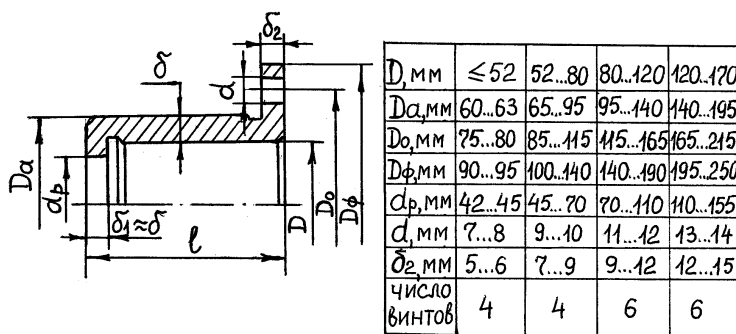


Рис. 4.1. Конструктивные размеры стаканов



Длину  $l$  стакана назначают в зависимости от осевых размеров подшипников.

Конструктивные размеры крышек подшипников приведены в [1, с.278...284], [2, с.127...130].

7. Для смазки выбранных подшипников ориентируются прежде всего на наиболее простую картерную систему смазки. Она обеспечивается брызгами жидкого масла, залитого в картер редуктора (коробки передач) от частично погруженных в него вращающихся зубчатых колес. Но при этом следует проверить условие надежности такого способа смазки по величине окружной скорости колес

$$v_{окр} = \frac{\pi d_k n_k}{60 \cdot 10^3} \geq 1 \text{ м/с}, \quad (4.2)$$

где  $d_k$ ,  $n_k$  - наружный диаметр (мм) и частота вращения ( $\text{мин}^{-1}$ ) погруженного в масло колеса.

Если условие (2) не выполняется, то применяют [1, с.305-322], [2, с.149-155]:

- частичное погружение подшипников в масляную ванну (до центра нижнего тела качения);
- циркуляционную систему смазки – подачей масла к подшипникам от насоса по трубкам и каналам в корпусе редуктора, коробки передач. Способ используют при невозможности применения картерной системы смазки;
- индивидуальную пластичную смазку каждого подшипника. При этом на валу (оси) устанавливают маслосбрасывающие кольца, закрывающие изнутри корпуса редуктора полость подшипника от попадания жидкого масла из картера, и заполняют полость смазкой на  $1/3 \dots 1/2$  ее свободного объема [2, с.160].

На входном и выходном валах редуктора, коробки передач устанавливают уплотнения, предотвращающие вытекание смазочного материала из подшипниковых узлов и защищающие их от попадания пыли, грязи, влаги. Уплотнения выбирают исходя из вида смазочного материала и условий работы подшипников (рабочей температуры, частоты вращения вала (оси), характера внешней среды). Виды уплотнений и условия их применения приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Тип уплотнения	Вид уплотнения	Условия применения	
		Смазочный материал	Окружная скорость вала $v_{окр}$ , м/с
Контактное	Манжеты резиновые армированные ГОСТ 8752-79 [2, с.402]	Любой	$\leq 10$
	Торцевое [2, с.157]	Любой	$\leq 6$
	Войлочное ГОСТ 6418-52	Пластичный	$\leq 2$
Бесконтактное	Лабиринтное [2, с.159]	Любой	$\leq 50$
	Центробежное [2, с.160]	Жидкий	$>5$
	Щелевое [2, с.158]	Пластичный	$\leq 5$
Комбинированное	Манжетно-лабиринтное [2, с.160]	Любой	$\leq 10$

Весьма совершенны и наиболее распространены уплотнения – манжеты. При жидкой смазке их устанавливают рабочей кромкой внутрь корпуса, при пластичной смазке – наружу. Их размеры приведены в табл. 6.

Таблица 4.6

Диаметр вала $d$ , мм	Наружный диаметр $D$ манжеты, мм	Высота $h_1$ манжеты, мм	Диаметр вала $d$ , мм	Наружный диаметр $D$ манжеты, мм	Высота $h_1$ манжеты, мм
20	40;42	8;10	42	62;65	10
21	40;42	8;10	44	62;65	10
22	40;42	8;10	45	65;70	10
24	40;42	10	48	70;75	10
25	42;45	8;10	50	70;80	10
26	45;47	8;10	52	75;80	10;12
28	47;50	10	55	80;82	10;12
30	50;52	10	56	80	10
32	50;52	10	58	80;82	10;12
35	55;58	10	60	82;85	10
36	55;58	10	62	85;90	10;12
38	58;60	10	65	90;95	10
40	60;62	10	68	90;95	12

Выбранные уплотнения валов устанавливают в крышках подшипников.

Величины зазоров могут определяться также по отношениям [2, с.27, 28]:

- $\Delta = \sqrt[3]{L} + 4$  мм, где  $L$  - наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач;
- $\Delta_1 = (0,3...0,5)\Delta$ .

Примеры выполнения эскиза конструкции редуктора и конструкции валов приведены в [1, с.475-479], [2, с.164-188].

## 4.2. Проверочные расчеты валов (осей)

### 4.2.1. Проверочный расчет валов (осей) на прочность

Расчет включает в себя этапы:

1. Составление пространственной расчетной схемы нагружения вала (оси), на которой указывают:

– найденные при эскизной компоновке размеры вала (оси) по длине и координаты установленных на нем деталей (колес, звездочек, шкивов, подшипников);

– векторы приложенных к деталям сил по результатам расчета передач и действующий на валу вращающий момент  $T$ . Для оси  $T = 0$ . Силы прикладыва-

ются в середине ширины венцов зубчатых и червячных колес, звездочек, шкивов, а вращающий момент – до середины их ступиц. Усилие на валу от цепной передачи направляется параллельно ведущей ветви цепи, а от ременной передачи – по линии центров шкивов.

Для входного и выходного валов механизма в число нагрузок включаются также усилия от муфт вследствие неизбежной несоосности  $\Delta r$ , соединяемых ими валов. Так для упругой компенсирующей муфты МУВП это усилие составит  $F_m = C_\Delta \cdot \Delta r$ , где  $C_\Delta$  - радиальная жесткость муфты (табл. 4.7),  $\Delta r = 0,1 \dots 0,2$  мм – предельная несоосность валов.

Таблица 4.7

№ муфты	МУВП-16	МУВП-20	МУВП-25	МУВП-30	МУВП-40
$C_\Delta, Н/мм$	1550	2160	2940	3920	5400

Аналогично для упругой муфты с резиновой звездочкой допустимые величины  $\Delta r = 0,1 \dots 0,2$  мм, а жесткость муфты – по табл. 4.8.

Таблица 4.8

№ муфты	12-32, 14-32	16-40, 18-40	20-50, 22-50	25-60, 28-60	32-80, 36-80	40-100, 45-100
$C_\Delta, Н/мм$	300	490	800	900	1120	1320

Силу  $F_m$  прикладывают в середине толщины фланца полумуфты в сторону увеличения общей деформации и напряжений в валу. Одна из опор вала (оси) принимается за шарнирно-неподвижную, воспринимающую осевую и радиальную нагрузки на валу (оси), а другая – за шарнирно-подвижную только для радиальной нагрузки.

2. Составление на основе пространственной схемы отдельных расчетных схем в вертикальной и горизонтальной плоскостях вала (оси). На них указывают векторы приложенных к валу (оси) сил, сосредоточенные изгибающие моменты и реакции опор.

3. Расчет для обеих схем реакций опор из условий статического равновесия вала (оси). Реакции прикладываются в середине ширины радиальных шариковых и роликовых подшипников, а для радиально-упорных подшипников – с учетом наклона в них контактных линий деталей на угол  $\alpha$  [2, с.79, 80], [3, с.238].

4. Построение для обеих схем эпюр изгибающих моментов  $M_u$  по длине вала (оси) и отдельной эпюры вращающего момента  $T$  на валу.

5. Определение в характерных сечениях вала (оси) суммарных изгибающих моментов  $M_{u\Sigma}$ .

6. Выполнение, при необходимости, уточненного проектного расчета диаметров вала (оси) в опасных сечениях. Опасными являются сечения с наибольшими величинами моментов  $M_{u\Sigma}$  и содержащие сильные концентраторы напряжений: пресовые посадки деталей, шпоночные пазы, отверстия и т.д. Диаметры вала (оси) определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma_{-1}]_u}} \text{ мм}, \quad (4.3)$$

где  $M_{\text{экв}}$  - эквивалентный момент в рассчитываемом сечении,  $H \cdot \text{мм}$ :

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u\Sigma}^2 + 0,75T^2}, \text{ где } T - \text{вращающий момент в сечении, } H \cdot \text{мм};$$

$$[\sigma_{-1}]_u - \text{допускаемое напряжение на изгиб, МПа (табл. 4.1)}.$$

7. Расчет и оценка запасов сопротивления усталости в опасных сечения вала (оси) [4, с.263-265]. При вращении вала (оси) напряжения в его сечениях изменяются циклически. Для напряжений изгиба принимают симметричный цикл их изменения, для напряжений кручения – отнулевой цикл. При расчете в рассматриваемом сечении диаметра  $d$  находят последовательно:

- амплитудное напряжение изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_{u\Sigma}}{0,1d^3} \text{ МПа},$$

- амплитудное и среднее напряжение кручения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{0,5T}{0,2d^3} \text{ МПа};$$

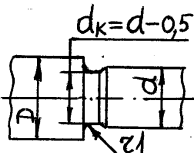
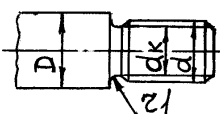
- коэффициенты влияния постоянных составляющих  $\sigma_m$  и  $\tau_m$  циклов напряжений изгиба и кручения:

$$\psi_\sigma = 0,10; \psi_\tau = 0,05 - \text{для углеродистой стали};$$

$$\psi_\sigma = 0,15; \psi_\tau = 0,10 - \text{для легированной стали};$$

- коэффициенты концентрации напряжений  $K_\sigma$ ,  $K_\tau$  (табл. 4.9).

Таблица 4.9

Фактор концентрации напряжений		$K_\sigma$				$K_\tau$											
		$\sigma_\theta, \text{МПа}$															
		500	600	700	800	500	600	700	800								
Галтель при $\frac{r}{d_\kappa} =$ $(\frac{D}{d_\kappa} = 1,2...2,0)$ 	0,0 2	2,4	2,6	2,8	3,0	1,8	1,8	1,8	1,9								
	0,0 4	2,0	2,1	2,1	2,2	1,5	1,5	1,5	1,6								
	0,0 6	1,8	1,8	1,9	1,9	1,4	1,4	1,4	1,4								
	0,0 8	1,6	1,6	1,7	1,7	1,3	1,3	1,3	1,3								
	0,1 0	1,5	1,5	1,6	1,6	1,2	1,2	1,2	1,2								
Канавка для выхода резьбы при $\frac{r}{d_\kappa} =$ 	0,0 2	2,4	2,6	2,8	3,0	1,8	1,8	1,8	1,9								
	0,0 4	2,0	2,1	2,1	2,2	1,5	1,5	1,5	1,6								
	0,0 6	1,8	1,8	1,9	1,9	1,4	1,4	1,4	1,4								
	0,0 8	1,6	1,6	1,7	1,7	1,3	1,3	1,3	1,3								
	0,1 0	1,5	1,5	1,6	1,6	1,2	1,2	1,2	1,2								
<table><tr><td>Шаг резьбы</td><td>1,25</td><td>1,5</td><td>1,75</td></tr><tr><td><math>d_\kappa</math></td><td><math>d-1,8</math></td><td><math>d-2,2</math></td><td><math>d-2,5</math></td></tr></table>		Шаг резьбы	1,25	1,5	1,75	$d_\kappa$	$d-1,8$	$d-2,2$	$d-2,5$								
Шаг резьбы	1,25	1,5	1,75														
$d_\kappa$	$d-1,8$	$d-2,2$	$d-2,5$														
Прессовая посадка детали на вал (ось)		2,4		3,6		1,8		2,5									
Шпоночный паз		1,7		2,0		1,4		1,7									
Резьба		1,8		2,4		1,2		1,5									

- масштабный фактор  $K_d$  (табл. 4.10);

Таблица 4.10

Диаметр вала (оси) $d$ , мм		15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$K_d$	Углеродистая сталь	0,9 7	0,9 5	0,8 8	0,8 5	0,8 1	0,8 0	0,7 6	0,7 4	0,7 2	0,7 1
	Легированная сталь	0,9 6	0,9 1	0,8 4	0,7 7	0,7 3	0,6 9	0,6 6	0,6 4	0,6 1	0,6 0

• фактор шероховатости  $K_F$  поверхности вала (оси), канавки, галтели (табл. 4.11).

Таблица 4.11

Предел прочности $\sigma_s$ , МПа		400	500	600	700	800	900	1000
$K_F$	Шлифованный вал	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	Чистовая обточка	0,94	0,94	0,935	0,93	0,91	0,90	0,86

• пределы выносливости материала вала (оси):

при изгибе  $\sigma_{-1} = (0,4...0,5)\sigma_s \approx 0,43\sigma_s$  МПа;

при кручении  $\tau_{-1} = (0,2...0,3)\sigma_s \approx 0,58\sigma_{-1}$  МПа;

• запасы сопротивления усталости

$$\text{по изгибу вала } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (4.6)$$

$$\text{по кручению вала } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \cdot \tau_m}; \quad (4.7)$$

общий запас сопротивления усталости

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 1,5...3,0. \quad (4.8)$$

8. Проверка статической прочности в опасных сечениях вала (оси) при кратковременных перегрузках (при пуске механизма, аварийной остановке и т.д.) по соотношению

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{и пуск}}^2 + 3\tau_{\text{к пуск}}^2} \leq 0,8\sigma_s, \quad (4.9)$$

где  $\sigma_{и\text{ пуск}} = \frac{(M_{и\Sigma})_{пуск}}{0,1d^3}$ ,  $\tau_{к\text{ пуск}} = \frac{T_{пуск}}{0,2d^3}$  - напряжения изгиба и кручения вала (оси)

при пусковых значениях суммарного изгибающего  $M_{и\Sigma}$  пуск и вращающего  $T_{пуск}$  моментов;

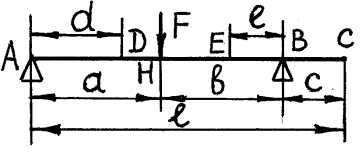
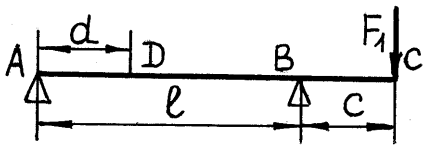
$\sigma_T$  - предел текучести материала вала (оси) (табл. 4.1).

#### 4.2.2. Проверочный расчет валов (осей) на жесткость

Работоспособность валов (осей) определяется не только их прочностью, но и достаточной жесткостью. Прогиб  $y$  вала (оси) под действием приложенных к нему сил вызывает концентрацию нагрузки на части длины зубьев зубчатых и червячных колес, опасную для их прочности. Поворот на угол  $\Theta$  поперечных сечений вала (оси) под подшипником качения может вызвать защемление тел качения и разрушение подшипника.

Упругие перемещения  $Y$  и  $\Theta$  при изгибе вала (оси) определяют, используя интеграл Мора, способ Верещагина [5], а также готовые формулы при усредненных по длине вала (оси) значениях его диаметра  $d$  (табл. 4.12).

Таблица 4.12

$\Theta$ , рад $Y$ , мм	Расчетная схема вала (оси)	
		
$\Theta_A$	$\frac{F_{ab}(l+b)}{6EJl}$	$-\frac{F_1cl}{6EJ}$
$\Theta_B$	$\frac{F_{ab}(l+a)}{6EJl}$	$\frac{F_1cl}{3EJ}$
$Y_D$	$\frac{F_{bd}(l^2 - b^2 - d^2)}{6EJl}$	$-\frac{F_1cd(l^2 - d^2)}{6EJl}$
$Y_E$	$\frac{F_{ah}(l^2 - a^2 - h^2)}{6EJl}$	-
$Y_f$	$\frac{F_{a^2b^2}}{3EJl}$	-
$Y_c$	$\frac{F_{abc}(l+a)}{6EJl}$	$\frac{F_1c^2(l+c)}{3EJ}$

В приведенных формулах:

$E = 2,1 \cdot 10^5$  - модуль упругости материала вала (оси) (сталь), МПа;



$$J = \frac{\pi d^4}{64} - \text{осевой момент инерции сечения вала, мм}^4.$$

Под действием в одной плоскости нескольких сил  $F$  величины  $U$  и  $\Theta$  от них складываются алгебраически.

Величины допускаемых перемещений  $[U]$  и  $[\Theta]$  вала (оси) принимают:

для прогибов под колесами:  $[U]=0,01m$  – цилиндрические зубчатые передачи;

$[U]=0,005m$  – конические, гипоидные, червячные передачи ( $m$  – модуль зацепления, мм);

$[U]=(0,0002\dots 0,0003)l$  – коробки скоростей станков ( $l$  – расстояние между опорами, мм);

• для углов поворота  $\Theta$  на опорах:  $[\Theta]=0,005 \text{ рад}$  – радиальные шарикоподшипники.

#### 4.3 Пример проектирования выходного вала цилиндрического зубчатого редуктора

Выполнить проектный расчет выходного вала цилиндрического зубчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью по следующим данным: вращающий момент на выходном участке вала  $T_3 = 300000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ ; частота вращения вала  $n_3 = 230 \text{ мин}^{-1}$ ; усилия на зубчатых колесах, образующих разделенный шеврон: окружные  $F_t = 1500 \text{ Н}$ , радиальные  $F_r = 593 \text{ Н}$ , осевые  $F_a = 636 \text{ Н}$ ; делительные диаметры колес  $d_4 = 201 \text{ мм}$  ( $z_4 = 74$ ,  $m_n = 2,5 \text{ мм}$ ,  $\beta = 23^\circ$ ); усилие на ведущей звездочке цепной передачи с двух рядной цепью  $F_u = 2900 \text{ Н}$ , действует в горизонтальной плоскости; пусковой момент электродвигателя привода  $T_{\text{пуск}} = 2T_3$ . Ширина полушевронов  $b_w = 32 \text{ мм}$ , колеса соседней зубчатой передачи  $b_{wc} = 25 \text{ мм}$  (по расчету передач).

##### РЕШЕНИЕ

1. По формуле (4.1) определяем приближенный средний диаметр вала при допускаемом напряжении на кручение  $[\tau_k] = 20 \text{ МПа}$

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{300000}{0,2 \cdot 20}} = 42,2 \text{ мм}.$$

2. Разрабатываем эскиз конструкции вала (рис. 4), приняв в качестве прототипной конструкции вала в [2, с.188].

Для уменьшения стоимости вал выполняем как отдельную от зубчатых колес деталь из сравнительно недорогой улучшенной стали Ст5 ГОСТ 380-71 с характеристиками  $\sigma_s = 520 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 300 \text{ МПа}$  (табл. 4.1).

Выполняем на валу участки:

- для установки зубчатых колес – диаметром  $d_1 = 42 \text{ мм}$ ;
- для установки подшипников – диаметром  $d_2 = 40 \text{ мм}$ ;
- для установки звездочки – диаметром  $d_3 = 38 \text{ мм}$ .

Для надежности осевой фиксации зубчатых колес выполняем участок вала между их ступицами (буртик) диаметром

$d_4 = d_1 + 6,5 = 42 + 6,5 = 48,5 \text{ мм} \approx 50 \text{ мм}$  (табл. 4.4). Между ступицами колес и внутренними кольцами подшипников устанавливаем дистанционные втулки с наружным диаметром также  $\varnothing 50$ . Аналогичную втулку  $\varnothing 50$  устанавливаем между ступицей звездочки и внутренним кольцом правого подшипника и фиксируем их на валу круглой шлицевой гайкой М36×1,5 ГОСТ 11871-80 [2, с.397]. Левый подшипник фиксируем на валу торцевой шайбой со штифтом.

Так как зубчатые колеса нагружены значительными осевыми силами  $F_a$ , то для повышения устойчивости их установки на валу принимаем увеличенные длины их ступиц  $l_{cm} = 1,2d_1 = 1,2 \cdot 42 \approx 50 \text{ мм}$ . Нагруженный диаметр ступиц  $d_{cm} = 1,45d_2 + 10 = 1,45 \cdot 42 + 10 = 71 \text{ мм}$  (табл. 4.3). Для ступицы чугунной звездочки принимаем размеры  $l_{cm} = 1,5d_3 = 1,5 \cdot 38 = 57 \text{ мм}$ ,  $d_{cm} = 1,6d_3 + 10 = 1,6 \cdot 38 + 10 = 67 \text{ мм}$  (табл. 4.3).

Зубчатые колеса и звездочку устанавливаем на валу с натягом совместно со шпоночным соединением призматической шпонкой.

Косозубые колеса образуют разделенный шеврон с общим осевым усилием на валу  $F_{a\Sigma} = 0$ . Поэтому устанавливаем в опорах вала шарикоподшипники радиальные однорядные легкой серии 208 ГОСТ 8338-75 с размерами  $d \times D \times B = 40 \times 80 \times 18$  нормального класса точности – 0 [2, с.380]. Правую опору выполняем как шарнирно-неподвижную – фиксируем правый подшипник буртиком корпуса редуктора и привертной крышкой. Крышки обоих подшипников выполняем с индивидуальными размерами.

Зубья зубчатых колес смазываем частичным погружением колес в масляную ванну в картере редуктора. Подшипники смазываем путем разбрызгивания части масла вращающимися колесами. Проверяем условие надежности такого способа смазки по величине окружной скорости колес по формуле (4.2):

$$v_{окр} = \frac{\pi d_4 n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 201 \cdot 230}{60 \cdot 10^3} = 2,42 \text{ м/с} > 1 \text{ м/с}, \text{ условие выполняется.}$$

В крышке правого подшипника устанавливаем уплотнение – манжету 1-50×70 ГОСТ 8752-79 (табл. 4.6), так как окружная скорость на поверхности втулки  $\varnothing 50$  под манжетой  $v_{окр} = \frac{\pi d_{эм} n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 50 \cdot 230}{60 \cdot 10^3} \cong 0,6 \text{ м/с} < 10 \text{ м/с}$ .

Обеспечиваем осевые зазоры:

- между торцевыми поверхностями зубчатых колес и внутренними стенками корпуса редуктора  $\Delta = \sqrt[3]{L} + 4 = \sqrt[3]{107} + 4 = 8,75 \text{ мм}$ , где  $L = 107 \text{ мм}$  – расстояние между внешними поверхностями полушевронов (рис. 4). Принимаем  $\Delta = 10 \text{ мм}$ ;

- между торцевыми поверхностями полушевронов и торцами зубчатого колеса соседней передачи  $\Delta_1 = 9 \text{ мм}$ ;

- между внутренними боковыми поверхностями корпуса редуктора и торцевыми поверхностями колес подшипников  $\Delta_2 = 7 \text{ мм}$ .

Осевые размеры вала составят (рис. 4):

$$l_1 = l_3 = \frac{B}{2} + \Delta_2 + \Delta + \frac{b_w}{2} = \frac{18}{2} + 7 + 10 + \frac{32}{2} = 42 \text{ мм};$$

$$l_2 = b_w + 2\Delta_1 + b_{wc} = 32 + 2 \cdot 9 + 25 = 75 \text{ мм}; \quad l_4 \cong 80 \text{ мм}.$$

Разработанная конструкция узла вала достаточно технологична в изготовлении и обеспечивает простую технологию его сборки и разборки.

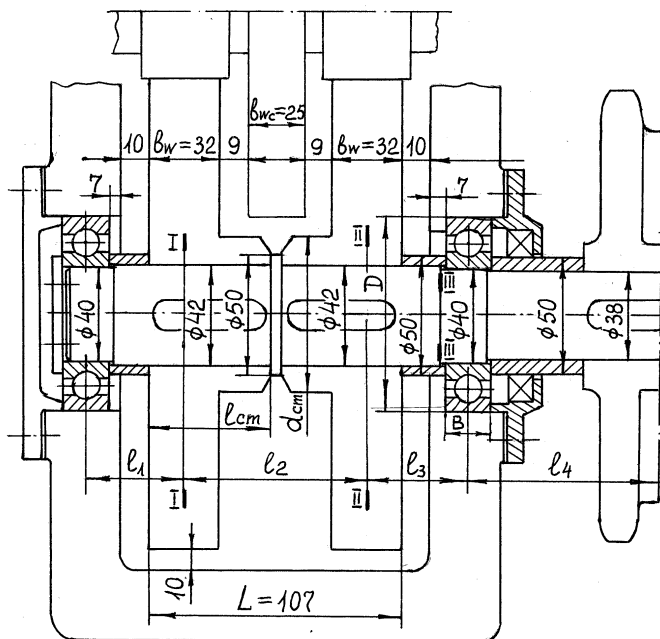


Рис. 4.2. Эскиз конструкции вала

### 3. Проверочный расчет вала на прочность

3.1. Составляем пространственную расчетную схему нагружения вала (рис. 4.5а) и указываем на ней векторы приложенных к зубчатым колесам сил  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$  и вектор силы  $F_y$  на звездочке цепной передачи. Опору  $D$  принимаем за шарнирно-неподвижную, опору  $A$  – за шарнирно-подвижную.

3.2. Составляем расчетные схемы вала в горизонтальной  $XAZ$  и вертикальной  $YAZ$  плоскостях (рис. 5б, в).

3.3. Определяем реакции опор в плоскости  $XAZ$  (рис. 5б):

$$\sum M_{AX} = 0; F_t \cdot l_1 + F_t(l_1 + l_2) + R_{DX}(l_1 + l_2 + l_3) - F_y(l_1 + l_2 + l_3 + l_4),$$

$$\text{откуда } R_{DX} = \frac{F_t l_1 + F_t(l_1 + l_2) - F_y(l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_1 + l_2 + l_3} =$$

$$= \frac{-1500 \cdot 42 - 1500(42 + 75) + 2900 \cdot (42 + 75 + 42 + 80)}{42 + 75 + 42} = 2860 \text{ H};$$

$$\sum M_{DX} = 0; R_{AX}(l_1 + l_2 + l_3) - F_t(l_2 + l_3) - F_t l_3 - F_y l_4 = 0,$$

$$\text{откуда } R_{AX} = \frac{F_t(l_2 + l_3) + F_t l_3 + F_y l_4}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{1500(75 + 42) + 1500 \cdot 42 + 2900 \cdot 80}{42 + 75 + 42} = 2960$$

H.

Проверка:  $\sum X = 0$ ;

$$R_{AX} - F_t - F_t - R_{DX} + F_y = 2960 - 1500 - 1500 - 2860 + 2900 = 0 \quad -$$

выполняется.

Определяем реакции опор в плоскости  $YAZ$  (рис. 4.5в):

$$\sum M_{AY} = 0; -F_r l_1 - F_r(l_1 + l_2) + R_{DY}(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

$$\text{откуда } R_{DY} = \frac{F_r l_1 + F_r(l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{539 \cdot 42 + 539(42 + 75)}{42 + 75 + 42} = 593 \text{ H}.$$

$$M_{DY} = 0; -R_{AY}(l_1 + l_2 + l_3) + F_r(l_2 + l_3) + F_r l_3 = 0,$$

$$\text{откуда } R_{AY} = \frac{F_r(l_2 + l_3) + F_r l_3}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{593(75 + 42) + 593 \cdot 42}{42 + 75 + 42} = 593 \text{ H};$$

Проверка:  $\sum Y = 0$ ;

$$R_{AY} - F_r - F_r + R_{DY} = 593 - 593 - 593 + 593 = 0 \quad - \text{выполняется.}$$

3.4. Строим эпюры изгибающих моментов и вращающего момента по длине вала:

- изгибающие моменты в плоскости  $XAZ$  (рис. 4.5в):

в сечении  $B$   $M_{H_{BX}} = -R_{AX}l_1 = -2960 \cdot 42 = -124300 \text{ Н} \cdot \text{мм};$

в сечении  $C$

$$M_{H_{CX}} = -R_{AX}(l_1 + l_2) + F_t l_2 = -2960(42 + 75) + 1500 \cdot 75 = -233500 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

в сечении  $D$

$$M_{H_{DX}} = -R_{AX}(l_1 + l_2 + l_3) + F_t(l_2 + l_3) + F_t l_3 = -2960(42 + 75 + 42) + 1500(75 + 42) + 1500 \cdot 42 = -232000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

• изгибающие моменты в плоскости  $YAZ$  (рис. 4.5д):

в сечении  $B$  слева  $(M_{H_{BY}})_л = R_{AY}l_1 = 593 \cdot 42 = 24900 \text{ Н} \cdot \text{мм};$

в сечении  $B$  справа

$$(M_{H_{BY}})_н = R_{AY}l_1 - F_a \frac{d_4}{2} = 593 \cdot 42 - 636 \frac{200}{2} = -38700 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

в

сечении

$C$

слева

$$(M_{H_{CY}})_л = R_{AY}(l_1 + l_2) - F_r l_2 - F_a \frac{d_4}{2} = 593(42 + 75) - 593 \cdot 75 - 636 \frac{200}{2} = -38700 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\begin{aligned} \text{в сечении } C \text{ справа } (M_{H_{CY}})_н &= R_{AY}(l_1 + l_2) - F_r l_2 - F_a \frac{d_4}{2} + F_a \frac{d_4}{2} = \\ &= 593(42 + 75) - 593 \cdot 75 - 636 \frac{200}{2} + 636 \frac{200}{2} = 24900 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \end{aligned}$$

– эпюра вращающих моментов вдоль вала представлена на рис. 5е.

3.5. Определяем суммарные изгибающие моменты вала (по модулю):

• в сечении  $B$  слева

$$(M_{H_B})_л = \sqrt{(M_{H_{BX}})^2 + (M_{H_{BY}})_л^2} = \sqrt{124300^2 + 24900^2} = 126700 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

• в сечении  $B$  справа

$$(M_{H_B})_н = \sqrt{(M_{H_{BX}})^2 + (M_{H_{BY}})_н^2} = \sqrt{124300^2 + 38700^2} = 129800 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

• в сечении  $C$  слева

$$(M_{H_C})_л = \sqrt{(M_{H_{CX}})^2 + (M_{H_{CY}})_л^2} = \sqrt{233500^2 + 38700^2} = 236500 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

• в сечении  $C$  справа

$$(M_{H_C})_н = \sqrt{(M_{H_{CX}})^2 + (M_{H_{CY}})_н^2} = \sqrt{233500^2 + 24900^2} = 234700 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

• в сечении  $D$   $M_{HD} = M_{H_{DX}} = 23200 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$

3.6. Уточняем диаметр вала в наиболее нагруженном сечении  $C$  по формуле (3):

- эквивалентный момент в сечении  $C$  слева

$$M_{C_{\text{эв}}} = \sqrt{(M_{H_C})^2 + 0,75 \cdot T_3^2} = \sqrt{236500^2 + 0,75 \cdot 300000^2} = 351000 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

• диаметр вала при допускаемом напряжении на изгиб  $[\sigma_{-1}]_u = 53 \text{ МПа}$  (табл. 4.1)

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_{C_{\text{эв}}}}{0,1[\sigma_{-1}]_u}} = \sqrt[3]{\frac{351000}{0,1 \cdot 53}} = 40,5 \text{ мм},$$

что близко к принятому в компоновке вала значению  $d_1 = 42 \text{ мм}$ . Окончательно принимаем в сечении  $C$   $d_1 = 42 \text{ мм}$ .

3.7. Определяем запасы сопротивления усталости в опасных сечениях вала (рис. 4):

- в сечении I – I, ослабленном шпоночным пазом и посадкой зубчатого колеса на вал с гарантированным натягом;
- в сечении II – II, аналогичном сечению I – I;
- в сечении III – III (рядом с подшипником), ослабленном галтелью радиусом  $r = 1 \text{ мм}$  для выхода шлифовального круга (табл. 4.10).

Принятые для проверки сечения вала являются также высоконагруженными.

3.7.1. Для сечения I – I:

- амплитудное напряжение изгиба

$$\sigma_a = \frac{(M_{H_B})_n}{0,1d_1^3} = \frac{129800}{0,1 \cdot 42^3} = 17,55 \text{ МПа}, \text{ среднее напряжение } \sigma_m = 0;$$

- амплитудное и среднее напряжения кручения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{0,5T_3^1}{0,2d_1^3} = \frac{0,5 \cdot 150000}{0,2 \cdot 42^3} = 5,58 \text{ МПа};$$

- пределы выносливости материала вала:

$$\sigma_{-1} = 0,4\sigma_s = 0,4 \cdot 520 = 208 \text{ МПа}, \quad \tau_{-1} = 0,2\sigma_s = 0,2 \cdot 520 = 104 \text{ МПа};$$

- коэффициенты концентрации напряжений (табл. 10)

$$K_\sigma = 2,4, \quad K_\tau = 1,8 - \text{для посадки колеса на вал с гарантированным натягом};$$

$$K_\sigma = 1,92, \quad K_\tau = 1,46 - \text{для галтели } r_2 \text{ и буртика } \varnothing 50 \text{ (табл. 3)};$$

$$K_\sigma = 1,7, \quad K_\tau = 1,46 - \text{для шпоночного паза}.$$

Расчет ведем для посадки колеса на вал с гарантированным натягом как более сильного концентратора напряжений;

- масштабный фактор  $K_d = 0,76$  (табл. 4.11);

- фактор шероховатости для шлифованного участка вала  $K_F = 1,0$  (табл. 4.12);

- коэффициенты влияния постоянных составляющих циклов напряжений изгиба и кручения

$$\psi_\sigma = 0,1, \psi_\tau = 0,05;$$

- запасы сопротивления усталости по формулам (4.6), (4.7)

$$\text{по изгибу вала } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{208}{\frac{17,55 \cdot 2,4}{0,76 \cdot 1,0}} = 3,76;$$

$$\text{по кручению вала } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{104}{\frac{5,58 \cdot 1,8}{0,76 \cdot 1,0} + 0,05 \cdot 5,58} = 7,72;$$

- общий запас сопротивления усталости по формуле (8)

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,76 \cdot 7,72}{\sqrt{3,76^2 + 7,72^2}} = 3,38 > [S]_{\min} = 1,5.$$

3.7.2. Для сечения II – II:

- амплитудное напряжение изгиба

$$\sigma_a = \frac{(M_{IIc})_a}{0,1 \cdot d_1^3} = \frac{236500}{0,1 \cdot 42^3} = 31,9 \text{ МПа, среднее напряжение } \sigma_m = 0;$$

- амплитудное и среднее напряжения кручения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{0,5 T_3}{0,2 d_1^3} = \frac{0,5 \cdot 300000}{0,2 \cdot 42^3} = 11,72 \text{ МПа};$$

- остальные параметры аналогичны параметрам в сечении I – I:  $K_\sigma = 2,4$ ;  $K_\tau = 1,8$ ;  $K_d = 0,76$ ;  $K_F = 1,0$ ;  $\psi_\sigma = 0,1$ ;  $\psi_\tau = 0,05$  (табл. 11, 12);

- запасы сопротивления усталости по формулам (6), (7)

$$\text{по изгибу вала } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{208}{\frac{31,9 \cdot 2,4}{0,76 \cdot 1,0}} = 2,07;$$

$$\text{по кручению вала } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{104}{\frac{11,72 \cdot 1,8}{0,76 \cdot 1,0} + 0,05 \cdot 11,72} = 3,68;$$

- общий запас сопротивления усталости по формуле (8)

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2,07 \cdot 3,68}{\sqrt{2,07^2 + 3,68^2}} = 1,81 > [S]_{\min} = 1,5.$$

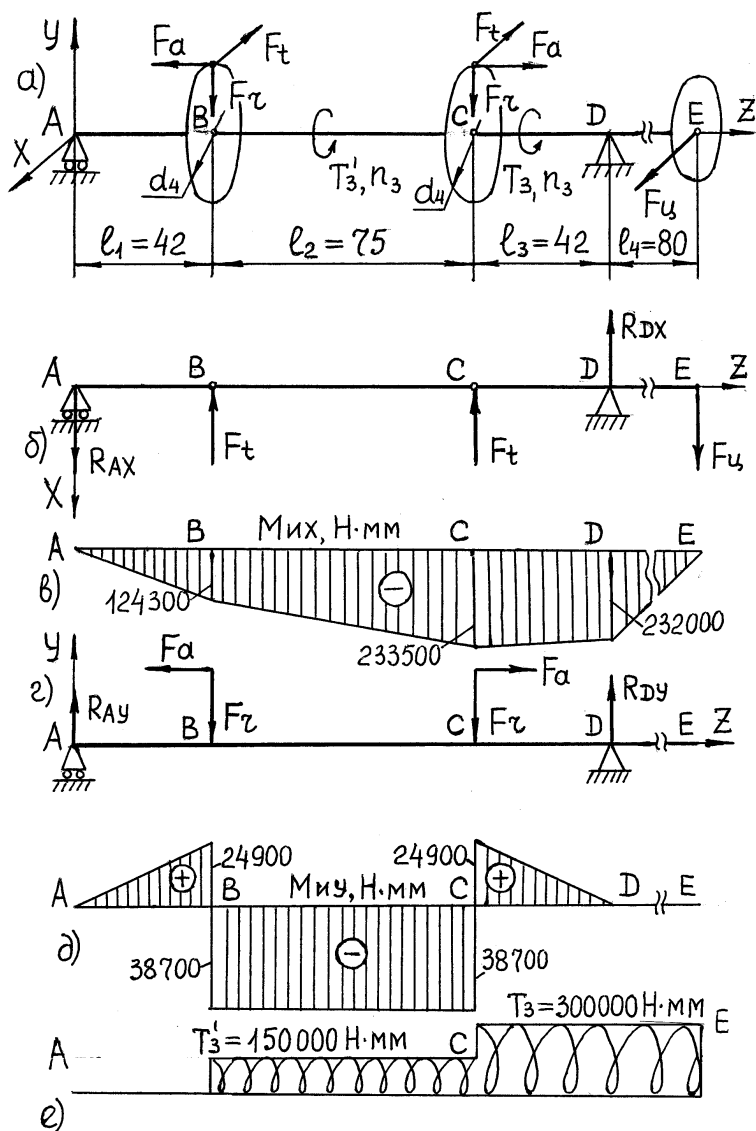


Рис. 4.3

3.7.3. Для сечения III – III:

- амплитудное напряжение изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{III}}}{0,1d_2^3} = \frac{232000}{0,1 \cdot 40^3} = 36,2 \text{ МПа}, \text{ среднее напряжение } \sigma_m = 0;$$

- амплитудное и среднее напряжения кручения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{0,5T_3}{0,2d_2^3} = \frac{0,5 \cdot 300000}{0,2 \cdot 40^3} = 5,86 \text{ МПа};$$



- $K_\sigma = 2,45$ ,  $K_\tau = 1,8$  для отношений  $\frac{r}{d_2} = \frac{1}{40} = 0,025$  и  $\frac{d_1}{d_2} = \frac{42}{40} = 1,05$

(табл. 10);

- масштабный фактор  $K_d \cong 0,77$  (табл. 4.11);

• остальные параметры аналогичны параметрам в сечении II – II:  
 $K_F = 1,0$ ;  $\psi_\sigma = 0,1$ ;  $\psi_\tau = 0,05$ ;

- запасы сопротивления усталости по формулам (4.6), (4.7)

$$\text{по изгибу вала } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{208}{\frac{36,2 \cdot 2,45}{0,77 \cdot 1,0}} = 1,81;$$

$$\text{по кручению вала } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{104}{\frac{5,86 \cdot 1,8}{0,77 \cdot 1,0} + 0,05 \cdot 5,86} = 7,43;$$

- общий запас сопротивления усталости по формуле (4.8)

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{1,81 \cdot 7,43}{\sqrt{1,81^2 + 7,43^2}} = 1,76 > [S]_{\min} = 1,5.$$

3.8. Проверяем статистическую прочность вала при пуске электродвигателя привода.

Проверку выполняем для сечений II – II и III – III как более напряженных. Так как пусковой момент  $T_{\text{пуск}} = 2T_3$ , то усилия  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$  на зубчатом колесе и  $F_u$  на ведущей звездочке цепной передачи увеличиваются в 2 раза. Суммарные изгибающие моменты вала:

- в сечении II – II  $(M_{IC})_{\text{пуск}} = 2 \cdot (M_{IC})_a = 2 \cdot 236500 = 473000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ ;
- в сечении III – III  $(M_{ID})_{\text{пуск}} = 2 \cdot M_{ID} = 2 \cdot 232000 = 464000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ .

Напряжения изгиба вала:

- в сечении II – II  $(\sigma_{IC})_{\text{пуск}} = \frac{(M_{IC})_{\text{пуск}}}{0,1 d_1^3} = \frac{473000}{0,1 \cdot 42^3} = 64 \text{ МПа}$ ;
- в сечении III – III  $(\sigma_{ID})_{\text{пуск}} = \frac{(M_{ID})_{\text{пуск}}}{0,1 d_1^3} = \frac{464000}{0,1 \cdot 40^3} = 72,5 \text{ МПа}$ .

Напряжения кручения:

- в сечении II – II  $(\tau_{KC})_{\text{пуск}} = \frac{2T_3}{0,2 d_1^3} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 42^3} = 40,5 \text{ МПа}$ ;
- в сечении III – III  $(\tau_{KD})_{\text{пуск}} = \frac{2T_3}{0,2 d_1^3} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40^3} = 46,9 \text{ МПа}$ .

Эквивалентные напряжения по формуле (9)

- в сечении II – II

$$\sigma_{Сэ\kappa} = \sqrt{(\sigma_{IC})_{\text{пуск}}^2 + 3(\tau_{KC})_{\text{пуск}}^2} = \sqrt{64^2 + 3 \cdot 40,5^2} = 95 \text{ МПа};$$

- в сечении III – III

$$\sigma_{Dэ\kappa} = \sqrt{(\sigma_{ID})_{\text{пуск}}^2 + 3(\tau_{KD})_{\text{пуск}}^2} = \sqrt{75,5^2 + 3 \cdot 46,9^2} = 109 \text{ МПа}.$$

В обоих сечениях напряжения меньше допускаемого

$[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 300 = 240 \text{ МПа}$ . Статистическая прочность вала обеспечена.

### 3.9. Проверяем жесткость вала

3.9.1. Для зубчатых зацеплений опасным является прогиб вала под зубчатыми колесами, а для подшипников в опорах *A* и *D* – большой угол поворота поперечных сечений в них.

Принимаем на участке  $l_{\Sigma} = l_1 + l_2 + l_3 = 42 + 75 + 42 = 159 \text{ мм}$  средний диаметр вала  $d_{cp1} = 42 \text{ мм}$ , а на участке  $l_4 = 80 \text{ мм}$   $d_{cp2} = 40 \text{ мм}$ .

Находим осевые моменты инерции сечения вала:

- на участке  $l_{\Sigma} = 159 \text{ мм}$   $J_{\Sigma} = \frac{\pi d_{cp1}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 42^4}{64} = 153000 \text{ мм}^4$ ;

- на участке  $l_4 = 80 \text{ мм}$   $J_4 = \frac{\pi d_{cp2}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 40^4}{64} = 125700 \text{ мм}^4$ .

3.9.2. Углы поворота поперечных сечений вала в опорах *A* и *D* от сил  $F_t$  и  $F_u$  в плоскости XAZ (табл. 4.13):

- в опоре *A*

$$\begin{aligned} \theta_{AX} &= \frac{F_t l_1 (l_2 + l_3)(l_{\Sigma} + l_2 + l_3)}{6EJ_{\Sigma} l_{\Sigma}} + \frac{F_t (l_1 + l_2) l_3 (l_{\Sigma} + l_3)}{6EJ_{\Sigma} l_{\Sigma}} + \frac{F_u l_4 l_{\Sigma}}{6EJ_{\Sigma}} = \\ &= \frac{1500 \cdot 42(75 + 42)(159 + 75 + 42)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{1500(42 + 75) \cdot 42(159 + 42)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{2900 \cdot 80 \cdot 159}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000} = \\ &= 30,63 \cdot 10^{-5} \text{ рад}; \end{aligned}$$

- в опоре *D*

$$\begin{aligned} \theta_{DX} &= \frac{F_t (l_1 + l_2) l_3 (l_{\Sigma} + l_1 + l_2)}{6EJ_{\Sigma} l_{\Sigma}} + \frac{F_t l_1 (l_2 + l_3)(l_{\Sigma} + l_1)}{6EJ_{\Sigma} l_{\Sigma}} + \frac{F_u l_4 l_{\Sigma}}{3EJ_{\Sigma}} = \\ &= \frac{1500(42 + 75) \cdot 42(159 + 42 + 75)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{1500 \cdot 42(75 + 42)(159 + 42)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{2900 \cdot 80 \cdot 159}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000} = \\ &= 49,76 \cdot 10^{-5} \text{ рад}. \end{aligned}$$

Углы поворота поперечных сечений в опорах  $A$  и  $D$  от сил  $F_r$  в плоскости YAZ:

- в опоре  $A$   $\theta_{AY} = \frac{F_r l_1 (l_2 + l_3)(l_\Sigma + l_2 + l_3)}{6EJ_\Sigma l_\Sigma} + \frac{F_r (l_1 + l_2) l_3 (l_\Sigma + l_3)}{6EJ_\Sigma l_\Sigma} =$   
 $= \frac{593 \cdot 42 (75 + 42)(159 + 75 + 42)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{593 (42 + 75) \cdot 42 (159 + 42)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} = 4,53 \cdot 10^{-5} \text{ рад};$

- в опоре  $D$   $\theta_{DY} = \frac{F_r l_1 (l_2 + l_3)(l_\Sigma + l_1)}{6EJ_\Sigma l_\Sigma} + \frac{F_r (l_1 + l_2) l_3 (l_\Sigma + l_1 + l_2)}{6EJ_\Sigma l_\Sigma} =$   
 $= \frac{593 \cdot 42 (75 + 42)(159 + 42)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{593 (42 + 75) \cdot 42 (159 + 42 + 75)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} = 4,53 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$

От сосредоточенных моментов сил  $F_a$  углы поворота сечений незначительны и их не учитываем.

Суммарные углы поворота поперечных сечений:

- в опоре  $A$

$$\theta_A = \sqrt{\theta_{AX}^2 + \theta_{AY}^2} = \sqrt{(30,63 \cdot 10^{-5})^2 + (4,53 \cdot 10^{-5})^2} = 31 \cdot 10^{-5} \text{ рад};$$

- в опоре  $D$

$$\theta_D = \sqrt{\theta_{DX}^2 + \theta_{DY}^2} = \sqrt{(49,76 \cdot 10^{-5})^2 + (4,53 \cdot 10^{-5})^2} = 50 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$$

Полученные углы поворота сечений вала значительно меньше допускаемого для радиальных шариковых подшипников  $[\theta] = 0,005 \text{ рад}.$

3.9.3. Находим прогиб вала от сил  $F_t$  и  $F_y$  в плоскости XAZ (табл. 4.13):

- в сечении  $B$

$$Y_{BX} = \frac{F_t l_1^2 (l_2 + l_3)^2}{3EJ_\Sigma l_\Sigma} + \frac{F_t l_1 l_3 (l_\Sigma^2 - l_1^2 - l_3^2)}{6EJ_\Sigma l_\Sigma} + \frac{F_y l_1 l_4 (l_\Sigma^2 - l_1^2)}{6EJ_\Sigma l_\Sigma} =$$

$$= \frac{1500 \cdot 42^2 \cdot (75 + 42)^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{1500 \cdot 42 \cdot 42 \cdot (159^2 - 42^2 - 42^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{2900 \cdot 42 \cdot 80 \cdot (159^2 - 42^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} =$$

$$= 11,73 \cdot 10^{-3} \text{ мм};$$

- в сечении  $C$

$$Y_{CX} = \frac{F_t l_1 l_3 (l_\Sigma^2 - l_1^2 - l_3^2)}{6EJ_\Sigma l_\Sigma} + \frac{F_t l_3^2 (l_1 + l_2)^2}{3EJ_\Sigma l_\Sigma} + \frac{F_y l_4 [l_\Sigma^2 - (l_1 + l_2)^2]}{6EJ_\Sigma l_\Sigma} =$$

$$= \frac{1500 \cdot 42 \cdot 42 \cdot (159^2 - 42^2 - 42^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{1500 \cdot 42^2 \cdot (42 + 75)^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{2900 \cdot 80 \cdot [159^2 - (42 + 75)^2]}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} =$$

$$= 5,13 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Прогиб вала от сил  $F_r$  в плоскости YAZ:

- в сечении  $B$   $Y_{BY} = \frac{F_r l_1^2 (l_2 + l_3)^2}{3EJ_{\Sigma} l_{\Sigma}} + \frac{F_r l_1 l_3 (l_{\Sigma}^2 - l_1^2 - l_3^2)}{6EJ_{\Sigma} l_{\Sigma}} =$   
 $= \frac{593 \cdot 42^2 \cdot (75 + 42)^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{593 \cdot 42 \cdot 42 \cdot (159^2 - 42^2 - 42^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} = 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ мм};$

- в сечении  $C$   $Y_{CY} = \frac{F_r l_1 l_3 (l_{\Sigma}^2 - l_1^2 - l_3^2)}{6EJ_{\Sigma} l_{\Sigma}} + \frac{F_r (l_1 + l_2)^2 l_3^2}{3EJ_{\Sigma} l_{\Sigma}} =$   
 $= \frac{593 \cdot 42 \cdot 42 (159^2 - 42^2 - 42^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} + \frac{593 \cdot (42 + 75^2) 42^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 153000 \cdot 159} = 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$

От сосредоточенных моментов в сечениях  $B$  и  $C$  прогибы вала невелики и их не учитываем.

Суммарные прогибы вала:

- в сечении  $B$

$$Y_B = \sqrt{Y_{BX}^2 + Y_{BY}^2} = \sqrt{(1,173 \cdot 10^{-3})^2 + (1,68 \cdot 10^{-3})^2} = 1,185 \cdot 10^{-3} \text{ мм};$$

- в сечении  $C$

$$Y_C = \sqrt{Y_{CX}^2 + Y_{CY}^2} = \sqrt{(5,13 \cdot 10^{-3})^2 + (1,68 \cdot 10^{-3})^2} = 5,4 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Так как допускаемый прогиб вала  $[Y] = 0,01 m_n = 0,01 \cdot 2,5 = 0,025 \text{ мм}$  больше фактического для обоих колес, то нормальная работа зубчатых зацеплений обеспечена.

В целом жесткость вала достаточно высокая.

## **5 ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ**

### **5.1. Общая методика проектирования опор валов и осей**

В качестве опор валов и осей применяют подшипники. Они воспринимают приложенные к валам (осям) нагрузки и обеспечивают заданное положение их оси вращения. В настоящее время в узлах машин наиболее распространены подшипники качения. Проектирование узлов с такими подшипниками включает в себя три основных этапа:

1. Разработка эскизов конструкции подшипниковых опор вала (оси) с предварительным выбором типоразмера (типа и серии) подшипников.

2. Составление расчетной схемы нагружения подшипников и проверочный расчет подшипников на долговечность (ресурс) и статическую грузоподъемность. Корректировка, при необходимости, типоразмера подшипников.

3. Назначение класса точности, способа регулировки, посадок подшипников, выбор системы смазки и смазочного материала.

Очень важным при проектировании опор является правильный, всесторонне обоснованный выбор типа подшипников.

### **5.2. Основы выбора подшипников качения**

Подшипники качения разных типов отличаются величиной и направлением воспринимаемой нагрузки, формой и числом рядов тел качения, способностью самоустанавливаться и фиксировать осевое положение вала (оси), жесткостью в осевом и радиальном направлениях, быстроходностью, стоимостью и точностью изготовления, необходимостью в регулировке. Сравнительная оценка подшипников по этим показателям приведена в табл. 5.1.

При выборе типа подшипников следует учитывать их особенности:

- шарикоподшипники радиальные однорядные широко применяются благодаря дешевизне, нетребовательности к точности монтажа и условиям смазки. Обычно они применяются в фиксирующих и плавающих опорах валов (осей) с легкими условиями эксплуатации, при отсутствии ударных нагрузок и значительных кратковременных перегрузок: легкие редукторы, коробки передач автомобилей, тракторов, станков, ролики конвейеров и т.д.;

- шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные могут воспринимать радиальные и небольшие осевые нагрузки любого направления. Применяются в узлах с нежесткими валами: многоопорные трансмиссионные валы, валы барабанов и звездочек конвейеров и транспортеров и т.д.;

- шарикоподшипники радиально-упорные однорядные воспринимают комбинированную радиальную и осевую нагрузки, но осевую – только в сторону борта на нагруженном кольце. Только радиальные нагрузки для них недопусти-

мы. Для нормальной работы они должны быть отрегулированы при монтаже по величине зазора путем осевого смещения одного из колец;

Таблица 5.1

Тип подшипника	Вос-при-нимае-мая нагрузка		Способность фиксировать вал		Способность самоустанавливаться при перекосах осей колец	Жесткость		Потребность в регулировке зазора при монтаже	Относительная стоимость
	Радиальная	осевая	В радиальном направлении	В осевом направлении		Радиальная	Осевая		
Шарикоподшипники радиальные однорядные (ГОСТ8338-75)	+	+1	+	+2	Допустимый перекос $\leq 15'$	Низкая	Низкая	-	1
Шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические (ГОСТ 5720-75)	+	+1	+	+2	Допустимый перекос $\leq 3^\circ$	Низкая	Низкая	-	1,15
Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (ГОСТ831-75)	+	+	+	+	-	Низкая	Низкая	+	1,80
Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75)	+	-	+	-	-	Высокая	-	-	1,2
Роликоподшипники радиальные двухрядные сферические (ГОСТ 5721-75)	+	+1	+	+2	Допустимый перекос $\leq 3^\circ$	Высокая	Низкая	-	3,0
Роликоподшипники радиально-упорные конические (ГОСТ 333-79, ГОСТ 7260-81, ГОСТ 6364-78)	+	+	+	+	-	Высокая	Высокая	+	1,3

- Примечания: 1. Предназначены в основном для радиальной нагрузки.  
 2. Точную фиксацию не обеспечивают.  
 3. Знак (+) означает «да», знак (-) – «нет».

- роликподшипники с короткими цилиндрическими роликами могут воспринимать только радиальную нагрузку. Их применяют в качестве опор жестких коротких валов, обеспечивая при этом обязательно высокую соосность посадочных мест на валу (оси) и в корпусе изделия. Часто применяются в плавающих опорах валов (осей), допускающих осевое перемещение вала (оси) в любом направлении;

- роликподшипники радиальные двухрядные сферические могут компенсировать значительную несоосность посадочных мест на валах (осях), в корпусе изделия, а также самоустанавливаться при значительных прогибах валов (осей). Обладают весьма высокой грузоподъемностью, воспринимая преимущественно радиальную и невысокую осевую нагрузки. Применяются в редукторах большой мощности, компрессорах, насосах, на валах барабанов и звездочек конвейеров и транспортеров большой мощности и т.д.;

- роликподшипники конические однорядные могут воспринимать радиальные и осевые нагрузки, обладают высокой грузоподъемностью и жесткостью, меньшей точностью и предельной частотой вращения по сравнению с шарикоподшипниками. При монтаже требуют регулировки осевого зазора. Широко применяются в тяжело нагруженных опорах с требуемой высокой точностью: цилиндрические зубчатые редукторы с закаленными зубьями колес, конические и червячные редукторы, коробки передач и шпиндели металлорежущих станков и т.д.

В любом случае при проектировании опор валов и осей применение, вместо шарикоподшипников радиальных однорядных, более дорогих подшипников других типов должно быть строго обосновано. Для этого целесообразно использовать типовые существующие конструкции подшипниковых узлов [2 с.92-125], [3, с.179-188] и следующие рекомендации:

1. Для опор валов цилиндрические прямозубых и косозубых зубчатых колес в редукторах (коробках передач) чаще всего применяют шарикоподшипники радиальные однорядные. Расстояние между такими опорами может быть любым. Одна из опор проектируется как фиксирующая вал в осевом направлении, а другая – как плавающая.

2. Вал конический шестерни, вал – червяк должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении и иметь минимальный прогиб от нагрузок. Поэтому их устанавливают чаще всего на роликподшипниках радиально-упорных конических, обладающих высокой осевой и радиальной жесткостью (табл. 1). При высоких частотах вращения этих валов ( $n > 1500$  мин<sup>-1</sup>) применяют также шарикоподшипники радиально-упорные однорядные. Оба типа подшипников могут устанавливаться по схемам «враспор» или «врастяжку» (табл. 3) с ограничением расстояния между подшипниками  $l_p \leq (6...10)d_n$ , где  $d_n$  - поса-

дочный диаметр подшипников на вал [2, с.28-31]. Валы конических и червячных колес устанавливают на аналогичных подшипниках.

3. Валы шевронных передач и передач с разделенными шевронами устанавливают на плавающих опорах – роликподшипниках радиальных с короткими цилиндрическими роликами.

По нагрузочной способности и габаритам подшипники качения разделяются на семь диаметров и ширин (ГОСТ 3478-79): сверхлегкую, особолегкую, легкую, легкую широкую, среднюю, среднюю широкую и тяжелую. В начале проектирования опор ориентируются на легкую серию подшипников.

Классы точности подшипников по ГОСТ 520-71 назначают с учетом требований точности фиксации оси вращения вала (оси), частоты вращения, вида механизма и условий его работы (табл. 5.2).

Таблица 5.2

<b>Параметры работы</b>		<b>Область применения</b>	<b>Класс точности подшипника</b>
<b>Точность вращения</b>	<b>быстроходность</b>		
Невысокая	Средняя и низкая	Изделия общего машиностроения (редукторы и др.)	0
Повышенная	Средняя и низкая	Изделия специального назначения	6,5
Высокая	Высокая	Прецизионные механизмы (станки и др.)	5,4
Особо высокая	Высокая	Прецизионные приборы (гироскопы и др.)	2

В общем машиностроении для редукторов, коробок передач и других аналогичных изделий используют подшипники качения нормального класса точности – «0».

### **5.3. Разработка эскиза конструкции подшипниковых опор вала (оси) и составление расчетной схемы нагружения подшипников**

Эскиз конструкции подшипниковых опор разрабатывают как составную часть эскиза конструкции вала (оси) в составе изделия. При разработке эскиза конструкции вала (оси) назначают диаметры посадочных участков для подшипников, их ориентировочный тип и серию (см. раздел 2), способ крепления на валу (оси) и в корпусе изделия, систему смазки. По результатам расчета вала (оси) следует, при необходимости, уточнить диаметры посадочных участков для подшипников и их размеры.



Нагрузки на подшипники определяются как реакции опор путем составления схем нагружения вала (оси) в горизонтальной  $XZ$  и вертикальной  $YZ$  плоскостях и решения для них уравнений равновесия вала (рис):

$$\begin{aligned} (\sum M_A)_{XZ} &= 0, \quad \sum X = 0; \\ (\sum M_A)_{YZ} &= 0, \quad \sum Y = 0. \end{aligned} \quad (5.1)$$

При составлении таких схем следует установить положение точек приложения опорных реакций подшипников:

- для радиальных однорядных шарико- и роликоподшипников, для шарико- и роликоподшипников двухрядных – в середине ширины их колец;
- для радиально-упорных подшипников – с учетом угла  $\alpha$  наклона к торцу подшипника площадки контакта его колец с телами качения (рис. 5.1).

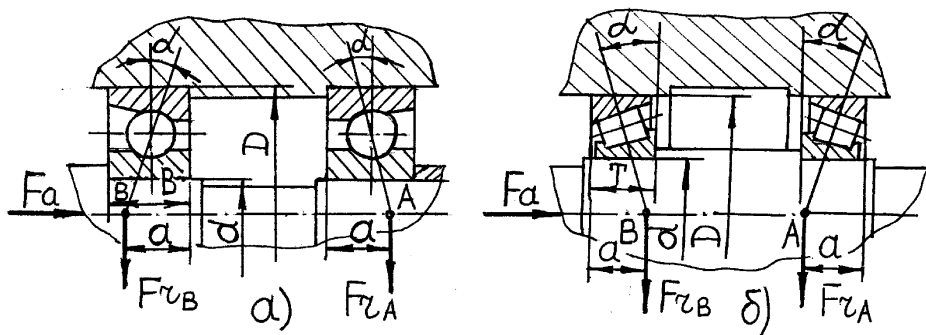


Рис. 5.1. Схема определения точек приложения опорных реакций:

- а) для шарикоподшипников радиально-упорных;
- б) для роликоподшипников радиально-упорных (конических).

Для шарикоподшипников (рис. 1, а)  $a = 0,5 \left[ B + \frac{D+d}{2} \operatorname{tg} \alpha \right]$ , для роликоподшипников (рис. 1, б)  $a = \frac{T}{2} + \left( \frac{d+D}{6} \right) \cdot l$ .

Аналогично для шарикоподшипников радиально-упорных сдвоенных  $a = 0,5 \left[ \frac{3B}{2} + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right]$ , для роликоподшипников радиально-упорных сдвоенных  $a = \frac{3T}{4} + \left( \frac{d+D}{6} \right) l$ .

В формулах:  $d$ ,  $D$ ,  $B$ ,  $T$  - внутренний, наружный диаметры и ширина колец подшипника;  $\alpha$  - номинальный угол контакта подшипника;  $l$  - безразмерный параметр, характеризующий соотношение радиального и осевого усилий в

подшипнике. Он зависит от типа подшипника, угла  $\alpha$  и качества регулировки зазора в подшипнике.

Эти величины берут из стандартов на подшипники (табл. 6, П1-П5), [5].

Решив системы уравнений (1) равновесия вала (оси), находят суммарные радиальные реакции (нагрузки) подшипников в опорах А и В:

$$F_{r_{AH}} = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}, \quad (5.2)$$

$$F_{r_{BH}} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}. \quad (5.3)$$

Эти нагрузки определяют при номинальной (наибольшей) нагрузке привода.

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок  $F_{r_{A,B}}$  возникают внутренние осевые силы, определяемые по формулам:

$$S_{A,B} = lF_{r_{A,B}} - \text{для шарикоподшипников}; \quad (5.4)$$

$$S_{A,B} = 0,83lF_{r_{A,B}} - \text{для роликоподшипников}. \quad (5.5)$$

При установке таких подшипников в опорах А и В (рис. 5.1) находят результирующие осевые нагрузки  $F_{a_{(A)}}$ ,  $F_{a_{(B)}}$  на них с учетом действия внешней осевой силы  $F_a$  от колес зубчатых, червячных передач и т.д. (табл. 5.3). При этом различают установку радиально-упорных подшипников «враспор» (рис. 5.1б), когда силы  $S_A$  и  $S_B$  направлены встречно, и «врастяжку» (рис. 5.1а), когда они направлены в противоположные стороны.

Но во всех случаях при определении осевых нагрузок подшипников должны выполняться соотношения

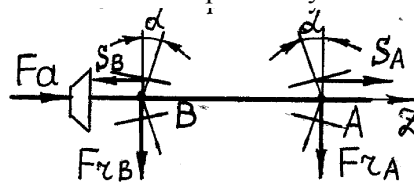
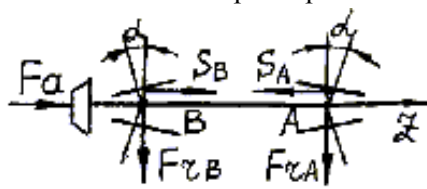
$$F_{a_{(A)}} \geq S_A, \quad F_{a_{(B)}} \geq S_B, \quad (5.6)$$

а также условие осевого равновесия вала (оси):

$$\begin{aligned} &\text{- для схемы на рис. 1а} \quad \sum Z = F_{a_{(A)}} - F_{a_{(B)}} + F_a = 0 \end{aligned} \quad (5.7)$$

$$\begin{aligned} &\text{- для схемы на рис. 1б} \quad \sum Z = F_{a_{(B)}} - F_{a_{(A)}} + F_a = 0 \end{aligned} \quad (5.8)$$

Таблица 5.3

Схема нагружения подшипников		Соотношение сил	Результирующая осевая нагрузка подшипников
Рис. 1а	<p>Схема «врастяжку»</p> 	$S_A > S_B$ , $F_a < S_A - S_B$	$F_{a(A)} = S_A$ , $F_{a(B)} = F_{a(A)} - F_a$
		$S_B > S_A$ , $F_a > 0$	$F_{a(A)} = S_A$ , $F_{a(B)} = F_{a(A)} + F_a$
Рис. 1б	<p>Схема «враспор»</p> 	$S_B \geq S_A$ , $F_a \geq 0$	$F_{a(B)} = S_B$ , $F_{a(A)} = F_{a(B)} + F_a$
		$S_A > S_B$ , $F_a \geq S_A - S_B$	$F_{a(B)} = S_B$ , $F_{a(A)} = F_{a(B)} + F_a$

После определения нагрузок на подшипники  $F_{r_A}$  и  $F_{a(A)}$ ,  $F_{r_B}$  и  $F_{a(B)}$  целесообразно уточнить тип подшипников, используя соотношение этих нагрузок (табл. 5.4).

Таблица 5.4

Отношение $\frac{F_{a(A),(B)}}{F_{r_{A,B}}}$	Конструктивное обозначение подшипника и угол контакта $\alpha$
$\leq 0,25$	Шарикоподшипники радиальные однорядные $\alpha = 0$ ГОСТ 8338-75
$0,25 \dots 0,35$	Шарикоподшипники радиальные однорядные сдвоенные $\alpha = 0$
$0,35 \dots 0,70$	Шарикоподшипники типа 36000 $\alpha = 12^\circ$ ГОСТ 831-75
$0,71 \dots 1,0$	Шарикоподшипники типа 46000 $\alpha = 26^\circ$ ГОСТ 831-75
$1,0 \dots 1,5$	Шарикоподшипники типа 66000 $\alpha = 36^\circ$ ГОСТ 831-75
$> 1,5$	Шарикоподшипники радиально-упорные сдвоенные ГОСТ 831-75
	Роликоподшипники радиально-упорные конические однорядные ГОСТ 333-79, ГОСТ 7260-81 и двухрядные ГОСТ 6364-78

## 5.4 Расчет подшипников качения

### 5.4.1. Расчетные критерии работоспособности подшипников

Основными причинами потери работоспособности подшипниками качения являются:

- усталостное разрушение (выкрашивание) рабочих поверхностей колец и тел качения под действием переменных контактных напряжений;
- износ рабочих поверхностей колец и тел качения, в особенности у шарикоподшипников, при недостаточной защите от абразивных частиц (пыли, грязи и т.п.);
- разрешение сепараторов в особенности у быстроходных шарикоподшипников;
- раскалывание колец и тел качения при больших ударных и вибрационных нагрузках, перекосах колец при монтаже;
- пластические деформации в виде лунок, вмятин на беговых дорожках колец у тяжелонагруженных тихоходных подшипников.

Современный расчет подшипников качения основан только на двух работанных критериях:

- а) расчет на долговечность (ресурс) по усталостному выкрашиванию колец и тел качения;
- б) расчет на статическую грузоподъемность по остаточным пластическим деформациям колец и тел качения.

### 5.4.2. Расчет подшипников качения на долговечность (ресурс)

При проектировании машин подшипники качения не конструируют, а подбирают из числа стандартных по методике ГОСТ 18854-73 и ГОСТ 18855-73. При этом расчеты подбираемых подшипников являются проверочными.

Подбор выполняют в последовательности:

1. На основе разработанного эскиза конструкции вала (оси) и его опор составляют расчетную схему нагружения подшипников. На ней указывают радиальные реакции (нагрузки) подшипников  $R_{AX}$ ,  $R_{AY}$ ,  $R_{BX}$ ,  $R_{BY}$  в опорах А и В и приложенную к валу осевую силу  $F_a$ . Их берут из расчетной схемы нагружения вала (оси).

2. Вычисляют суммарные радиальные нагрузки подшипников на номинальном режиме работы привода по формулам (5.2), (5.3).

3. Определяют эквивалентные нагрузки подшипников, используя графики нагрузки приводов (рис. 5.2). Для графика нагрузки на рис. 5.2а они определяются по формулам:

$$F_{r_{A,B}} = F_{r_{A,B_H}} \cdot K_E, \quad F_{a_{(A),(B)}} = F_{a_{(A),(B)_H}} \cdot K_E, \quad (5.9)$$

где  $K_E = \sqrt[3]{\frac{\sum (T_i/T_{ном})^3 t_i}{\sum t_i}}$  - коэффициент эквивалентности нагрузки.

Здесь  $T_i$ ,  $T_{ном}$  - текущий и номинальный (наибольший) вращающие моменты по графику нагрузки привода;  $t_i$ ,  $\sum t_i$  время действия моментов  $T_i$ ,  $T_{ном}$  и общее время работы подшипников (требуемая долговечность),  $r$ .

При переменной частоте  $n_i$  (мин<sup>-1</sup>) вращения вала (оси) в формулы (5.9) вместо значений  $t_i$  и  $\sum t_i$  следует подставить числа млн. оборотов подшипников на режимах  $i$   $L_i = \frac{60n_i t_i}{10^6}$  и их сумму  $\sum L_i$ .

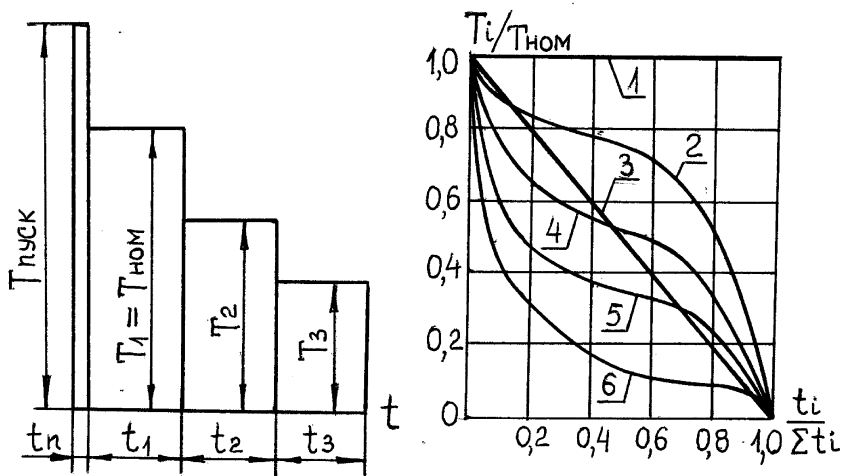


Рис. 5.2. Графики нагрузки приводов

На рис. 5.2б приведены графики типовых режимов работы машин и их приводов: 1 – постоянный, наиболее тяжелый; 2 – тяжелый – характерен для машин горно-добывающей промышленности; 3 и 4 – для транспортных машин; 5 и 6 – для универсальных металлорежущих станков.

Для этих режимов коэффициенты эквивалентности нагрузки принимают по табл. 5.5.

Таблица 5.5

Режим работы привода	1	2	3	4	5	6
$K_E$	1,0	0,80	0,63	0,56	0,50	0,40

4. Для радиально-упорных подшипников из стандарта выписывают значение статической грузоподъемности  $C_0$  и находят величину параметра осевой нагрузки  $l$  (табл. 5.6). Определяют внутренние осевые составляющие нагрузок  $S_A$  и  $S_B$  по формулам (5.4), (5.5). Для шарикоподшипников радиальных однорядных и роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами принимают  $S_{A,B} = 0$ .

5. Находят результирующие осевые нагрузки  $F_{a(A)}$ ,  $F_{a(B)}$  радиально-упорных подшипников (табл. 5.3), проверяя соблюдение условий (5.6-5.8).

6. Уточняют тип подшипников на основе отношений величин осевой и радиальной нагрузок на них  $\frac{F_{a(A),(B)}}{F_{r_{A,B}}}$  (табл. 5.4).

7. Вычисляют эквивалентные динамические радиальные нагрузки подшипников:

- для шарикоподшипников радиальных однорядных, шарико- и роликоподшипников радиально-упорных

$$P_{E_{A,B}} = (XVF_{r_{A,B}} + YF_{a(A),(B)})K_{\delta}K_T, \quad (5.10)$$

- для роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$P_{E_{A,B}} = VF_{r_{A,B}}K_{\delta}K_T. \quad (5.11)$$

В формулах  $F_{r_{A,B}}$ ,  $F_{a(A),(B)}$  - эквивалентные радиальная и осевая нагрузки подшипника;  $X$ ,  $Y$  - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 5.6);  $V$  - коэффициент вращения;  $V=1$  - при вращении внутреннего кольца у подшипника;  $V=1,2$  при вращении наружного колеса;  $K_{\delta}$  - коэффициент безопасности (табл. 5.7);  $K_T$  - температурный коэффициент (табл. 5.8).

Таблица 5.6

Тип подшипника	$\alpha$ , град	$\frac{F_a}{C_0}$	$l$	$F_a/VF_r \leq l$		$F_a/VF_r > l$	
				X	Y	X	Y
Шарикоподшипник радиальный одно- рядный	0	0,014 0,028 0,056 0,084 0,110 0,170 0,280 0,420 0,56	0,19 0,22 0,26 0,28 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44	1	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00
Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный тип 36000	12	0,014 0,029 0,057 0,086 0,110 0,170 0,290 0,430 0,570	0,30 0,34 0,37 0,41 0,45 0,48 0,52 0,54 0,54	1	0	0,46	1,81 1,62 1,46 1,34 1,22 1,13 1,04 1,01 1,00
Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный тип 4600036	26	-	0,68	1	0	0,41	0,87
Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный тип 66000	36	-	0,99	1	0	0,36	0,64
Роликоподшипники радиально-упорные конические одно- рядные	-	-	Табл.П3 (1,5tg $\alpha$ )	1	0	0,4	Табл.П3 (0,4ctg $\alpha$ )
Роликоподшипники радиально-упорные конические двух- рядные	-	-		1	Табл.П5 (0,45ctg $\alpha$ )	0,67	Табл.П5 (0,67ctg $\alpha$ )
Роликоподшипники радиально-упорные конические одно- рядные с большим углом конуса	-	-	Табл.П4 (1,5tg $\alpha$ )	1	0	0,4	Табл.П4 (0,4ctg $\alpha$ )

Примечание: 1.  $C_0$  -статическая грузоподъемность подбираемого подшипника, Н.  
 2. Для промежуточных значений  $F_a / C_0$  коэффициенты  $l$  и  $Y$  определяют интерполяцией.

Таблица 5.7

Характер нагрузки на подшипники	$K_\delta$	Примеры машин и их приводов, устройств
1. Спокойная нагрузка без существенных толчков	1,0...1,1	Строительные и монтажные краны, ролики ленточных конвейеров, бытовое оборудование
2. Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125% от номинальной (расчетной) нагрузки	1,1...1,2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), автомобили, сельхозтехника
3. Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременная перегрузка до 150% от номинальной нагрузки	1,3...1,5	Зубчатые передачи седьмой, восьмой степени точности, редукторы всех конструкций, металлорежущие станки
4. То же в условиях повышенной надежности для круглосуточной работы	1,5...1,7	Энергетическое оборудование, локомотивы, компрессоры, центрифуги, приводы прокатного оборудования
5. Нагрузки со значительными толчками и вибрацией; кратковременные перегрузки до 200% от номинальной нагрузки	1,7...2,0	Зубчатые передачи девятой степени точности, прокатные станы, дробилки и копры, кривошипно-шатунные механизмы, приводы судового оборудования
6. Нагрузки с сильными ударами; кратковременные перегрузки до 300% от номинальной нагрузки	2,0...2,5	Ответственные круглосуточно эксплуатируемые агрегаты; крупные энергетические установки; тяжелые ковочные машины; лесопильные рамы; рабочие рольганги прокатных станов, блюмингов, слябингов

Таблица 5.8

Рабочая температура $t_p$ подшипника, °C	$\leq 100$	125	150	175	200	225	250
Коэффициент $K_t$	1	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

3. Определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипника, используя зависимость между нею и долговечностью (ресурсом) подшипника в виде



$$L = a_1 \left( \frac{C}{P_E} \right)^p, \quad (5.12)$$

где  $C$  - динамическая грузоподъемность подшипника, Н;  $L$  - ресурс, млн. оборотов кольца подшипника;  $P_E$  - эквивалентная динамическая радиальная нагрузка подшипника, Н;  $p = 3$  - для шариковых и  $p = \frac{10}{3}$  для роликовых подшипников;  $a_1$  - коэффициент вероятности безотказной работы подшипника (табл. 5.9).

Таблица 5.9

<b>Вероятность безотказной работы подшипника <math>P(t)</math></b>	0,90	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
<b>Коэффициент <math>a_1</math></b>	1,0	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Зависимость (5.12) получена испытанием подшипников на контактную усталость при частотах вращения кольца  $10 \leq n \leq n_{пред}$ .

Выразив в формуле (12) ресурс подшипника в часах  $L_h = \frac{10^6}{60n} L$ , получим из нее расчетную зависимость для динамической грузоподъемности подбираемого подшипника:

- для шарикоподшипников  $C_{mp} = P_E \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{a_1 \cdot 10^6}}$ ; (5.13)

- для роликоподшипников  $C_{mp} = P_E \sqrt[3.33]{\frac{60nL_h}{a_1 \cdot 10^6}}$ . (5.14)

По формулам (5.13), (5.14) рассчитывают величину динамической грузоподъемности при требуемом ресурсе  $L_h$  подшипника и вероятности его безотказной работы  $P(t)$ . Для подшипников большинства изделий принимают  $P(t) = 0,90$ , но для особо ответственных конструкций берут  $P(t) \geq 0,95$ .

4. По каталогу (табл. П1-П5), [5] подбирают требуемый подшипник выбранного типа на основе соотношения  $C_{кат} \approx C_{mp}$  (с небольшим запасом величины  $C_{кат}$ ), используя при этом величину посадочного диаметра  $d_n$  подшипника на валу (оси) по эскизу его компоновки. При подборе подшипника, при необходимости, корректируют его серию.

5. Определяют фактическую расчетную долговечность подшипника,  $r$

$$L_{h\phi} = \frac{10^6 \cdot a_1}{60n} \left( \frac{C_{кат}}{P_E} \right)^\alpha \quad (5.15)$$

и сравнивают ее с требуемой  $L_h$  по графику нагрузки привода машины. При выполнении условия

$$L_{h_\phi} \leq (1,5 \dots 2,0) L_h \quad (5.16)$$

необходимо выбрать другой типоразмер подшипника и повторить его расчет.

#### 4.3. Расчет подшипников качения по статической грузоподъемности

Согласно уравнению (5.12) с уменьшением требуемого ресурса  $L$  нагрузка  $P_E$  на подшипник может быть увеличена теоретически без ограничений. Практически эта нагрузка ограничена потерей статической прочности материала колец и тел качения (пределом текучести), или так называемой статической грузоподъемностью подшипника. Ее используют для подбора подшипников при частотах вращения кольца  $n < 10$  мин<sup>-1</sup>, когда усталостное разрушение колец и тел качения не возникает, а также для проверки подшипников, рассчитанных по динамической грузоподъемности.

Статическая грузоподъемность – это статическая нагрузка, которая вызывает пластическую деформацию колец и тел качения подшипника, в наиболее нагруженной точке их контакта, равную 0,0001 диаметра тела качения.

Подбор и проверку подшипников по статической грузоподъемности выполняют в последовательности:

1. Определяют эквивалентную статическую нагрузку подшипника для максимального перегрузочного режима работы привода:

- для шарикоподшипников радиальных однорядных, радиально-упорных однорядных и двухрядных; для роликоподшипников конических однорядных и двухрядных

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (5.17)$$

но не меньше, чем  $P_0 = F_r$ ;

- для роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$P_0 = F_r. \quad (5.18)$$

В формулах:  $F_r$ ,  $F_a$  – максимальные радиальная и осевая нагрузки подшипника, Н;  $X_0$ ,  $Y_0$  – коэффициенты радиальной и осевой статической нагрузок (табл. 5.10).

Таблица 5.10

Тип подшипника	$\alpha$ , град	$X_0$	$Y_0$
Шарикоподшипник радиальный однорядный	0	0,6	0,5
Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный типа 36000	12	0,5	0,46
Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный типа 46000	26	0,5	0,37
Роликоподшипник конический однорядный	-	0,5	Табл. ПЗ, П4 ( $0,22\text{ctg}\alpha$ )
Роликоподшипник конический двухрядный	-	0,5	Табл. П5 ( $0,44\text{ctg}\alpha$ )

2. Проверяют подшипники или подбирают по условию

$$P_0 \leq C_0, \quad (5.19)$$

где  $C_0$  - статическая грузоподъемность подшипника по стандарту (табл. П1-П5). При невыполнении условия (19) корректируют типоразмер подшипника.

### 5.5. Пример проектирования опор входного вала конического зубчатого редуктора

Спроектировать опоры на подшипниках качения для входного вала конического зубчатого редуктора. Частота вращения вала  $n = 955$  мин<sup>-1</sup>. Требуемая долговечность подшипников  $L_h = 20000$  ч. Рабочая температура подшипников  $t_p < 100^\circ\text{C}$ . Диаметр посадочных поверхностей вала  $d_n = 25$  мм. Радиальные длительно действующие нагрузки подшипников на номинальном режиме работы редуктора: в горизонтальной плоскости XAZ  $R_{AX} = 362$  Н,  $R_{BX} = 1760$  Н; в вертикальной плоскости YAZ  $R_{AY} = 287$  Н,  $R_{BY} = 275$  Н. Осевая сила на конической шестерне  $F_{a_n} = 632$  Н. Допускается кратковременная перегрузка до 200% от номинальной нагрузки  $T_{ном}$  при пуске редуктора. График нагрузки редуктора представлен на рис. 5.3.

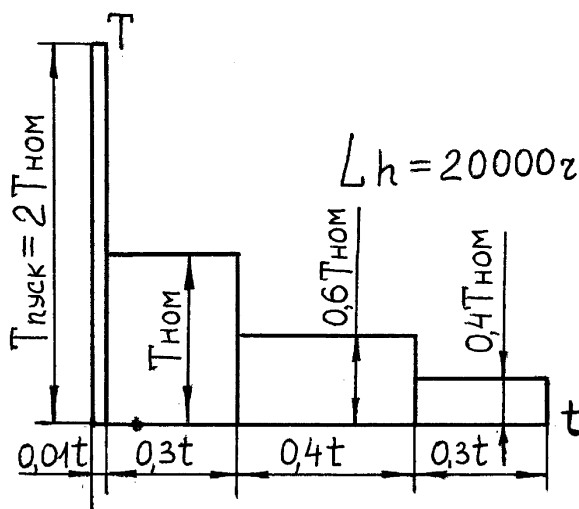


Рис. 5.3. График нагрузки редуктора

### РЕШЕНИЕ

1. Разработанные эскизы опор в составе эскиза конструкции вала представлены на рис. 5.4. В виду того, что осевая сила от конической шестерни  $F_a = 632$  Н достаточно значительна и учитывая рекомендации (см. разд. 2), на участках вала диаметром  $d_n = 25$  мм устанавливаем шарикоподшипники радиально-упорные однорядные предварительно легкой серии 36205 по ГОСТ 831-75 с размерами  $d \times D \times B = 25 \times 52 \times 15$  и углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  нормального класса точности – (). Динамическая грузоподъемность подшипников  $C = 13,1$  кН = 13100 Н, статическая грузоподъемность  $C_0 = 9,2$  кН = 9200 Н (табл. П2). Подшипники установлены по схеме «врастяжку» в едином корпусе – стакане и зафиксированы на валу в осевом направлении круглой шлицевой гайкой и многолапчатой шайбой. Наружные кольца подшипников зафиксированы буртиками (уступами) корпуса – стакана. Между их внутренними кольцами установлена точно пригнанная по длине дистанционная втулка. Этим обеспечивается точная регулировка осевого зазора в подшипниках. Подшипники смазываются жидким маслом, подаваемым в полость стакана встроенным в редуктор шестеренным насосом.

2. Разработанная на основе эскиза конструкция вала расчетная схема нагружения подшипников представлена на рис. 5.5.

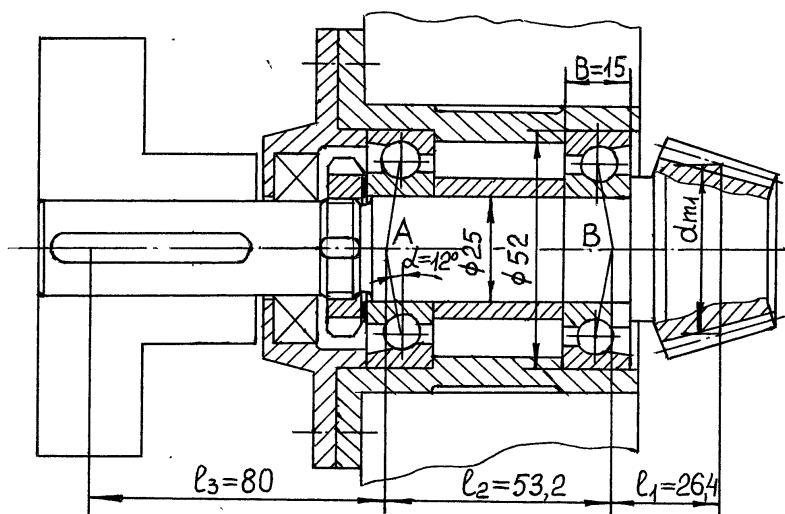


Рис. 5.4. Эскиз конструкции вала с опорами

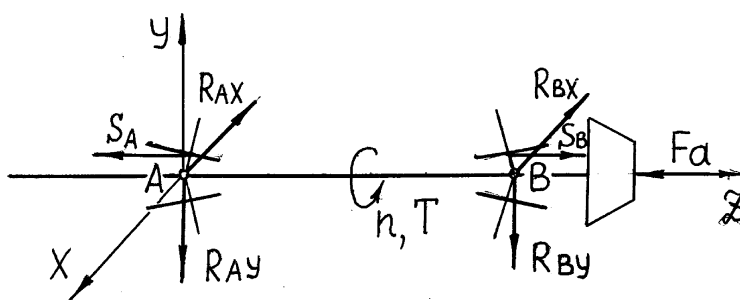


Рис. 5.5. Расчетная схема нагружения подшипников

3. Суммарные радиальные нагрузки подшипников на номинальном режиме работы редуктора по формулам (5.2), (5.3):

$$F_{r_{AH}} = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{362^2 + 287^2} = 462 \text{ Н};$$

$$F_{r_{BH}} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1760^2 + 275^2} = 1782 \text{ Н}.$$

4. Эквивалентные нагрузки подшипников по формуле (5.9):

$$F_{r_A} = F_{r_{AH}} \cdot K_E, \text{ где коэффициент эквивалентности по графику нагрузки}$$

$$\text{редуктора } K_E = \sqrt[3]{\frac{\sum (T_i / T_{ном})^3 t_i}{\sum t_i}} = \sqrt[3]{\frac{1^3 \cdot 0,3 + 0,6^3 \cdot 0,4 + 0,4^3 \cdot 0,3}{0,3 + 0,4 + 0,3}} = 0,74;$$

$$F_{r_A} = 462 \cdot 0,74 = 342 \text{ Н};$$

$$F_{r_B} = F_{r_{BH}} \cdot K_E = 1782 \cdot 0,74 = 1318 \text{ Н};$$

$$F_a = F_{a_n} \cdot K_E = 632 \cdot 0,74 = 467,5 \text{ Н.}$$

5. Находим величину параметра осевой нагрузки подшипников:

- отношение  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{467,5}{9200} = 0,0508$ ;
- параметр осевой нагрузки  $l = 0,363$  (табл. 5.6) (интерполируем линейно).

Внутренние осевые составляющие нагрузок на подшипники по формуле (5.4)

$$S_A = l F_{r_A} = 0,363 \cdot 342 = 124,2 \text{ Н};$$

$$S_B = l F_{r_B} = 0,363 \cdot 1318 = 478,5 \text{ Н.}$$

6. Результирующие осевые нагрузки подшипников для схемы «врасяжку» (табл. 5.3):

- так как  $S_B < S_A$ , принимаем  $F_{a(A)} = S_A = 124,2 \text{ Н}$ ;
- для опоры В  $F_{a(B)} = F_{a(A)} + F_a = 124,2 + 467,5 = 591,7 \text{ Н}$ .

проверяем условие равновесия вала вдоль его оси Z по формуле (7):

$$\sum Z = F_{a(A)} - F_{a(B)} + F_a = 124,2 - 591,7 - 467,5 = 0 - \text{условие выполняется.}$$

7. Уточняем тип подшипников. Находим отношения нагрузок  $\frac{F_{a(A)}}{F_{r_A}} =$

$$= \frac{124,2}{342} = 0,363, \quad \frac{F_{a(B)}}{F_{r_B}} = \frac{591,7}{1318} = 0,449, \text{ при которых окончательно принимаем подшипники типа 36000 (табл. 5.4).}$$

8. Уточняем значения параметров осевой нагрузки подшипников (табл. 5.6):

8. Уточняем значения параметров осевой нагрузки подшипников (табл. 5.6):

- для опоры А  $\frac{F_{a(A)}}{C_0} = \frac{124,2}{9200} = 0,0135, l \cong 0,296$ ;
- для опоры В  $\frac{F_{a(B)}}{C_0} = \frac{591,7}{9200} = 0,0643, l = 0,38$ .

9. Находим коэффициенты радиальной и осевой нагрузок подшипников (табл. 5.6):

- для опоры А  $\frac{F_{a(A)}}{V F_{r_A}} = \frac{124,2}{1 \cdot 342} = 0,363 > l = 0,296$ , тогда  $X = 0,46, Y \cong 1,82$ ;
- для опоры В  $\frac{F_{a(B)}}{V F_{r_B}} = \frac{591,7}{1 \cdot 1318} = 0,449 > l = 0,38$ , тогда  $X = 0,46, Y = 1,43$ .

10. Эквивалентные динамические радиальные нагрузки подшипников по формуле (5.10):

$$P_{E_A} = (XVF_{r_A} + YF_{a(A)})K_\delta K_T = (0,46 \cdot 1 \cdot 342 + 1,82 \cdot 124,2) \cdot 1,4 \cdot 1 = 537 \text{ Н};$$

$$P_{E_B} = (XVF_{r_B} + YF_{a(B)})K_\delta K_T = (0,46 \cdot 1 \cdot 1318 + 1,43 \cdot 591,7) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2030 \text{ Н},$$

где приняты  $K_\delta = 1,4$  (табл. 5.7) и  $K_T = 1$  при рабочей температуре подшипников  $t_p < 100^\circ\text{C}$  (табл. 5.8).

11. Для более нагруженной опоры В требуемая динамическая грузоподъемность подшипника по формуле (5.13)

$$C_{mp} = P_E \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{a_1 \cdot 10^6}} = 2030 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 955 \cdot 20000}{1 \cdot 10^6}} = 21250 \text{ Н},$$

где принят коэффициент вероятности безотказной работы подшипника  $a_1 = 1$  при вероятности  $P(t) = 0,9$  (табл. 5.9).

Так как динамическая грузоподъемность предварительно принятого подшипника  $36205 \text{ Н}$ ,  $C_{кат} = 13100 \text{ Н} < C_{mp} = 21250 \text{ Н}$ , устанавливаем в опорах подшипники средней серии 36305 класса точности 0, у которых  $C_{кат} = 22000 \text{ Н}$ ,  $C_0 = 16200 \text{ Н}$  (табл. П2).

12. Для окончательно принятых подшипников корректируем расчет по п.п. 5 – 10. В результате получаем для более нагруженного подшипника в опоре В:

$$\bullet \frac{F_a}{C_0} = \frac{467,5}{16200} = 0,0289, l \cong 0,34;$$

$$\bullet S_A = 0,34 \cdot 342 = 116,3 \text{ Н}, S_B = 0,34 \cdot 1318 = 448 \text{ Н},$$

$$F_{a(B)} = F_{a(A)} + F_a = 116,3 + 467,5 = 583,8 \text{ Н};$$

$$\bullet \frac{F_{a(B)}}{C_0} = \frac{583,8}{16200} = 0,0361, l = 0,348;$$

$$\bullet \frac{F_{a(B)}}{VF_{r_B}} = \frac{583,8}{1 \cdot 1318} = 0,443 > l = 0,348, X = 0,46, Y = 1,51;$$

$$\bullet P_{E_B} = (0,46 \cdot 1 \cdot 1318 + 1,51 \cdot 583,8) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2080 \text{ Н}.$$

13. Фактическая расчетная долговечность подшипника в опоре В по формуле (5.15)

$$L_{h_p} = \frac{10^6 \cdot a_1}{60n} \left( \frac{C_{кат}}{P_{E_B}} \right)^3 = \frac{10^6 \cdot 1}{60 \cdot 955} \left( \frac{22000}{2080} \right)^3 = 20650 \text{ ч, что отвечает условию}$$

проектирования опор.

14. Проверяем статическую грузоподъемность подшипника в опоре В:

- радиальная нагрузка подшипника при заданной двух кратной пусковой перегрузке привода  $F_{r_B} = 2F_{r_{Bн}} = 2 \cdot 1782 = 3564 \text{ Н}$ ,

- осевая нагрузка подшипника

$$F_{a_{(B)}} = 2F_{a_{(B)н}} = 2(S_{A_n} + F_{a_n}) = 2(lF_{r_{A_n}} + F_{a_n}) = 2(0,353 \cdot 462 + 632) = 795,2 \text{ Н}.$$

Здесь  $l = 0,353$  для отношения  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{632}{16200} = 0,039$  (табл. 5.6) при номинальном режиме нагрузке привода;

- эквивалентная статическая нагрузка подшипника по формуле (5.17)

$$P_0 = X_0 F_{r_B} + Y_0 F_{a_{(B)}} = 0,5 \cdot 3564 + 0,46 \cdot 795,2 = 2148 \text{ Н} < C_0 = 16200 \text{ Н}.$$

Статическая грузоподъемность подшипников достаточна.

### 5.6. Пример проектирования опор промежуточного вала зубчато-червячного редуктора

Спроектировать опоры на подшипниках качения для промежуточного вала зубчато-червячного редуктора. Частота вращения вала  $n = 890 \text{ мин}^{-1}$ . Требуемая долговечность подшипников  $L_h = 15000 \text{ ч}$ . Рабочая температура подшипников  $t_p < 100^\circ\text{C}$ . Диаметр посадочных участков вала  $d_n = 40 \text{ мм}$ . Радиальные длительно действующие нагрузки подшипников на номинальном режиме работы редуктора: в горизонтальной плоскости XAZ  $R_{AX} = 638 \text{ Н}$ ,  $R_{BX} = 1038 \text{ Н}$ ; в вертикальной плоскости YAZ  $R_{AY} = 707 \text{ Н}$ ,  $R_{BY} = 746 \text{ Н}$ . Осевая сила на зубчатом колесе  $F_{a_k} = 400 \text{ Н}$ , на червяке  $F_{a_r} = 4000 \text{ Н}$ . Режим нагружения редуктора – III (рис. 5.2б). Коэффициент эквивалентности нагрузки  $K_E = 0,63$  (табл. 5.5). Допускается кратковременная перегрузка подшипников до 200% от номинальной нагрузки редуктора.

#### РЕШЕНИЕ

1. Эскизы конструкции опор промежуточного вала – червяка в составе эскиза его конструкции представлены на рис. 6. Та как расстояние между опорами  $l = 520 \text{ мм}$  превосходит значение  $l_{p_{\max}} = 8d_n = 8 \cdot 40 = 320 \text{ мм}$ , то рекомендуемая установка вала на радиально-упорные шарико- или роликоподшипниках в обеих опорах не может быть использована ввиду опасности при нагреве вала защемления подшипников (при схеме «враспор») или чрезмерного увеличения осевого зазора (при схеме «врастяжку») (см. раздел 5.2).



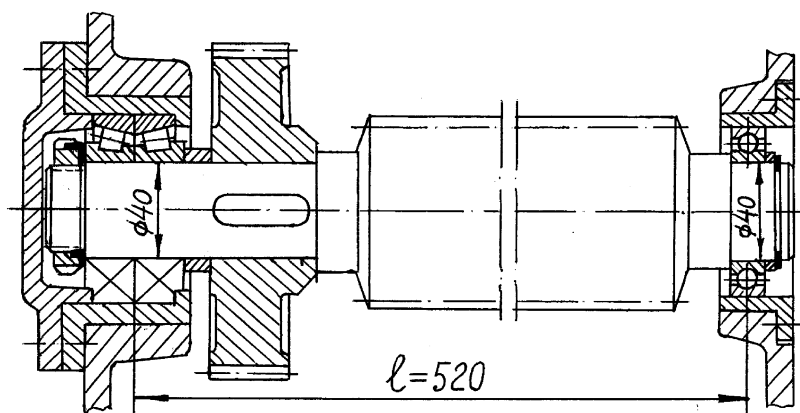


Рис. 5.6. Эскиз конструкции вала с опорами

Наиболее целесообразной является установка в левой шарнирно неподвижной опоре В роликоподшипника радиально-упорного конического двухрядного для восприятия достаточно значительных радиальной и осевой нагрузок. Менее нагруженная правая опора А может быть выполнена плавающей (шарнирно-подвижной). Устанавливаем предварительно в опоре В роликоподшипник легкой серии 97508 ГОСТ 6364-78 (табл. П5) с размерами  $d \times D \times B = 40 \times 80 \times 55$  с углом контакта  $\alpha = 14^\circ$  нормального класса точности – 0. Динамическая грузоподъемность подшипника  $C_{кат} = 93000$  Н, статическая грузоподъемности  $C_0 = 89600$  Н. В опоре А устанавливаем шарикоподшипник легкой серии 208 ГОСТ 8338-75 (табл. П1) с размерами  $40 \times 80 \times 18$  и величинами  $C_{кат} = 25000$  Н,  $C_0 = 18000$  Н. Подшипник в опоре В закреплен на валу круглой шлицевой гайкой и установлен в редукторе в отдельном корпусе - стакане. Подшипник в опоре А зафиксирован на валу пружинным упорным плоским кольцом и установлен в отверстии корпуса редуктора в стальной закаленной втулке для исключения износа поверхности отверстия при осевом смещении (плаваний) подшипника.

Оба подшипника смазываются жидким маслом из картера редуктора.

2. Расчетная схема нагружения подшипников представлена на рис. 5.7.

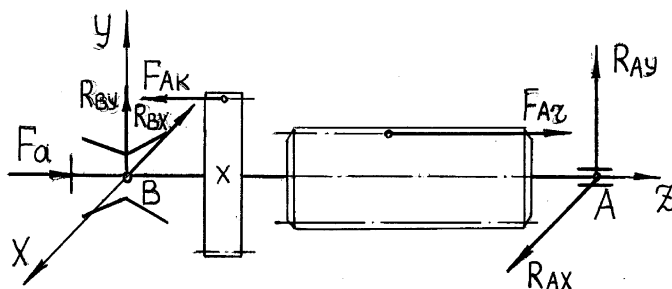


Рис. 5.7. Расчетная схема нагружения подшипников

3. Суммарные радиальные нагрузки подшипников на номинальном режиме работы редуктора по формулам (5.2), (5.3)

$$F_{r_{AH}} = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{638^2 + 707^2} = 952,5 \text{ Н};$$

$$F_{r_{BH}} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1038^2 + 746^2} = 1278 \text{ Н}.$$

Осевая нагрузка  $F_{a_n} = F_{a_r} - F_{a_k} = 4000 - 400 = 3600 \text{ Н}$ .

4. Эквивалентные нагрузки подшипников по формуле (9) при коэффициенте эквивалентности  $K_E = 0,63$  (табл. 5.5):

$$F_{r_A} = F_{r_{AH}} \cdot K_E = 952,5 \cdot 0,63 = 600 \text{ Н};$$

$$F_{r_B} = F_{r_{BH}} \cdot K_E = 1278 \cdot 0,63 = 805,5 \text{ Н};$$

$$F_{a_{(B)}} = F_{a_n} \cdot K_E = 3600 \cdot 0,63 = 2268 \text{ Н}.$$

4. Уточняем тип подшипника в опоре В. Находим отношение действующих на него нагрузок  $\frac{F_{a_{(B)}}}{F_{r_B}} = \frac{2268}{805,5} = 2,82 > 1,5$ . Согласно рекомендациям (табл. 5.4) оставляем в опоре принятый предварительно подшипник 97508.

5. Находим коэффициент радиальной и осевой нагрузок подшипника в опоре В. Для него параметр осевой нагрузки  $l = 0,38$  (табл. П5). Отношение

нагрузок  $\frac{F_{a_{(B)}}}{F_{r_B}} = \frac{2268}{805,5} = 2,82 > l = 0,38$ , тогда  $X = 0,67$  (табл. 5.6),  $Y = 2,64$  (табл. П5).

Для подшипника в опоре А  $F_{a_{(A)}} = 0$ , поэтому  $X = 1$ ,  $Y = 0$  (табл. 5.6).

6. Эквивалентные динамические радиальные нагрузки подшипников по формуле (5.10):

- в опоре А  $P_{EA} = XVF_{r_A}K_\delta K_T = 1 \cdot 1 \cdot 600 \cdot 1,4 \cdot 1 = 840 \text{ Н};$

- в опоре В

$$P_{E_B} = (XVF_{r_B} + YF_{a(B)})K_{\delta}K_T = (0,67 \cdot 1 \cdot 805,5 + 2,64 \cdot 2268)1,4 \cdot 1 = 9150 \text{ Н},$$

где приняты  $K_{\delta} = 1,4$  (табл. 5.7) и  $K_T = 1$  при рабочей температуре подшипников  $t_p < 100^{\circ}\text{C}$  (табл. 5.8).

7. Фактическая расчетная долговечность подшипников по формуле (15):

- в опоре А:  $L_{h_A} = \frac{10^6 \cdot a_1}{60 \cdot n} \left( \frac{C_{кат}}{P_{E_A}} \right)^3 = \frac{10^6 \cdot 1}{60 \cdot 890} \left( \frac{25000}{840} \right)^3 = 49500 \text{ ч};$
- в опоре В:  $L_{h_B} = \frac{10^6 \cdot a_1}{60 \cdot n} \left( \frac{C_{кат}}{P_{E_B}} \right)^{3,33} = \frac{10^6 \cdot 1}{60 \cdot 890} \left( \frac{93000}{9150} \right)^{3,33} = 42400 \text{ ч},$

где принят коэффициент вероятности безотказной работы подшипников  $a_1 = 1$  при вероятности  $P(t) = 0,9$  (табл. 5.9).

Расчетная долговечность обоих подшипников превосходит требуемую  $L_h = 15000 \text{ ч}$  соответственно в 3,3 и 2,8 раза при допустимом превышении в 1,5...2,0 раза. Поэтому целесообразно подобрать менее долговечные подшипники.

8. Намечаем для установки:

- в опоре А – шарикоподшипник радиальный однорядный сверхлегкой серии 1000908 ГОСТ 8338-75 (табл. П1) с размерами  $d \times D \times B = 40 \times 62 \times 12$  и величинами  $C_{кат} = 9540 \text{ Н}$ ,  $C_0 = 7040 \text{ Н}$  нормального класса точности – 0.

- в опоре В – два роликоподшипника радиально-упорных конических легкой серии 7208 ГОСТ 333-79 (табл. П3) с размерами  $d \times D \times B = 40 \times 80 \times 20$ , углом контакта  $\alpha = 14^{\circ}$  и величинами  $C_{кат} = 42400 \text{ Н}$ ,  $C_0 = 32700 \text{ Н}$  нормального класса точности – 0. Подшипники устанавливаем по схеме «врастяжку» (рис. 5.7).

9. Расчетная долговечность подшипника в опоре А:

$$L_{h_A} = \frac{10^6 \cdot a_1}{60 \cdot n} \left( \frac{C_{кат}}{P_{E_A}} \right)^3 = \frac{10^6 \cdot 1}{60 \cdot 890} \left( \frac{9540}{840} \right)^3 = 27500 \text{ ч}, \text{ что соответствует ре-}$$

комендациям (превышает требуемую долговечность в 1,84 раза). Здесь  $P_{E_A} = 840 \text{ Н}$  – по п. 6.

Так как два роликоподшипника в опоре В образуют единый двухрядный радиально-упорный конический подшипник, находим для него:

- $C_{\Sigma} = 1,715 C_{кат} = 1,715 \cdot 42400 = 72600 \text{ Н};$

$$C_{0_{\Sigma}} = 2C_0 = 2 \cdot 32700 = 65400 \text{ Н};$$

параметр осевой нагрузки  $l = 0,383$  (табл. ПЗ); коэффициент осевой статической нагрузки  $Y_{0\Sigma} = 2Y_0 = 2 \cdot 0,86 = 1,72$  (табл. ПЗ);

- отношение нагрузок  $\frac{F_{a(B)}}{VF_{r_B}} = \frac{2268}{805,5} = 2,82$ , что больше  $l = 0,383$ . Тогда

$$X = 0,67 \text{ (табл. 5.6), } Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha = 0,67 \operatorname{ctg} 14^\circ = 2,69 \text{ (табл. 5.6);}$$

- эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{E_B} = (XVF_{r_B} + YF_{a(B)})K_\delta K_T = (0,67 \cdot 1 \cdot 805,5 + 2,69 \cdot 2268)1,4 \cdot 1 = 9300 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность подшипника

$$L_{h_B} = \frac{10^6 \cdot a_1}{60 \cdot n} \left( \frac{C_\Sigma}{P_{E_B}} \right)^{3,33} = \frac{10^6 \cdot 1}{60 \cdot 890} \left( \frac{72600}{9300} \right)^{3,33} = 17700 \text{ ч, что соответствует условию}$$

проектирования опоры.

10. Проверяем статическую грузоподъемность подшипников по формулам (5.17), (5.19):

- в опоре А:  $P_0 = X_0 F_{r_{A_H}} + Y_0 F_{a(A)_H} = 0,6 F_{r_{A_H}}$ , поэтому принимаем  $P_0 = F_{r_{A_H}}$ , а с учетом двухкратной перегрузки  $P_0 = 2F_{r_{A_H}} = 2 \cdot 952,5 = 1905 \text{ Н} < C_0 = 18000 \text{ Н};$

- в опоре В с учетом двухкратной перегрузки:

$$P_0 = 2(X_0 F_{r_{B_H}} + Y_0 F_{a(B)_H}) = 2 \cdot (1 \cdot 1278 + 1,72 \cdot 3600) = 14936 \text{ Н} < C_{0\Sigma} = 65400 \text{ Н.}$$

Статическая грузоподъемность подшипников достаточна.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

**Сортамент прокатной стали в соответствии с ГОСТ 8239-72, 8240-72, 8509-72  
(СТ СЭВ 104-74); 8510-72 (СТ СЭВ 255-76)**

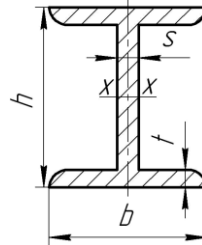


Таблица 1

№ балки	Размеры, мм				Площадь сечения, см²,А	Масса, кг 1 м	Справочные величины для осей						
	h	b	d	t			x-x				y-y		
							I <sub>x</sub> , См⁴	W <sub>x</sub> , см³	i <sub>x</sub> , см	S <sub>x</sub> , см⁴	I <sub>y</sub> , см⁴	W <sub>y</sub> , см³	i <sub>y</sub> , см
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
10	100	55	4,5	7,2	12,0	9,46	198	39,7	4,0	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	14,7	11,50	350	58,4	4,8	23,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	17,4	13,70	572	81,7	5,7	46,8	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	7,8	20,2	15,90	873	109,0	6,5	62,3	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	8,1	23,4	18,40	1290	143,0	7,4	81,4	82,6	18,40	1,88
18a	180	100	5,1	8,3	25,4	19,90	1430	159,0	7,5	89,8	114,0	22,80	2,12
20	200	100	5,2	8,4	26,8	21,00	1840	184,0	8,2	104,0	115,0	23,10	2,07
20a	200	110	5,2	8,6	28,9	22,70	2030	203,0	8,3	114,0	155,0	28,20	2,32
22	220	110	5,4	8,7	36,0	24,00	2550	232,0	9,1	131,0	157,0	28,60	2,27
22a	220	120	5,4	8,9	32,8	25,80	2790	254,0	9,2	143,0	206,0	34,30	2,50
24	240	115	5,6	9,5	34,8	27,30	3460	289,0	9,9	163,0	193,0	34,50	2,37
24a	240	125	5,6	9,8	37,5	29,40	3800	317,0	10,1	178,0	260,0	41,60	2,63

Продолжение табл. 1

27	270	125	6,0	9,8	40,2	31,50	5010	371,0	11,2	210,0	260,0	41,50	2,54
27a	270	135	6,0	10,2	43,2	33,90	5500	407,0	11,3	229,0	337,0	50,00	2,80
30	300	135	6,5	10,2	46,5	36,50	7080	472,0	12,3	268,0	337,0	49,90	2,69
30a	300	145	6,5	10,7	49,9	39,20	7780	518,0	12,5	292,0	436,0	60,10	2,95
33	330	140	7,0	11,2	53,8	42,20	9840	597,0	13,5	339,0	419,0	59,90	2,79
36	360	145	7,5	12,3	61,9	48,60	13380	743,0	14,7	423,0	516,0	71,10	2,89
40	400	155	8,3	13,0	72,6	57,00	19062	953,0	16,2	545,0	667,0	89,10	3,03
45	450	160	9,0	14,2	84,7	66,50	27696	1231,0	18,10	708,0	808,0	101,00	3,09
50	500	170	10,0	15,2	100,0	78,50	39727	1589,0	19,90	919,0	1043,0	123,00	3,23
55	550	180	11,0	16,5	118,0	92,60	55962	2035,0	21,80	1181,0	1356,0	151,00	3,39
60	600	190	12,0	17,8	138,0	108,00	76806	2560,0	23,60	1491,0	1725,0	182,00	3,54

## Приложение 2

Гиб- кость $\lambda = \frac{\mu l}{i}$	Коэффициенты $\varphi$ для различных материалов				
	сталь Ст4, 3, 2, ОС	сталь Ст5	сталь СПК	чугун	дерево
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,98	0,97	0,97	0,99
20	0,96	0,95	0,95	0,91	0,97
30	0,94	0,92	0,91	0,81	0,93
40	0,92	0,89	0,87	0,69	0,87
50	0,89	0,86	0,83	0,57	0,80
60	0,86	0,82	0,79	0,44	0,71
70	0,81	0,76	0,72	0,34	0,60
80	0,75	0,70	0,65	0,26	0,48
90	0,69	0,62	0,55	0,20	0,38
100	0,60	0,51	0,43	0,16	0,31
110	0,52	0,43	0,35	-	0,25
120	0,45	0,36	0,30	-	0,22
130	0,40	0,33	0,26	-	0,18
140	0,36	0,29	0,23	-	0,16
150	0,32	0,26	0,21	-	0,14
160	0,29	0,24	0,19	-	0,12
170	0,26	0,21	0,17	-	0,11
180	0,23	0,19	0,15	-	0,10
190	0,21	0,17	0,14	-	0,09
200	0,19	0,16	0,13	-	0,08

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Электродвигатели асинхронные серии 4А (ГОСТ 19523-74).

Исполнение закрытое обдуваемое

Тип двигателя	Номинальная мощность, Вт	Номинальная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$T_{пуск}/T_{ном}$
Синхронная частота вращения 3000 мин <sup>-1</sup>			
4A63A2Y3	370	2750	2,0
4A63B2Y3	550	2740	2,0
4A71A2Y3	750	2840	2,0
4A71B2Y3	1110	2810	2,0
4A80A2Y3	1500	2850	2,0
4A80B2Y3	2200	2850	2,0
4A90L2Y3	3000	2840	2,0
4A100S2Y3	4000	2880	2,0
4A100L2Y3	5500	2880	2,0
4A112M2Y3	7500	2900	2,0
4A132M2Y3	11000	2900	1,6
4A150S2Y3	15000	2880	1,4
4A160M2Y3	18500	2880	1,4
4A180S2Y3	22000	2880	1,4
Синхронная частота вращения 1500 мин <sup>-1</sup>			
4A63B4Y3	370	1365	2,0
4A71A4Y3	550	1390	2,0
4A71B4Y3	750	1390	2,0
4A80A4Y3	1100	1420	2,0
4A80B4Y3	1500	1415	2,0
4A90L4Y3	2200	1425	2,0
4A100S4Y3	3000	1425	2,0
4A110L4Y3	4000	1430	2,0
4A112M4Y3	5500	1445	2,0
4A132S4Y3	7500	1455	2,0
4A132M4Y3	11000	1460	1,2
4A160S4Y3	15000	1460	1,2
4A160M4Y3	18500	1465	1,2
4A180S4Y3	22000	1465	1,2

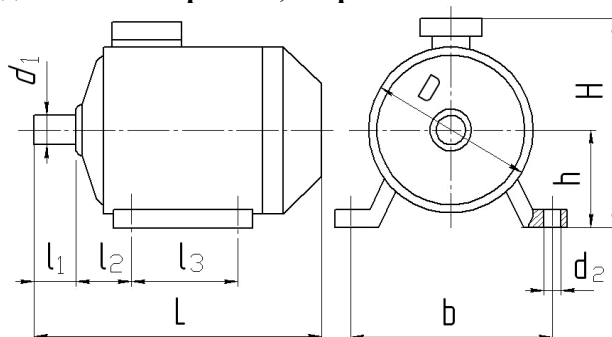


Окончание табл. 1

Синхронная частота вращения 1000 мин <sup>-1</sup>			
4A71A6Y3			
4A71B6Y3	370	910	2,0
4A80A6Y3	550	915	2,0
4A80B6Y3	750	915	2,0
4A90L6Y3	1100	920	2,0
4A100L6Y3	1500	935	2,0
4A112MA6Y	2200	950	2,0
3	3000	955	2,0
4A112MB6Y	4000	960	2,0
3	5500	965	2,0
4A132S6Y3	7500	970	2,0
4A132M6Y3	11000	975	1,2
4A160S6Y3	15000	975	1,2
4A160M6Y3	18500	980	1,2
4A180M6Y3	22000	980	1,2
4A200M6Y3			
Синхронная частота вращения 750 мин <sup>-1</sup>			
4A80A8Y3			
4A80B8Y3	370	700	1,6
4A90LA8Y3	550	700	1,6
4A90LB8Y3	750	700	1,6
4A100L8Y3	1100	700	1,6
4A112MA8Y	1500	700	1,6
3	2200	700	1,8
4A112MB8Y	3000	700	1,8
3	4000	720	1,8
4A132S8Y3	5500	720	1,8
4A132M8Y3	7500	730	1,4
4A160S8Y3	11000	730	1,4
4A160M8Y3	15000	740	1,2
4A180M8Y3	18500	740	1,2
4A200M8Y3	22000	745	1,2
4A200L8Y3			

Таблица 2

**Габаритные, установочные и присоединительные размеры  
электродвигателей серии 4А, закрытое исполнение М100 (мм)**



Тип двигателя	$d_1$	$d_2$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$L$	$b$	$h$	$H$	$D$
4A63	14	7	30	40	80	216	100	63	164	138
4A71	19	7	40	45	90	285	112	71	201	170
4A80A 4A80B	22	10	50	50	100	300 320	125	80	218	186
4A90L	24	10	50	56	125	350	140	90	243	208
4A100S 4A100L	28	12	60	63	112 140	365 395	160	100	265 280	235
4A112M	32	12	80	70	140	452	190	112	310	260
4A132S 4A132M	38	12	80	89	140 178	480 530	216	132	350	302
4A160S 4A160M	42	15	110	108	178 210	624 667	254	160	430	358
4A180S 4A180M	48	15	110	121	203 241	682 702	279	180	470	410

Шарикоподшипники радиальные однорядные ГОСТ 8338-75

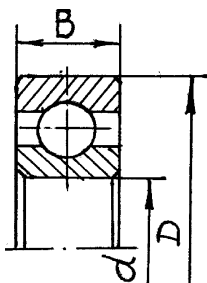


Таблица 3

Сверхлегкая серия						Особолегкая серия					
Обозначение	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		Обозначение	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>C<sub>0</sub></i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>C<sub>0</sub></i>
1000904	20	37	9	5140	3120	104	20	42	12	7,36	4,54
1000905	25	42	9	5740	3750	105	25	47	12	7,90	5,04
1000906	30	47	9	5950	4060	106	30	55	13	10,40	7,02
1000907	35	55	10	8160	5760	107	35	62	14	12,50	8,66
1000908	40	62	12	9540	7060	108	40	68	15	13,20	9,45
1000909	45	68	12	12300	8290	109	45	75	16	16,50	12,40
1000911	55	80	13	12500	10200	110	55	80	16	16,30	12,40
1000912	60	85	13	12300	10800	111	55	90	18	22,20	17,30
1000913	65	90	13	13700	12100	112	60	95	18	24,10	18,50
1000915	75	105	16	19100	17200	113	65	100	18	24,00	20,00
Легкая серия						Средняя серия					
Обозначение	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>C<sub>0</sub></i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>C<sub>0</sub></i>
204	20	47	14	10	6,3	304	20	52	15	12,5	7,9
205	25	52	15	11	7	305	25	62	17	17,6	11,6

206	3 0	62	1 6	15	10	306	3 0	72	1 9	22,0	15,0
207	3 5	72	1 7	20	14	307	3 5	80	2 1	26,0	18,0
208	4 0	80	1 8	25	18	308	4 0	90	2 3	32,0	22,0
209	4 5	85	1 9	25	18	309	4 5	10 0	2 5	37,0	26,0
210	5 0	90	2 0	27	20	310	5 0	11 0	2 7	48,0	36,0
211	5 5	10 0	2 1	34	25	311	5 5	12 0	2 9	56,0	42,0
212	6 0	11 0	2 2	41	31	312	6 0	13 0	3 1	64,0	49,0
213	6 5	12 0	2 3	45	35	313	6 5	14 0	3 3	72,0	56,0

## Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные ГОСТ 831-75

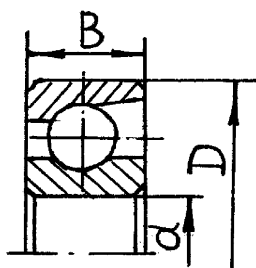


Таблица 4

Обозначение		Размеры, мм			Грузоподъемность, кН			
					$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	$d$	$D$	$B$	$C$	$C_0$	$C$	$C_0$
Особолегкая серия								
—	46106	30	55	13	—	—	11,2	8,03
—	46108	40	68	15	—	—	14,6	11,3
—	46109	45	75	16	—	—	17,3	13,7
—	46111	55	90	18	—	—	25,2	21,5
—	46112	60	95	18	—	—	28,8	25,0
—	46114	70	110	20	—	—	35,6	32,3
—	46115	75	115	20	—	—	35,3	32,3
—	46116	80	125	22	—	—	43,2	40,9
—	46117	85	130	22	—	—	44,3	43,0
—	46118	90	140	24	—	—	47,4	45,9
—	46120	100	150	24	—	—	50,2	48,5
36103	—	17	35	10	5,71	3,58		
36104	—	20	42	12	8,30	5,42		
Легкая серия								
36204	46204	20	47	14	12,3	8,4	11,6	7,8
36205	46205	25	52	15	13,1	9,2	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16	18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18	30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19	32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20	33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21	41,9	34,9	39,4	32,1
36312	46212	60	110	22	48,2	40,1	45,4	36,8
36213	46313	65	120	23	57,9	51,0	54,4	46,8
36214	46214	70	125	24	63,0	55,9	59,1	51,4

Средняя серия								
–	46304	20	52	15	–	–	14,0	9,1
–	46305	25	62	17	–	–	21,1	14,9
–	46306	30	72	19	–	–	25,6	18,7
–	46307	35	80	21	–	–	33,4	25,2
–	46308	40	90	23	–	–	39,2	30,7
–	46309	45	100	25	–	–	48,1	37,7
–	46310	50	110	27	–	–	56,3	44,8
–	46311	55	120	29	–	–	68,9	57,4
–	46312	60	130	31	–	–	78,8	66,6
–	46313	65	140	33	–	–	89,0	76,4
–	46314	70	150	35	–	–	100,0	87,0

**Роликоподшипники радиально-упорные конические  
однорядные ГОСТ 333-79**

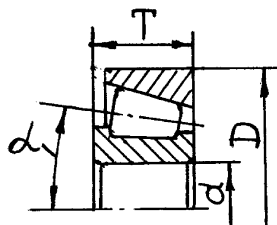


Таблица 5

Обозначение	$d$ , град	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Параметры осевой нагрузки		
		$d$	$D$	$T$	$C$	$C_0$	$e$	$Y$	$Y_0$
Особолегкая серия диаметров 1									
2007106	9	30	55	17,2	23,5	19,9	0,24	2,50	1,38
2007107	10	35	62	18,2	25,6	23,0	0,27	2,21	1,22
2007108	12	40	68	19,2	31,9	28,4	0,33	1,84	1,01
2007109	11	45	75	20,2	40,0	34,8	0,30	2,00	1,10
2007111	13	55	90	23,2	49,1	45,2	0,33	1,80	0,99
2007113	14	65	100	23,2	52,9	51,3	0,38	1,59	0,87
2007114	11	70	110	25,3	67,6	65,8	0,29	2,11	1,16
Легкая серия диаметров 2									
7204	14	20	47	15,5	19,1	13,3	0,360	1,666	0,916
7205	14	25	52	16,5	23,9	17,9	0,360	1,666	0,916
7206	14	30	62	17,5	29,8	22,3	0,365	1,645	0,905
7207	14	35	72	18,5	35,2	26,3	0,369	1,624	0,893
7208	14	40	80	20,0	42,4	32,7	0,383	1,565	0,861
7209	15	45	85	21,0	42,7	33,4	0,414	1,450	0,798
7210	14	55	90	22,0	52,9	40,6	0,374	1,604	0,882
7211	15	55	100	23,0	57,9	46,1	0,411	1,459	0,802
7212	13	60	110	24,0	72,2	58,4	0,351	1,710	0,940
7214	14	70	125	26,5	95,9	82,1	0,369	1,624	0,893
Легкая широкая серия диаметров 5									
7506	14	30	62	21,5	34,9	27,5	0,365	1,645	0,905
7507	13	35	72	24,5	50,2	40,3	0,346	1,733	0,953
7508	14	40	80	25,0	53,9	44,8	0,381	1,575	0,866
7509	16	45	85	25,0	51,6	42,6	0,416	1,442	0,793
7510	16	50	90	25,0	59,8	54,5	0,421	1,426	0,784
7511	16	55	100	27,0	72,2	61,6	0,360	1,666	0,916
7512	15	60	110	30,0	84,0	75,6	0,392	1,528	0,840
7513	14	65	120	33,0	109,0	98,9	0,369	1,624	0,893
7514	15	70	125	33,5	110,0	101,0	0,39	1,55	0,850
7515	15	75	130	33,5	115,0	108	0,41	1,48	0,810

Средняя серия диаметров 3									
7304	11	20	52	16,5	25,0	17,7	0,296	2,026	1,114
7305	14	25	62	18,5	29,6	20,9	0,360	1,666	0,916
7306	14	30	72	21,0	40,0	29,9	0,337	1,780	0,979
7307	12	35	80	23,0	48,1	35,3	0,319	1,881	1,035
7308	11	40	90	25,5	61,0	46,0	0,278	2,158	1,187
7309	11	45	100	27,5	76,1	59,3	0,278	2,090	1,150
7310	12	50	110	29,5	96,6	75,9	0,310	1,937	1,065
7311	13	55	120	32,0	102,0	81,5	0,332	1,804	0,992
7312	12	60	130	34,0	118,0	96,3	0,305	1,966	1,081
7313	12	65	140	36,0	134,0	111,0	0,305	1,966	1,081
7314	12	70	150	38,5	168,0	137,0	0,310	1,937	1,065

**Роликоподшипники радиально-упорные конические однорядные с  
большим углом конусности ГОСТ 7260-81  
(обозначения размеров – по рис. к табл. 5)**

Таблица 6

Обозначение	$d$ , град	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		Параметры осе- вой нагрузки		
		$d$	$D$	$T$	$C$	$C_0$	$e$	$Y$	$Y_0$
Средняя серия									
27306	26	30	72	19	30000	21000	0,72	0,833	0,46
27307	28	35	80	21	39400	29500	0,79	0,76	0,42
27308	28	40	90	23	48400	37100	0,79	0,76	0,42
27310	28	50	110	27	69300	54200	0,80	0,75	0,41
27311	29	55	120	29	72500	58900	0,81	0,74	0,50
27312	25	60	130	31	80500	62000	0,70	0,86	0,47
27313	27	65	140	33	89000	71400	0,75	0,80	0,44
27315	29	75	160	37	119000	95100	0,83	0,73	0,40



**Роликоподшипники радиально-упорные конические  
двухрядные ГОСТ 6364-78**

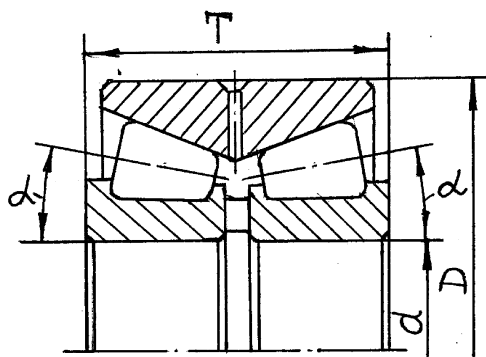


Таблица 7

Обозначение	$\alpha$ , град	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		$l$	$Y$		$Y_0$
		$d$	$D$	$T$	$C$	$C_0$		$\frac{F_a}{F_r} \leq l$	$\frac{F_a}{F_r} > l$	
Легкая серия диаметров 5										
97506	14	30	62	50	59800	55000	0,37	1,85	2,76	1,81
97507	13	35	72	55	86000	80600	0,35	1,95	2,90	1,91
97508	14	40	80	55	93000	89600	0,38	1,77	2,64	1,73
97509	16	45	85	55	88400	85200	0,42	1,62	2,42	1,59
97510	16	50	90	55	102000	109000	0,42	1,60	2,39	1,57
97511	13	55	110	60	124000	123000	0,36	1,87	2,79	1,83
97512	15	60	110	65	144000	151000	0,39	1,72	2,56	1,68
97514	15	70	125	75	189000	203000	0,39	1,74	2,59	1,70
97515	15	75	130	75	197000	216000	0,41	1,66	2,47	1,62
97516	15	80	140	80	228000	251000	0,40	1,68	2,50	1,60

		0	0	0			0			4
--	--	---	---	---	--	--	---	--	--	---

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1995.
2. Беляев Н.И. Сопротивление материалов / Н.И. Беляев. – М., Высш. шк., 1979
3. Буланов Э.А. Решение задач по сопротивлению материалов / Э.А. Буланов. – М., Высш. шк., 1994
4. Дарков А.В. Сопротивление материалов / А.В. Дарков, Г.С. Шпиро. – М., Высш. шк., 1989
5. Пособие к решению задач по сопротивлению материалов / И.Н. Миролубов, С.А. Енгальчев, Н.Д. Сергиевский [и др.]. – М., Высш. шк., 1985
6. Степин П.А. Сопротивление материалов / П.А. Степин. – М., Высш. шк., 1989
7. Смирнов А.Ф. Сопротивление материалов / А.Ф. Смирнов. – М., Высш. шк., 1975
8. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М., Наука, 1986
9. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование.- М.: Машиностроение, 2002.- 415 с.
10. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.-8-е изд. перераб. и доп.- М.: Издательский центр «Академия», 2003.- 496 с.
11. Курсовое проектирование деталей машин /В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов.- Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984.-400 с.
12. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др.- 5-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1984.- 560 с.
13. Гузенков П.Г. Детали машин. – М., «Высшая школа», 1982. – 352 с.
14. Иванов М. Н. Детали машин. Учеб. для машиностр. спец. вузов.- 4-е изд., перераб.- М.: Высш.шк.,1984.- 336 с.
15. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. – М., «Машиностроение», 1984. – 560 с.
16. Андреенков Е.В. Основы деталей машин. Учебное пособие для студентов высших учебных заведений.- М.: Гуманитарный издательский центр «ВЛАДОС», 2003.- 425 с.
17. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». 2-е изд. исправл. М.: Машиностроение, 2004, -440 с.
18. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов / С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др. – М.: Машиностроение, 1980.- 351 с.

19. Кузьмин А.В. и др. Расчеты деталей машин: Справ. пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. - 3-е изд., перераб. и доп. - Мн.: Выш. шк., 1986. - 400 с.
20. Проектирование механических передач: Учеб. пособие для машиностроит. вузов / Чернавский С.А., Ицкович Г.М., Киселев В.А. и др. - М.: Машиностроение, 1976. - 608 с.
21. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 543 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

### ЧАСТЬ 1 СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

1. ВВЕДЕНИЕ .....	2
2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ СТЕРЖНЕЙ .....	11
3. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РАСТЯЖЕНИЕ ИЛИ СЖАТИЕ ПРЯМОГО СТЕРЖНЯ .....	16
4. КРУЧЕНИЕ .....	24
5. ИЗГИБ .....	36

### ЧАСТЬ 2 ДЕТАЛИ МАШИН

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ .....	50
2. ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	70
3. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	98
4. ВАЛЫ И ОСИ .....	121
5. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ .....	147
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	171
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	183