6 РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Задача розрахунку: визначити лінійні і діаметральні розміри валів.

6.1 Орієнтовний розрахунок валів

Вихідні дані:

обертаючі моменти на валах: Т1 = 36 Н⋅м;

Т2 = 157 Н⋅м;

Т3 = 525 Н⋅м.

Діаметри валів

,

де Тi – обертаючий момент на валу, Н⋅м;

[τ]кр – допустимі напруження кручення, приймаємо [τ]кр = 18 МПа.

Діаметр ведучого вала

 мм.

Діаметр проміжного вала

 мм.

Діаметр веденого вала

мм.

Одержані діаметри валів погоджуємо з діаметрами внутрішнього кільця підшипника.

Приймаємо d1 = мм, d2 = мм, d3 = 5 мм.

Для встановлення валів редуктора попередньо приймаємо наступні підшипники:

- для ведучого вала № 205 (d1 = мм, D1 = мм, B1 = мм);

- для проміжного вала № 207 (d2 = мм, D2 = 7 мм, B2 = мм);

- для веденого вала № 211 (d3 = мм, D3 = 1 мм, B3 = мм).

6.2 Розміри елементів корпусу. Ескізне компонування редуктора

Вихідні дані:

- обертаючий момент на веденому валу Т = Н⋅м;

- міжосьова відстань тихохідної ступіні aWT = мм.

Товщина стінки корпусу редуктора

,

де Т – обертаючий момент на веденому валу, Н⋅м.

 мм.

Приймаємо δ = мм.

Оскільки аWT < 300 мм, приймаємо кількість фундаментних болтів  шт.

Виконуємо ескізну компоновку за розмірами, які були отримані при розрахунку передач, а також орієнтовно визначених розмірах валів і підшипників.

Таблиця 4 – Основні розміри елементів корпуса і кришки редуктора

В міліметрах

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Найменування | Позначення | Прийняте значення |
| Товщина стінки кришки редуктора | δ1 | 8 |
| Товщина верхнього фланця корпуса | s | 14 |
| Товщина нижнього фланця корпуса | s2 | 22 |
| Товщина фланця кришки редуктора | s1 | 11 |
| Діаметр фундаментних болтів | dк1 | 18 |
| Діаметр болтів, що стягують кришку і корпус | dк2 | 14 |
| dк3 | 12 |
| Товщина ребер корпуса | δр | 10 |
| Товщина підйомної петлі | bп | 24 |
| Діаметр штифта | dш | 10 |
| Діаметр відривного гвинта | dвг | 12 |
| Ширина фланця | k1 | 45 |
| k2 | 36 |
| k3 | 31 |
| Довжина опорної поверхні нижнього фланця корпуса | lф | 90 |
| Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпуса | bф | 60 |
| Відстань від осі болта до стінки корпуса | с1 | 26 |
| с2 | 21 |
| с3 | 18 |
| Діаметр отвору під болт | do.1 | 20 |
| do.2 | 15 |
| do.3 | 13 |
| Діаметр цековки | Dц1 | 30 |
| Dц2 | 25 |
| Dц3 | 22 |
| Глибина цековки | hц1 | 2 |
| hц2 | 1,5 |
| hц3 | 1,5 |

6.3 Наближений розрахунок веденого вала

Вихідні дані:

Матеріал вала: сталь 40Х.

Сили, які діють на ведений вал: колова Ft2Т = Н;

радіальна Fr2Т = Н.

Розміри вала по довжині: а = мм; b = мм; с = мм.

6.3.1 Просторова схема приводу

Складаємо просторову схему приводу для визначення напряму сил, які діють на вали (рисунок 3).

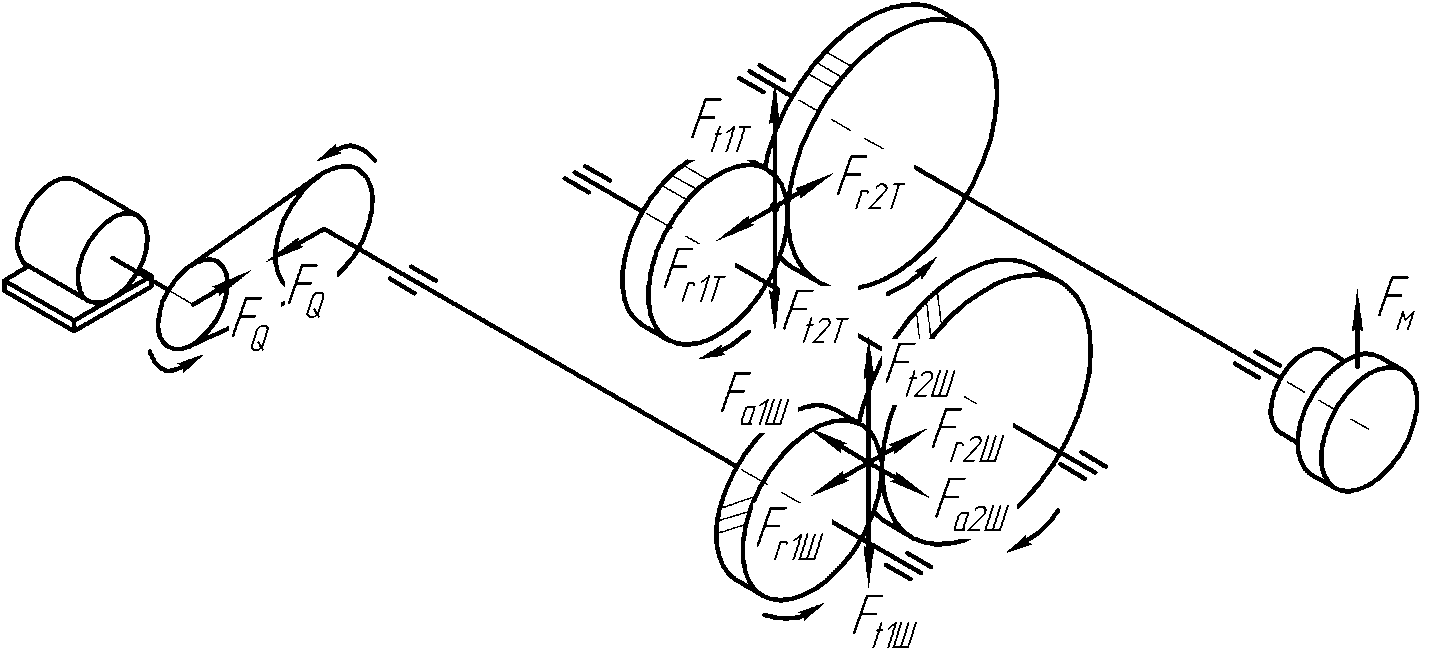


Рисунок 3 – Просторова схема приводу

6.3.2 Побудова епюр моментів і визначення діаметральних розмірів вала

Приймаємо опору А шарнірно-рухомою, опору В – шарнірно-нерухо-мою (рисунок 4).

Опорні реакції в горизонтальній площині

;

 Н.

;

 Н.

Перевірка: ;

.

Опорні реакції в вертикальній площині

 Н.

;

 Н.

Перевірка: ;

.

Сумарні опорні реакції

 Н;

 Н.

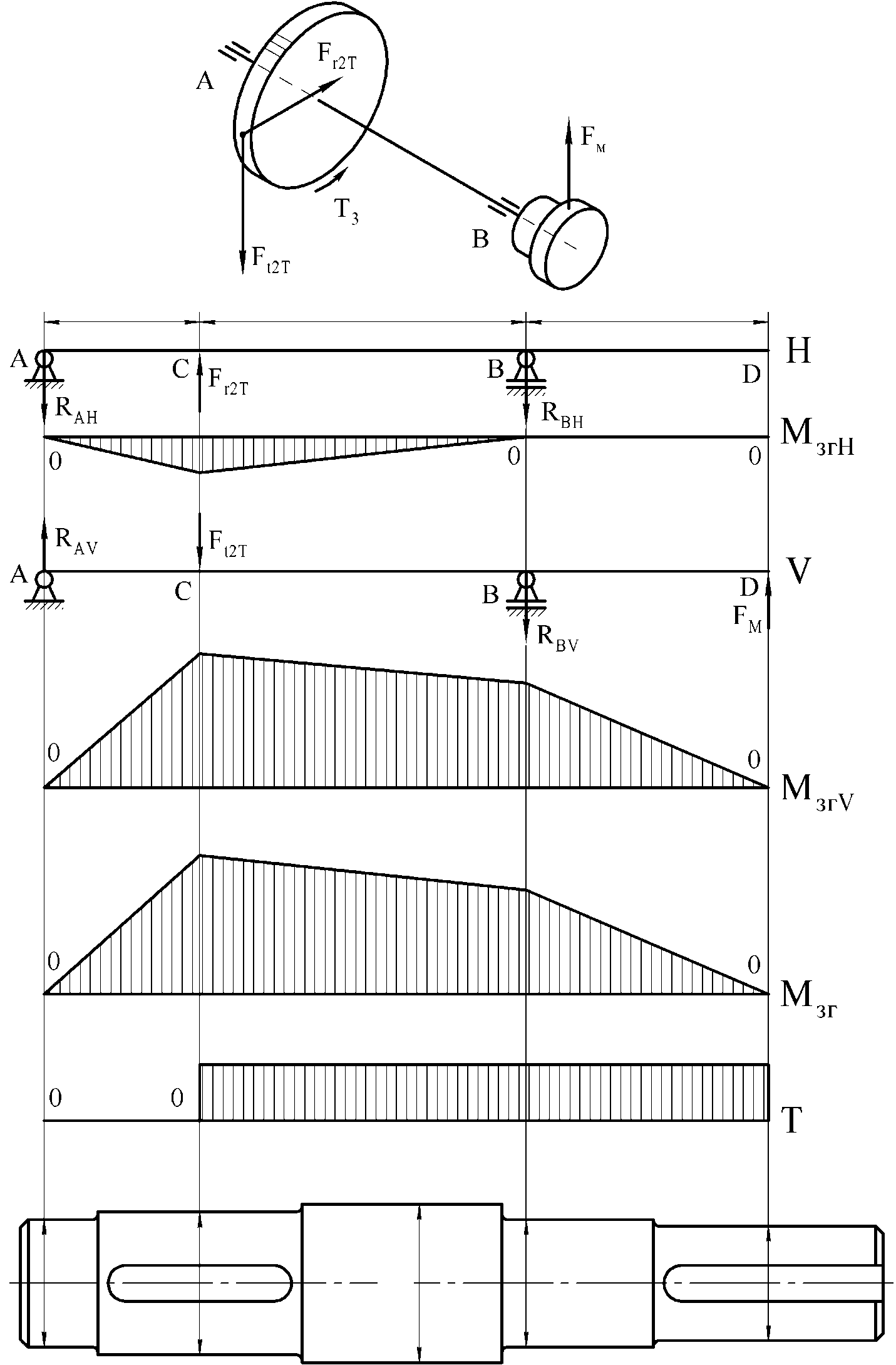


Рисунок 4 – Розрахункова схема, епюри моментів і ескіз веденого вала

c = 90

∅ 40

∅ 58

– 53

b = 110

a = 60

168

204

210

1689

525

525

∅ 45

∅ 50

∅ 45

Згинаючі моменти в горизонтальній площині

- під опорою А

 Н⋅м;

- під колесом

 Н⋅м;

- під опорою В

 Н⋅м;

- під півмуфтою

 Н⋅м.

Згинаючі моменти в вертикальній площині

- під опорою А

 Н⋅м;

- під колесом

 Н⋅м;

- під опорою В

 Н⋅м;

- під півмуфтою

 Н⋅м.

Сумарні згинаючі моменти

- під опорою А

 Н⋅м;

- під колесом

 Н⋅м;

- під опорою В

 Н⋅м;

- під півмуфтою

 Н⋅м.

Діаметри вала

- під опорою А

 мм;

- під колесом

 мм;

- під опорою В

 мм;

- під півмуфтою

 мм.

Приймаємо діаметри вала:

- під опорами dА = dВ = 45 мм;

- під колесом dС = dА + (5…10) = мм;

- під півмуфтою dD = dВ – (5…10) = мм;

- найбільший dmax = dC + (5…10) = мм.

Під епюрами моментів схематично викреслюємо ескіз розрахованого вала.

6.3.3 Визначення навантаження на підшипники

Навантаження на підшипники, Н

FrІ = RА = Н; Fa = 0 Н; FrІІ = RВ =Н.

Висновок: визначено лінійні і діаметральні розміри найбільш навантаженого веденого вала (рисунок 4), розміри інших валів приймемо конструктивно в подальшій роботі, використовуючи результати їх орієнтовного розрахунку.