

## 15 РАСЧЕТ ВАЛА НА СОВМЕСТНОЕ ДЕЙСТВИЕ ИЗГИБА И КРУЧЕНИЯ (РГР №3)

15.1 На валу, вращающемся в подшипниках с постоянной угловой скоростью  $\omega$  и передающем мощность  $P$ , жестко закреплены два зубчатых колеса, расчетные диаметры которых соответственно равны  $d_1$  и  $d_2$ . Требуется: а) определить действующие на зубья колес окружные силы  $F_1$  и  $F_2$ ; б) построить эпюры крутящих и изгибающих и изгибающих моментов; в) определить требуемый диаметр вала. Диаметр вала считать постоянным по всей длине. Для материала вала Сталь 45, с учетом предотвращения усталостного разрушения принять  $[\sigma] = 80$  МПа. Числовые данные для расчёта приведены в таблице 17, а расчетные схемы на рисунке 26.

Таблица 17- Исходные данные.

Вариант	$P$ , кВт	$\omega$ , рад/с	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$a$ , мм	$b$ , мм	$c$ , мм
1	14	10	200	400	100	100	100
2	8	40	100	200	50	100	50
3	2	25	160	320	100	100	50
4	9	20	140	350	100	50	100
5	16	10	80	320	50	50	50
6	18	20	100	315	100	50	100
7	9	30	120	480	50	100	50
8	16	40	60	270	100	50	50
9	12	10	150	450	100	100	100
10	10	20	180	450	50	50	100

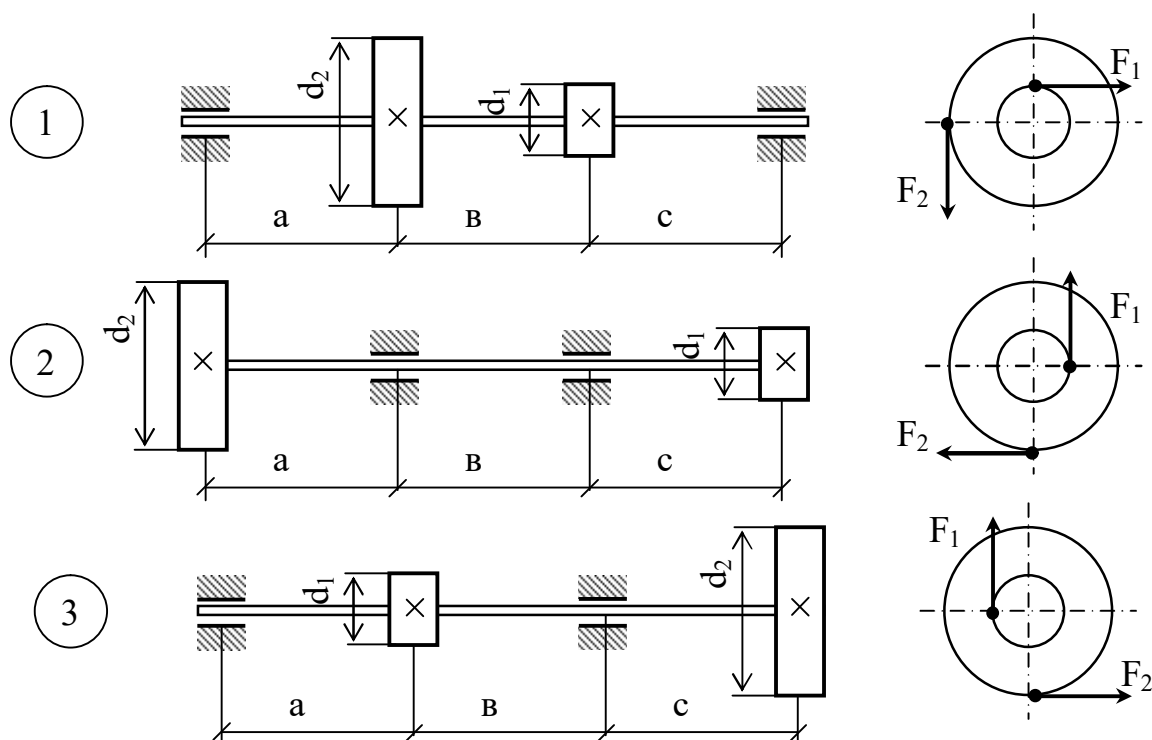
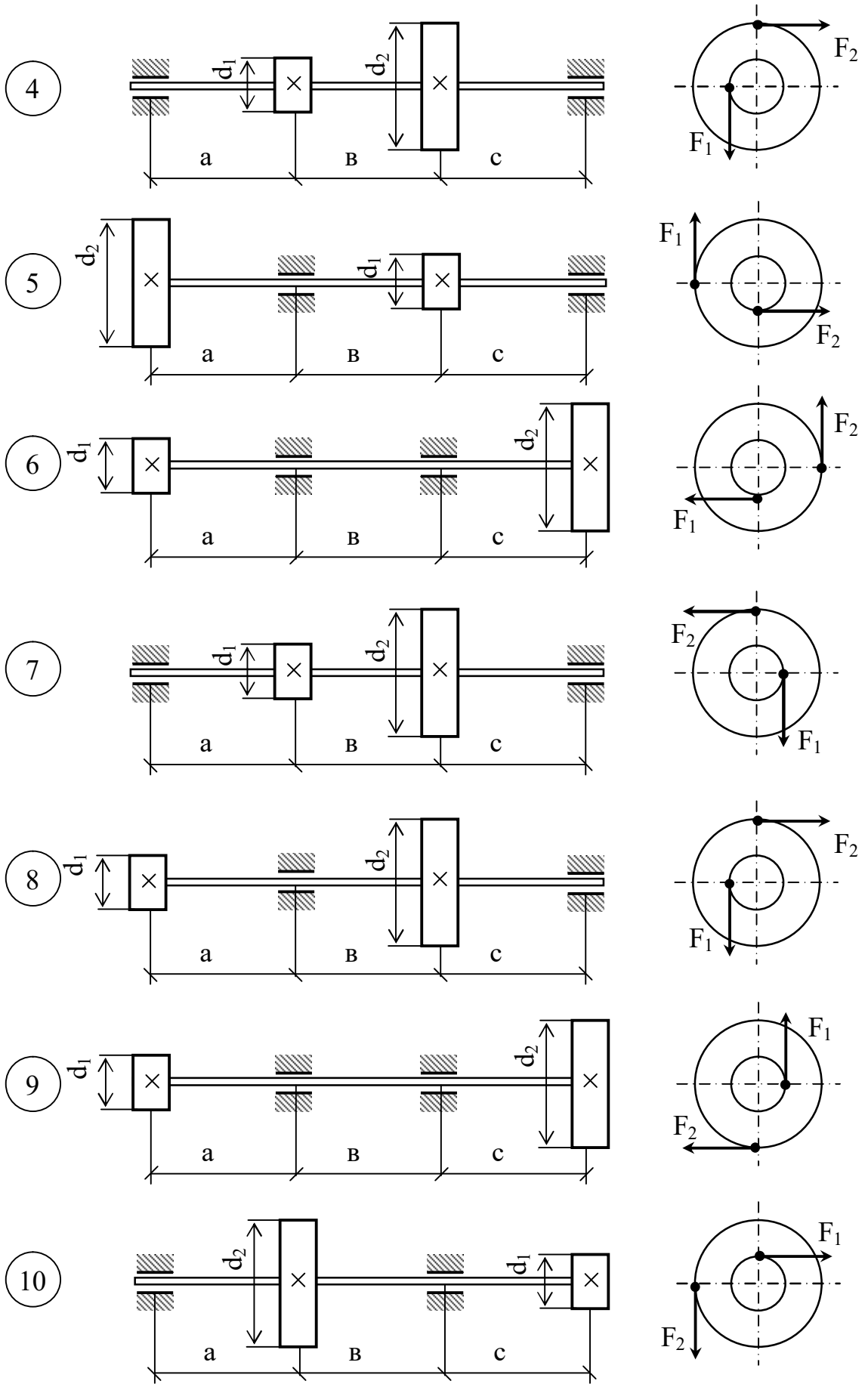


Рисунок 26



Продолжение рисунка 26

### 15.2 Пример выполнения РГР №3.

Исходные данные:

Угловая скорость вала  $\omega = 9,4$  рад/с.

Передаваемая мощность  $P = 40$  кВт.

Диаметры зубчатых колес  $d_1 = 130$  мм и  $d_2 = 490$  мм.

Материал вала Сталь 45,  $[\sigma] = 80$  МПа.

Схема вала приведена на рисунке 27 а.

Решение. Согласно правилам статики для параллельного переноса силы приводим окружные силы  $F_1$  и  $F_2$  к оси вала, присоединяя при этом пары с моментами соответственно  $M_1 = F_1 d_1 / 2$  и  $M_2 = F_2 d_2 / 2$ , плоскости действия которых перпендикулярны оси вала (рисунок 27 б).

Для заданного вала получаем три участка. Вал рассматриваем как двух шарнирно опорную балку. В поперечных сечениях возникают два внутренних силовых фактора – крутящий момент  $M_k$  и изгибающий момент в двух плоскостях  $M_k$ . Возникающая в сечениях поперечная сила не учитывается.

Вращающий момент на валу:

$$M = P/\omega = 40 \cdot 10^3 / 9,4 = 4255 \text{ Нм.}$$

Вращающий момент  $M_1$  на колесе  $d_1$  равен  $M$ . для равномерно вращающегося вала сумма моментов относительно его продольной оси  $z$  равна нулю:  $\Sigma M_z = 0$ , т. е.  $M_1 - M_2 = 0$ , откуда  $M_1 = M_2 = M = 4255$  Нм. Силы  $F_1$  и  $F_2$  найдем из приведенных выше зависимостей:

$$F_1 = 2 M_1 / d_1 = 2 \cdot 4255 / 0,13 = 65460 \text{ Н;}$$

$$F_2 = 2 M_2 / d_2 = 2 \cdot 4255 / 0,49 = 17368 \text{ Н.}$$

Расчетная схема при кручении представлена на рисунке 27в. Применяя метод сечений. Определяем крутящий момент на каждом из участков:

$$M_{кI} = 0; M_{кII} = M_{кIII} = 4255 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящих моментов представлена на рисунке 27 г.

Так как силы  $F_1$  и  $F_2$  действуют в разных плоскостях, поэтому будем рассматривать две плоскости: вертикальную  $yoz$  и горизонтальную  $xoz$ .

Расчетная схема в вертикальной плоскости представлена на рисунке 27д. Так как нагрузка  $F_2$  приложена симметрично относительно опор реакции опор:

$$R_{AY} = R_{CY} = F_2 / 2 = 17368 / 2 = 8684 \text{ Н.}$$

Применяя метод сечений, определяем изгибающие моменты в характерных сечениях:

$$M_{иА} = 0; M_{иВ} = -R_{АУ} \cdot АВ = -8684 \cdot 0,14 = -1216 \text{ Нм}; M_{иС} = M_{иD} = 0.$$

Эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости представлена на рисунке 27 е.

Расчетная схема в горизонтальной плоскости представлена на рисунке 27 ж. Реакции опор определяем из уравнений статики:

$$\Sigma M_A(F_i) = 0; -F_1 \cdot AD + R_{СХ} \cdot AC = 0,$$

откуда

$$R_{СХ} = F_1 \cdot AD / AC = 65460 \cdot 0,4 / 0,28 = 93514 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_C(F_i) = 0; -F_1 \cdot CD + R_{АХ} \cdot AC = 0,$$

откуда

$$R_{АХ} = F_1 \cdot CD / AC = 65460 \cdot 0,12 / 0,28 = 28054 \text{ Н}.$$

$$\text{Проверка: } \Sigma F_X = 0; F_1 - R_{СХ} + R_{АХ} = 65460 - 93514 + 28054 = 0.$$

Применяя метод сечений, определяем изгибающие моменты в характерных сечениях:

$$M_{иА} = 0; M_{иВ} = -R_{АХ} \cdot АВ = -28054 \cdot 0,14 = -3928 \text{ Нм}; \\ M_{иС} = -R_{АХ} \cdot AC = -28054 \cdot 0,28 = -7855 \text{ Нм}; M_{иА} = 0.$$

Эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости представлена на рисунке 27 з.

Так как, изгибающие моменты  $M_{иХ}$  в горизонтальной и  $M_{иУ}$  в вертикальной плоскостях действуют взаимно перпендикулярно, результирующий изгибающий момент в опасных сечениях определяем по формуле:

$$M_{и} = \sqrt{M_{иХ}^2 + M_{иУ}^2}$$

Для сечения С:

$$M_{и} = \sqrt{7855^2 + 0^2} = 7855 \text{ Нм}.$$

Для сечения В:

$$M_{и} = \sqrt{3928^2 + 1216^2} = 4112 \text{ Нм}.$$

Эквивалентный момент в наиболее опасном сечении С определяем по гипотезе наибольших касательных напряжений:

$$M_{э} = \sqrt{M_{и}^2 + M_{к}^2} = \sqrt{7855^2 + 4255^2} = 8933 \text{ Нм}.$$

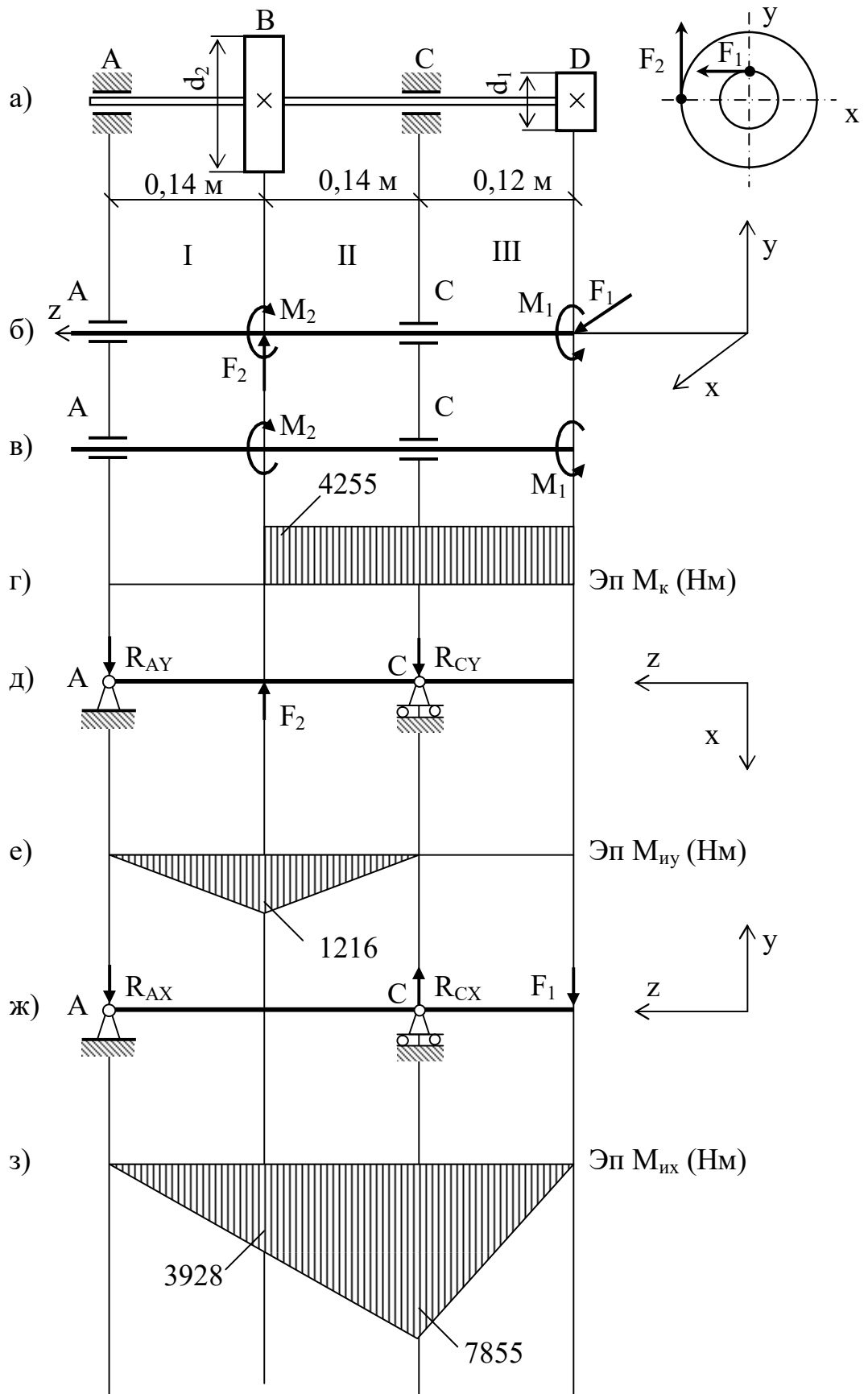


Рисунок 27

Требуемый диаметр вала определяем из условия прочности при изгибе с кручением:

$$\sigma_{\text{э}} = M_{\text{э}}/W \leq [\sigma].$$

Для круглого сплошного поперечного сечения осевой момент сопротивления:

$$W = \pi d^3/32.$$

Подставляя эту формулу в условие прочности, и выражая из неё диаметр, окончательно имеем:

$$d \geq \sqrt[3]{32M_{\text{э}} / \pi[\sigma]} = \sqrt[3]{32 \cdot 8933 \cdot 10^3 / 3,14 \cdot 80} = 104,4 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала  $d = 105 \text{ мм.}$