

## ЗАДАЧА №7

Для промежуточного вала редуктора, расчётная схема и эскиз которого представлены на рис. 16 требуется:

1. Построить эпюры изгибающих моментов от сил, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях;
2. определить значение суммарных изгибающих моментов; ✓
3. построить эпюру крутящих моментов; ✓
4. построить эпюру эквивалентных моментов; ✓
5. определить минимально допустимое значение диаметра вала из условия статической прочности;
6. назначить геометрические размеры диаметра вала на основе рекомендаций, указанных на рис. 16.
7. в сечениях вала, где возникают концентраторы напряжений, определить запас прочности по выносливости и сравнить его с допустимым.

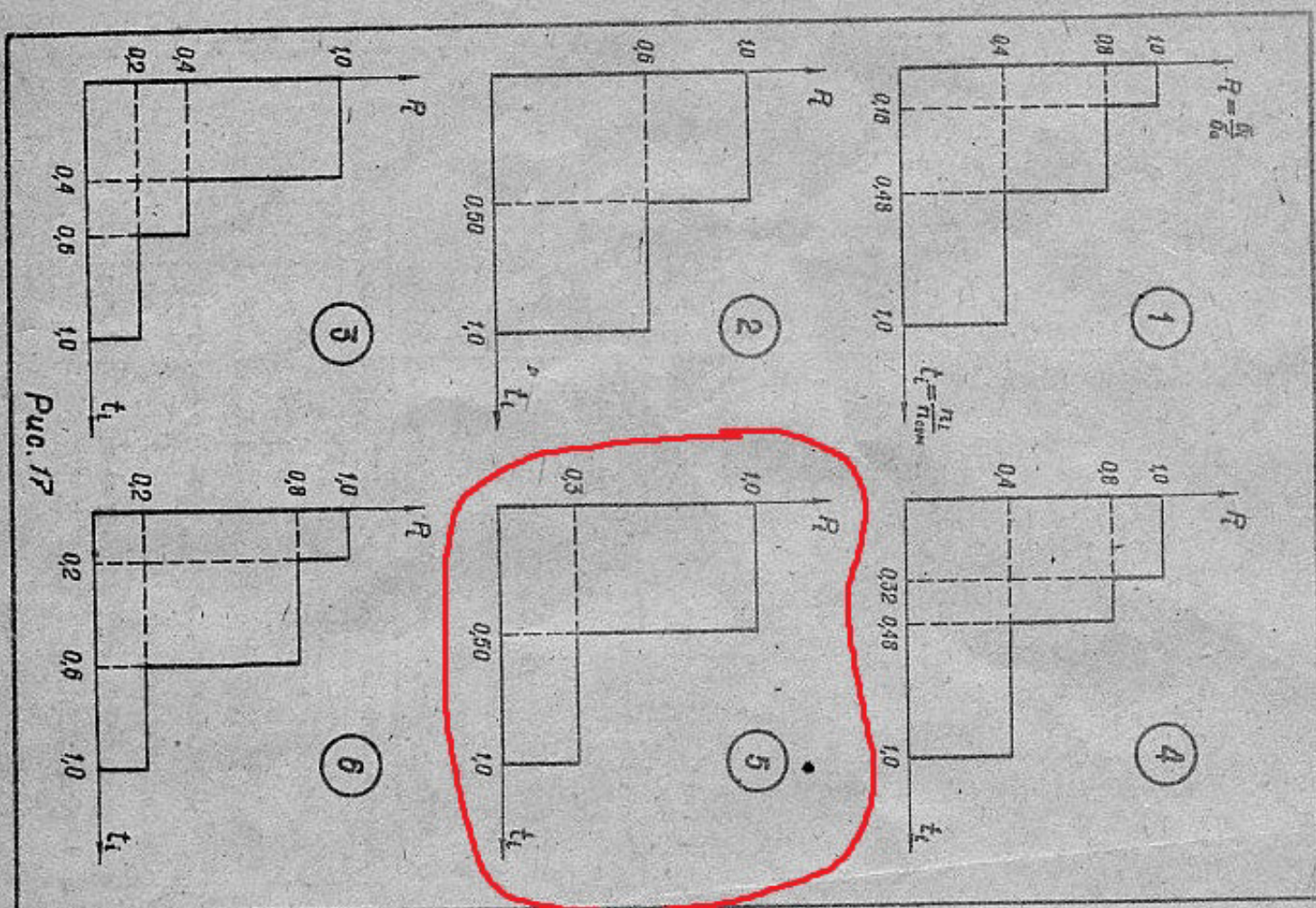
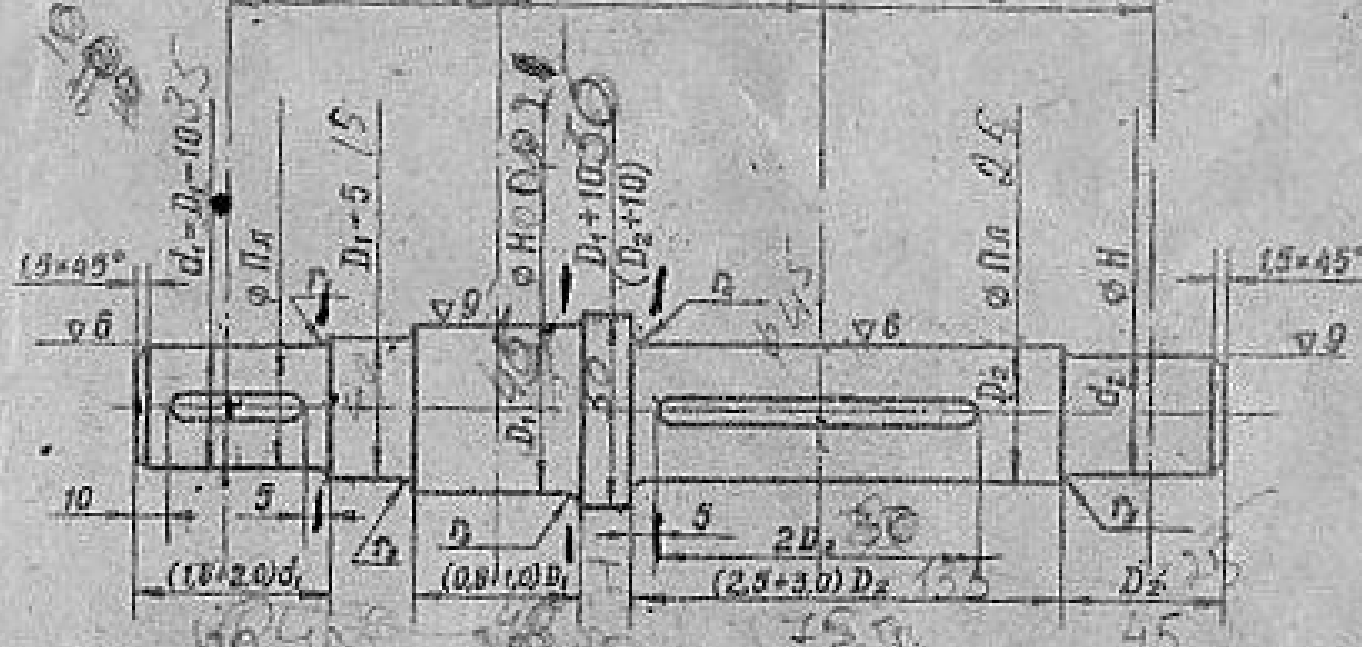
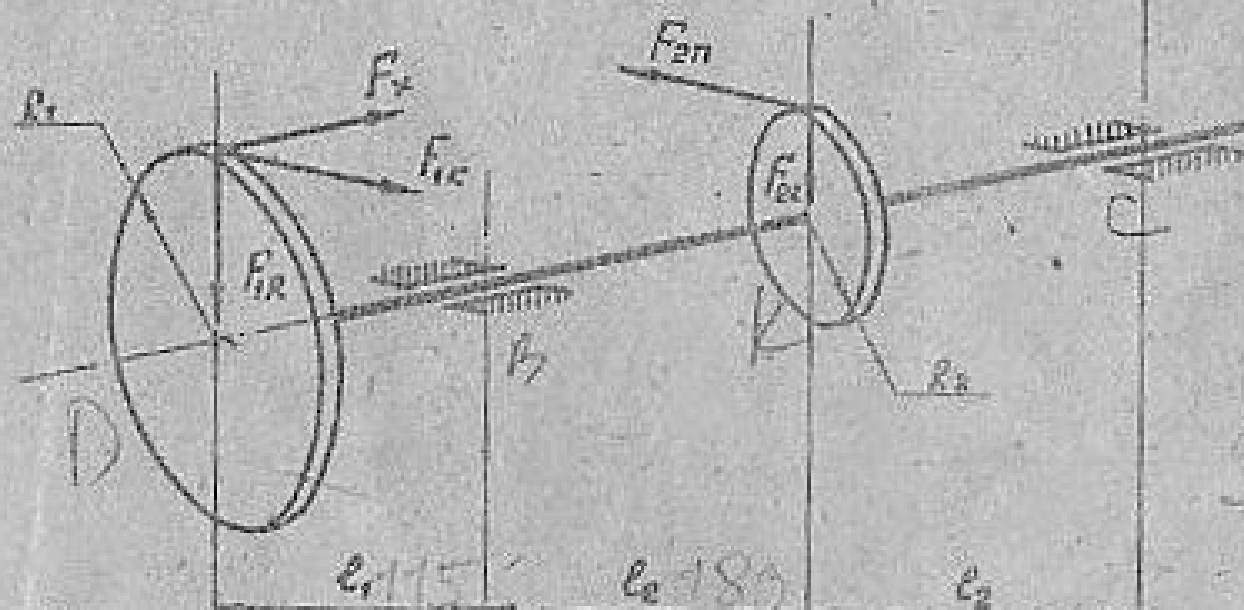
25005  
АБВРД62063  
АБВРД

Таблица 8

| номер строки | Марка стали | Усилия кН |          |       |          |          | мм    |       |       |       | Режим нагружения рис. 17  |
|--------------|-------------|-----------|----------|-------|----------|----------|-------|-------|-------|-------|---------------------------|
|              |             | $F_{1L}$  | $F_{1e}$ | $F_x$ | $F_{2L}$ | $F_{2e}$ | $R_1$ | $R_2$ | $l_1$ | $l_2$ |                           |
| 1            | Ст 5        | 3,1       | 1,155    | 0,655 | 6,2      | 2,26     | 100   | 50    | 75    | 140   | 1                         |
| 2            | Ст 6        | 3,0       | 1,120    | 0,630 | 6,0      | 2,18     | 110   | 55    | 80    | 145   | 2                         |
| 3            | 20          | 2,8       | 1,045    | 0,60  | 5,6      | 2,04     | 120   | 60    | 85    | 150   | 3                         |
| 4            | 45          | 2,6       | 0,970    | 0,55  | 5,2      | 1,90     | 130   | 65    | 90    | 155   | 4                         |
| 5            | 20 X        | 2,2       | 0,820    | 0,465 | 4,4      | 1,60     | 140   | 70    | 95    | 160   | 5                         |
| 6            | 40 X        | 1,6       | 0,60     | 0,340 | 3,2      | 1,165    | 150   | 75    | 100   | 165   | 6                         |
| 7            | 40XH        | 1,5       | 0,56     | 0,320 | 3,0      | 1,09     | 160   | 80    | 105   | 170   | Установив-<br>шийся режим |
| 8            | 18X1T       | 1,4       | 0,525    | 0,298 | 2,8      | 1,02     | 170   | 85    | 110   | 175   |                           |
| 9            | 30X1T       | 1,2       | 0,45     | 0,254 | 2,4      | 0,874    | 180   | 90    | 115   | 180   |                           |
| 0            | 12XH3       | 2,6       | 0,970    | 0,55  | 5,2      | 1,90     | 130   | 65    | 100   | 165   |                           |
|              | Б           | В         |          |       |          |          | Г     | Д     |       |       |                           |





Радиус закругления  $r = (0,05 \div 0,1) d_{\min}$

$\phi\Pл$  — посадка легкопрессовая  $\Pi\phi \approx \Pi\phi$

$\phi\text{H}$  — посадка напряженная

Силовые факторы, действующие на вал

| Силовые факторы   | Передача   |   | Примечание   |
|-------------------|--|---|--|
|                   | Прямошубная  | Косозубая   |  |
| Крутящий момент   | $T_{кр}$   | $T'_{кр}$   | $\alpha = 20^\circ$<br>$\beta = 9^\circ \div 15^\circ$ |
| Окружное усилие   | $F_{z\pi} = \frac{2 T_{кр}}{D_\pi}$                | $F_{ик} = \frac{2 T'_{кр}}{D_\kappa}$                               |  |
| Радцальное усилие | $F_{2r} = F_{z\pi} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ | $F_{or} = F_{ик} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$ |  |
| Осёвое усилие     | —  | $F_x = F_{ик} \cdot \operatorname{tg} \beta$                        |  |

Примечание: Для определения суммарного числа циклов напряжений из-  
гиса за весь срок работы вала при ступенчатом его на-  
грузении принять:

- а) число оборотов вала равно  $n = 0,5 \text{ об/сек}$ ;
- б) время работы в сутки  $t = 6 \text{ часов}$ ;
- в) число рабочих дней в году  $\Delta = 100 \text{ дней}$ ;
- г) количество лет работы  $L = 10 \text{ лет}$ ;
- д) показатель степени кривой усталости  $m = 9$ ;
- е) базовое число циклов нагружения  $N_0 = 10^7 \text{ циклов}$ ;

исходные данные взять из табл. В.

Лекция

6-1

Расчет на прочность при циклически  
меняющихся напряжениях

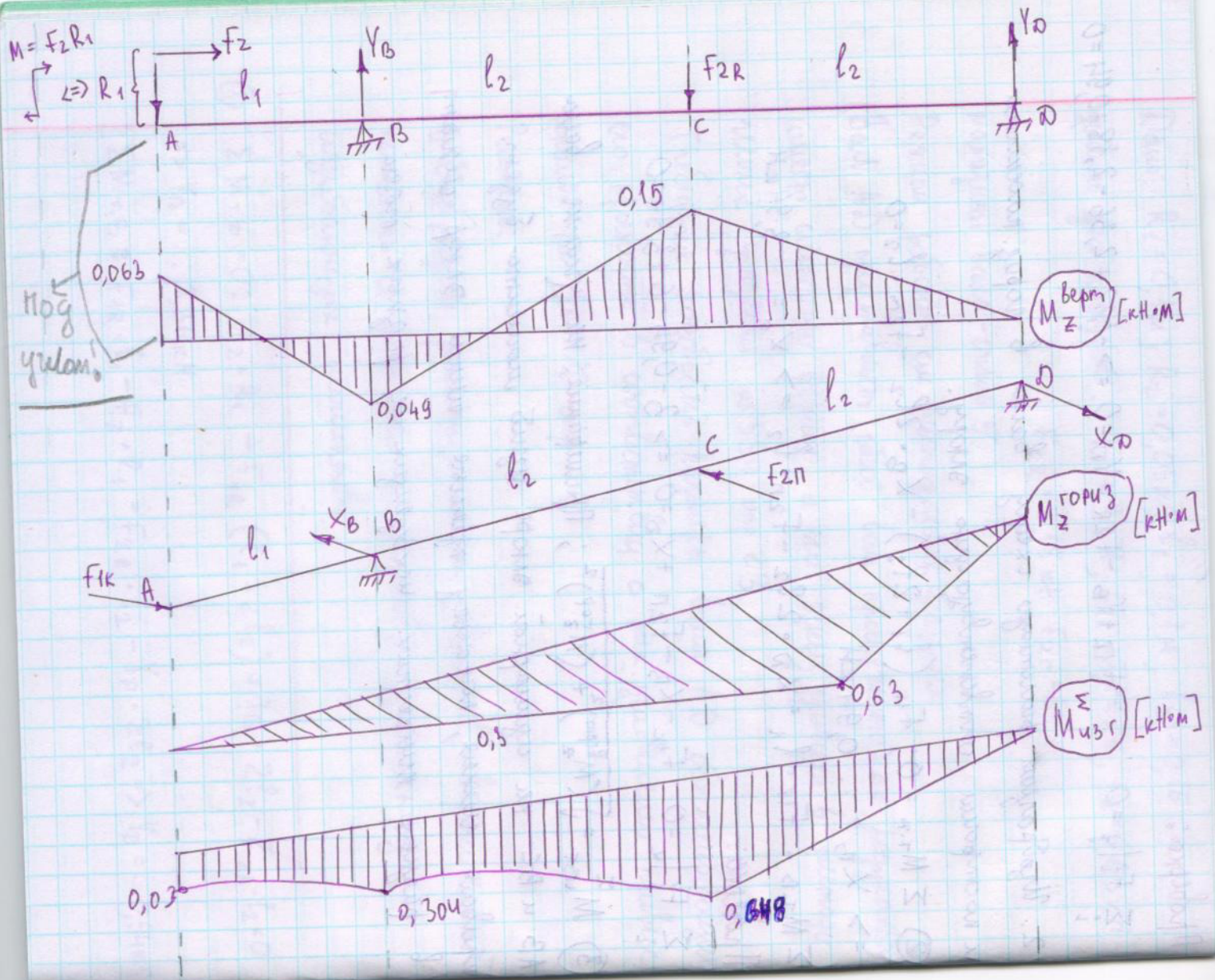
РГР 3

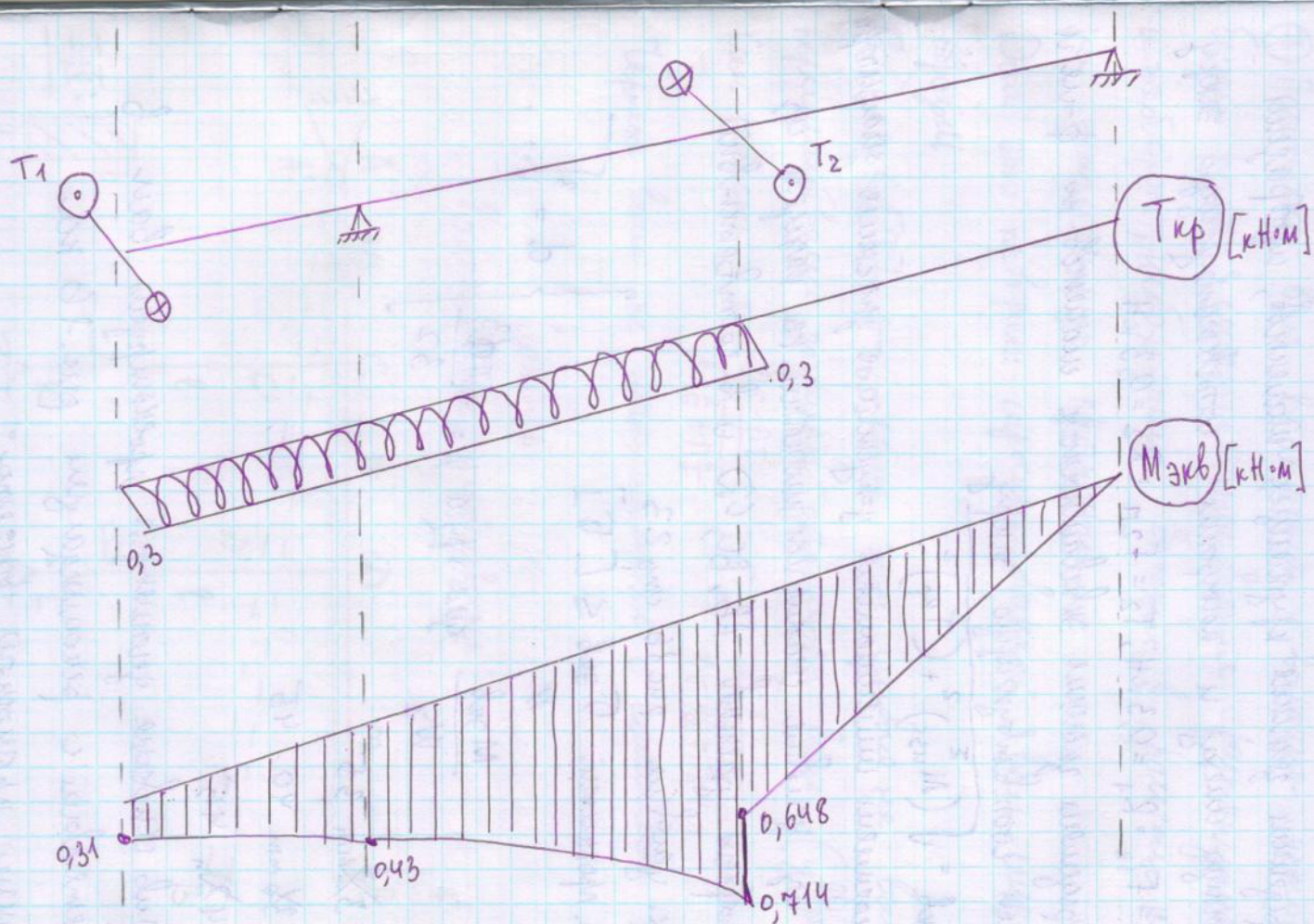
згн 7

06.05.16











Дано:  $R_1 = 0,1 \text{ м}$ ;  $R_2 = 0,05 \text{ м}$ ;  $l_1 = 0,1 \text{ м}$ ;  $l_2 = 0,16 \text{ м}$

ушиные две козубой:  $F_{1K} = 3 \text{ кН}$ ;  $F_{1R} = 1,12 \text{ кН}$ ;  $F_Z = 0,63 \text{ кН}$

....  $F_{2R} = 2,18 \text{ кН}$ ;  $F_{2H} = 6 \text{ кН}$ ;

материал вала - сталь 5

Режим работы см. методические указания.

Вал АД представляет собой вал пропеллерного редуктора имеет сложную форму и его эскиз приведен в методических указаниях № 594 стр 23.

Требуется подобрать размеры вала АД обеспечивающие его прочность в соответствии с тех. условиями приведенными на рис. 16 стр 23

Решение:

1. Изобразим расчетную схему вала в вертикальной плоскости и построим соответствующую эпюру изгибающих моментов.

$$\textcircled{1} \left[ \sum M_{Т.Д} = 0: F_Z \cdot R_1 - F_{1R} (l_1 + 2l_2) + Y_B \cdot 2l_2 - F_{2R} \cdot l_2 = 0 \right.$$

$$\Rightarrow Y_B = \dots 2,36 \text{ кН}$$

$$\left[ \sum M_{Т.В} = F_{1R} \cdot l_1 - F_Z \cdot R_1 = F_{2R} \cdot l_2 - Y_D \cdot 2l_2 \Rightarrow Y_D = \dots 0,94 \text{ кН} \right.$$



Проверка:

$$\sum_i F_i|_y = 0 \quad -F_{1R} + Y_B - F_{2R} + Y_D = 0 \Rightarrow -1,12 + 2,36 - 2,18 + 0,94 = 0$$

2. Изобразим расчетную схему балки в гориз. плоскости и построим соответствующую эпюру.

$$\textcircled{2} \sum M_{T.A} = 0; F_{1K}(l_1 + 2l_2) - X_B \cdot 2l_2 - F_{2n} \cdot l_2 = 0 \\ \Rightarrow X_B = \dots 0,94 \text{ кН}$$

$$\sum M_{T.B}: F_{1K} \cdot l_1 = X_D \cdot 2l_2 - F_{2n} \cdot l_2 \Rightarrow X_D = \dots 3,94 \text{ кН}$$

Проверка:

$$\sum_i F_i|_x = 0 \quad F_{1K} - X_B - F_{2n} + X_D = 0 \Rightarrow 3 - 0,94 - 6 + 3,94 = 0$$

$\textcircled{3} M_{изг}^{\Sigma} = \sqrt{(M_{изг}^{верт})^2 + (M_{изг}^{гор})^2}$ ; Примечание: на участке балки АВ и ВС на суммарной эпюре изгиб момента будет кривая синуса, поскольку приложенные силы эпюры лежат в разных плоскостях исходящих из разных точек.



4. Определим значение крутящих моментов, изобразим расчетную схему и построим соответствующую эпюру

$$④ T_1 = F_{1к} \cdot R_1 = 0,3 \text{ кН}; T_2 = F_{2п} \cdot R_2 = 0,3 \text{ кН}$$

5. Определим значение эквивалентных моментов по ф-ле и строим соответствующую эпюру

$$⑤ M_{эв} = \sqrt{(M_{изг})^2 + (T_{кр})^2}$$

6. Определим минимальное допустимое значение диаметра валов из условия статической прочности на растягив и из характерных участков АВ, ВС, СД и в соответствии с них. условия рис 16 стр 23

$$⑥ \text{ усл. прочности: } \sigma_{эв} \leq [\sigma]$$

$$\frac{M_{эв}}{W_z} \text{ где } W_z = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{усл. прочности: } \sigma_{эв} \leq [\sigma] \\ \text{усл. жесткости: } \frac{M_{эв}}{W_z} \leq [\sigma] \end{array} \right\} d = \sqrt[3]{\dots}$$

$$d_A = 38 \text{ мм } 35$$

$$d_B = 36 \text{ мм } 40 \quad 45$$

$$d_C = 48 \text{ мм } 45$$

Получив основные диаметры проектируем вал в соответствии с рекомендациями рис. 16 на основании прочного расчета;



⑦ Поскольку вал вращается и валопина которые были ранее стали стеновыми раменными и наоборот, необходимо внести в расчеты поправку на установившуюся прочность.

Для это привели сформулированной вал следующим образом

$\sigma_{\text{эпв}} \cdot n \leq [\sigma] \leftarrow$  — если это условие не выполняется увеличиваем размеры диаметра вала (увеличиваем  $n$ )

Как считать:  $n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} ; n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} ; n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$

Чертеж вала на минимизирован с масштабом 1:1