



Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Механика»

СТАТИЧЕСКИЙ И УСТАЛОСТНЫЙ РАСЧЕТЫ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
по курсовому проектированию
для студентов специальности
1-36 01 01 «Технология машиностроения»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2021

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.42я73
С78

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 9 от 21.04.2020 г.)*

Составители: *А. Т. Бельский, С. И. Прач*

Рецензент: доц. каф. «Металлорежущие станки и инструменты» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *З. Я. Шабакеева*

Статический и усталостный расчеты валов редуктора : учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию для студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения» днев. и заоч. форм обучения / сост.: А. Т. Бельский, С. И. Прач. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2021. – 68 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены рекомендации по уточненному расчету валов цилиндрических редукторов и представлены примеры данного расчета.

Для студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.42я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2021

Введение

Целью методического указания является оказание помощи студентам в выполнении раздела курсового проекта по расчету валов редуктора. Авторы в адаптированной форме излагают современные научные и технические достижения и рекомендации последних стандартов в области расчета валов.

В настоящем методическом указании приводятся рекомендации по уточненному расчету валов цилиндрических редукторов с учетом воздействия на быстроходный либо тихоходный вал консольных кривошипных сил муфт, а также сил от гибких (ременных, цепных) и открытых зубчатых передач.

Представлены примеры расчета валов ряда конструкций современных широко используемых цилиндрических редукторов в законченном числовом виде.

Наличие необходимого справочного материала позволяет практически без привлечения дополнительных источников выполнять все необходимые расчеты.

1. Последовательность расчета вала на статическую прочность

1. По чертежу вала, полученному из эскизной компоновки редуктора, составляют расчетную схему, на которой наносят в аксонометрии все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной и вертикальной).

2. Затем определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскости. В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов M_x , M_y и крутящего момента T .

3. В случае наличия муфты строят отдельную эпюру изгибающего момента M_M , от возникающей кривошипной силы муфты F_M (табл. 1), нагружающий вал консольно.

Консольная кривошипная сила от муфты вращается вместе с валом, и такая схема расчета обеспечивает ее учет при самом опасном случае воздействия.

4. Предположительно устанавливают опасные сечения, исходя из эпюр моментов, размеров сечения и концентратора напряжений.

Таблица 1

Консольная сила F_M [1]

Тип муфты	Сила F_M	Диаметр начальной окружности муфты d_M
Пальцевая (МУВП)	$F_M = 0,25F_t^M$	Диаметр окружности расположения пальцев
Цепная	$F_M = 0,25F_t^M$	$\frac{z_M p_z}{\pi}$; z_M – число зубьев звездочки; p_z – шаг цепи
Зубчатая	$F_M = 0,2F_t^M$	$m_M z_M$; m_M – модуль; z_M – число зубьев муфты
$F_t^M = \frac{2T}{d_M}$, T – номинальный передаваемый валом момент, Нмм		

5. Определяют суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях по формуле

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2},$$

а при наличии муфты

$$M = M_M + \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

6. Нормальное σ_n и касательное τ напряжения в рассматриваемом сечении вала определяют по формулам:

$$\sigma_n = \frac{M}{W_x}; \quad \tau = \frac{T}{W_\rho},$$

где W_x, W_ρ – соответственно осевой и полярный моменты рассматриваемого сечения.

Для круглого сечения моменты сопротивления рассчитывают по зависимостям:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32}; \quad W_\rho = \frac{\pi d^3}{16},$$

где d – диаметр вала в рассматриваемом сечении.

В сечении вала, ослабленном шпоночным пазом, моменты сопротивления определяют по таблице 3 или рассчитывают по эмпирическим зависимостям

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}; \quad W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d},$$

где b, t_1 – размеры шпоночного паза (табл. 2).

Для вала-шестерни в сечении по зубьям геометрические характеристики поперечного сечения определяют как для сплошного сечения по начальному диаметру d_w .

Таблица 2

Параметры шпоночного соединения вал-ступица

d , мм	$b \times h$, мм	t_1 , мм	d , мм	$b \times h$, мм	t_1 , мм
20	6x6	3,5	45	14x9	5,5
21			48		
22			50		
24	8x7	4,0	53	16x10	6,0
25			55		
26			56		
28			60		
30	10x8	5,0	63	18x11	7,0
32			67		
34			70		
36			71		
38	22x14	9,0	75	22x14	9,0
			80		

7. Частные запасы прочности по нормальным n_σ и касательным n_τ напряжениям определяют по формулам:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma_H}; \quad n_\tau = \frac{\tau_T}{\tau},$$

где σ_T, τ_T – пределы текучести материала соответственно при изгибе и кручении (табл. 9).

Таблица 3

**Значения моментов сопротивления сечения
с пазом для призматической шпонки**

d , мм	$b \times h$, мм	W_x , мм ³	W_ρ , мм ³	d , мм	$b \times h$, мм	W_x , мм ³	W_ρ , мм ³
20	6x6	655	1440	45	14x9	7800	16740
21		770	1680	48		9620	20500
22		897	1940	50		10916	23695
24	8x7	1192	2599	53	16x10	12869	28036
25		1275	2810	55		14510	30800
26		1453	3180	56		15290	33265
28		1854	4090	60	18x11	18760	40000
30	2320	4970	63	21938		47411	
32	10x8	2730	5940	67	20x12	26180	56820
34		3330	7190	70		30200	63800
36		4010	8590	71		31549	68012
38		4775	10366	75		37600	79000
				80	22x14	45110	97271

8. Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести n при совместном действии нормальных и касательных напряжений определяется по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Данная формула соответствует расчету по гипотезе прочности максимальных касательных напряжений.

9. Статическая прочность считается обеспеченной, если

$$n > [n],$$

где $[n]$ – минимально допустимое значение общего коэффициента запаса по пределу текучести.

Значение $[n]$ принимается в диапазоне $[n] = 1,3 \dots 2,0$ в зависимости от ответственности конструкции и последствий разрушения вала, от принятой точности определения нагрузок и напряжений, от уровня технологии изготовления и контроля, от однородности и стабильности свойств материала и от других факторов.

Нормативное значение $[n]$ устанавливается на основе опыта расчетов и наблюдений за поведением машины в эксплуатации с учетом отмеченных факторов в нормативных документах отрасли или предприятия применительно к определенным типам машин и деталей.

2. Последовательность расчета вала на сопротивление усталости

В большинстве случаев действительный цикл нагрузки машин в эксплуатационных условиях установить трудно, поэтому при расчете валов на усталостную прочность принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по пульсирующему (отнулевому) циклу (рис. 1).

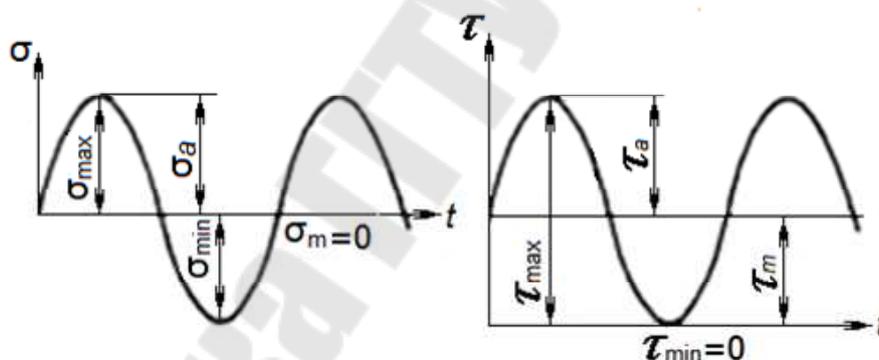


Рис. 1. Циклы изменения напряжений

Последовательность расчета вала на сопротивление усталости осуществляют в следующем порядке.

1. По чертежу вала, полученному из эскизной компоновки редуктора, составляют расчетную схему, на которой наносят в аксонометрии все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной и вертикальной).

2. Затем определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскости. В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов M_x , M_y и крутящего момента T .

3. В случае наличия муфты строят отдельную эпюру изгибающего момента M_M , от возникающей кривошипной силы муфты F_M (таблица 1), нагружающий вал консольно.

Консольная кривошипная сила от муфты вращается вместе с валом, и такая схема расчета обеспечивает ее учет при самом опасном случае воздействия.

4. Предположительно устанавливают опасные сечения, исходя из эпюр моментов, размеров сечения и концентратора напряжений.

5. Определяют суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях по формуле

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2},$$

а при наличии муфты

$$M = M_M + \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

6. Определяют амплитуды нормальных и касательных напряжений в рассматриваемом сечении вала по формулам:

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M}{W_x}; \quad \tau_a = \frac{\tau}{2} = \frac{T}{2W_\rho},$$

где W_x, W_ρ – соответственно осевой и полярный моменты рассматриваемого сечения.

Для круглого сечения моменты сопротивления рассчитывают по зависимостям:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32}; \quad W_\rho = \frac{\pi d^3}{16},$$

где d – диаметр вала в рассматриваемом сечении.

В сечении вала, ослабленном шпоночным пазом, моменты сопротивления определяют по табл. 3 или рассчитывают по эмпирическим зависимостям

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}; W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d},$$

где b, t_1 – размеры шпоночного паза (табл. 2).

Для вала – шестерни в сечении по зубьям геометрические характеристики поперечного сечения определяют как для сплошного сечения по начальному диаметру d_w .

6. Определяют средние нормальные и касательные напряжения в рассматриваемом сечении вала:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = \frac{T}{2W_\rho}.$$

7. Найти эффективные коэффициенты концентрации при изгибе k_σ и кручении k_τ , учитывая тип соединения (с посадкой или шпоночное соединение) или концентраторы напряжений для эвольвентных зубьев в случае вала-шестерни.

В случае соединения с посадкой эффективные концентраторы выбирают по таблице 4, при шпоночном соединении – по таблице 5 и эвольвентных зубьев по табл. 6.

Таблица 4

Рекомендуемые значения $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ для валов с напрессованными деталями при давлении напрессовки свыше 20 МПа

Диаметр вала d , мм	$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ при σ_B , МПа			$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ при σ_B , МПа		
	500	700	900	500	700	900
30	2,60	3,30	4,00	1,50	2,00	2,40
40	2,75	3,50	4,30	1,65	2,10	2,60
50	2,90	3,70	4,50	1,75	2,20	2,70
60	3,00	3,85	4,70	1,80	2,30	2,80
70	3,10	4,00	4,85	1,85	2,40	2,90
80	3,20	4,10	4,95	1,90	2,45	3,00

Таблица 5

**Рекомендуемые значения k_σ и k_τ для валов
с одной шпоночной канавкой**

Характер нагружения, коэффициент	Предел прочности материала σ_B , МПа				
	500	600	700	800	900
Изгиб, k_σ	1,50	1,63	1,75	1,84	1,92
Кручение, k_τ	1,40	1,50	1,60	1,70	1,90

Таблица 6

**Рекомендуемые значение коэффициентов концентрации
для эвольвентных зубьев вала-шестерни**

Характер нагружения, коэффициент	Предел прочности материала σ_B , МПа					
	500	600	700	800	900	1000
Изгиб, k_σ	1,45	1,55	1,60	1,65	1,70	1,72
Кручение, k_τ	1,43	1,46	1,49	1,52	1,55	1,58

8. Найти коэффициенты влияния размеров поперечного сечения при изгибе ε_σ и кручении ε_τ (таблица 7)

Таблица 7

Рекомендуемые значения масштабных факторов

Характер нагружения, коэффициент	Диаметр вала, мм						
	20	30	40	50	70	80	100
Изгиб, ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,70
Кручение, ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,63	0,59

9. Найти коэффициенты чувствительности ψ_σ и ψ_τ материала к асимметрии цикла напряжений.

Коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений принимают в соответствии таблицы 8 или рассчитывают по зависимостям

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B; \quad \psi_\tau = 0,5\psi_\sigma.$$

Таблица 8

Значения коэффициентов чувствительности ψ_σ и ψ_τ

Сталь	ψ_σ	ψ_τ
Углеродистая мягкая	0,15	0,05
Среднеуглеродистая	0,20	0,10
Легированная	0,25	0,15

10. Определить частные коэффициенты запаса прочности по нормальным n_σ и касательным n_τ напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала вала соответственно при изгибе и кручении (табл. 9); $\beta_\sigma = \beta_\tau = \beta$ – коэффициенты, учитывающие влияние упрочнения и шероховатости соответственно при изгибе и кручении, определяемые по рис. 2.

Таблица 9

Механические характеристики материалов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ, (не менее)	Механические характеристики, МПа				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	≤ 120	240	800	550	300	350	210
	≤ 80	270	900	650	390	380	230
40X	≤ 200	240	800	650	390	360	210
	≤ 120	270	900	750	450	410	240
40XH	≤ 200	270	920	750	450	420	250
20X	≤ 120	197	650	400	240	300	160

При проведении расчетов на усталостную прочность с достаточной степенью точности можно принимать:

$$\beta_\sigma = \beta_\tau = \beta = 0,95.$$

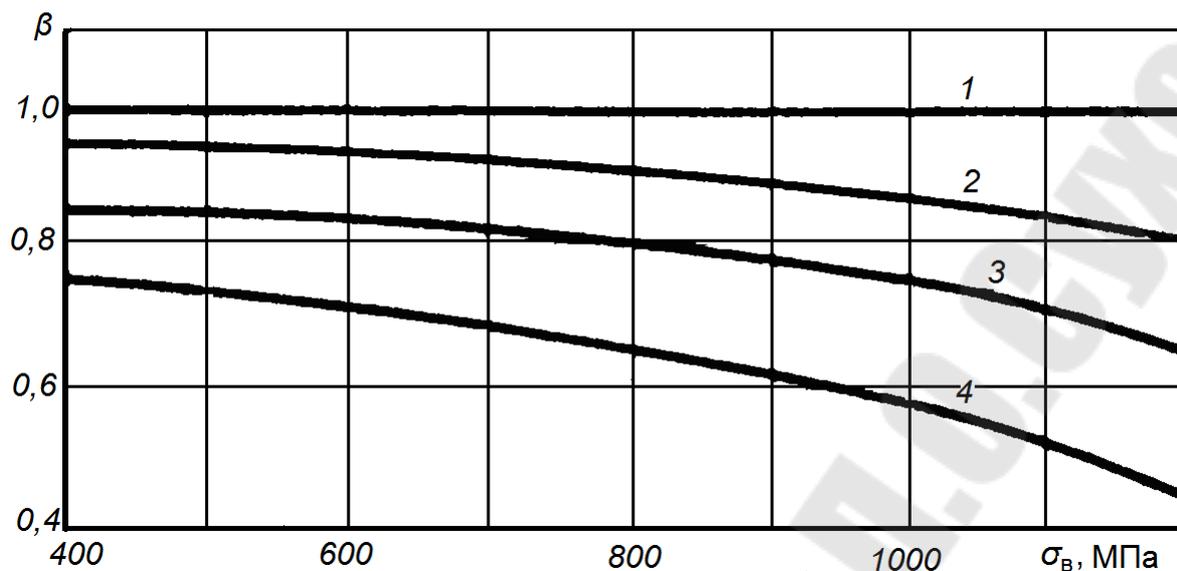


Рис. 2. Фактор шероховатости поверхности:
 1 – тонкое шлифование; 2 – чистовая обточка;
 3 – обдирка; 4 – необработанная поверхность

3. Примеры расчета валов приводов на усталостную прочность

3.1. Начальные условия

При рассмотрении примеров расчета валов на усталостную прочность были приняты следующие общие величины для проведения расчетов:

- мощность на входном валу конвейера $P_3 = 3$ кВт;
- частота вращения входного вала конвейера $n_3 = 100$ об/мин;
- передаточное число редуктора $u_{ред} = 3,5$;
- передаточное число открытой передачи $u_{отк} = 2$;
- привод конвейера приводится в движение с помощью электродвигателя марки АИР132S8, который имеет мощность $P_{эл} = 4$ кВт и асинхронную частоту вращения $n_{эл} = 700$ об/мин.

При определении кинематических и энергетических параметров привода, необходимых для расчета геометрических параметров механизмов входящих в привод, а также усилий в зацеплении и сил, действующих на валы, принимали коэффициенты полезных действия, значения которых приведены в табл. 10.

Таблица 10

Значения коэффициентов полезного действия

Передача	КПД
Закрытая цилиндрическая зубчатая передача	$\eta = 0,97$
Открытая цилиндрическая зубчатая передача	$\eta = 0,95$
Открытая коническая зубчатая передача	$\eta = 0,93$
Открытая цепная передача	$\eta = 0,93$
Ременная передача с плоским ремнем	$\eta = 0,96$
Ременная передача с клиновым ремнем	$\eta = 0,96$
Сборочная единица	
Механическая муфта	$\eta = 0,98$
Пара подшипников качения	$\eta = 0,99$

Входные диаметры валов редуктора рассчитывали по пониженным допускаемым касательным напряжениям, а их величина согласовывалась посадочными размерами муфт.

Для соединения вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора применяли упругую втулочно-пальцевую муфту, а для соединения тихоходного вала редуктора с валом привода применяли зубчатую муфту.

Силы в зацеплении зубчатых передач, а также силы от ременной и цепной передачи, определялись с достаточной степенью точности. При расчете использовали пакет Mathcad 13.

При назначении диаметров участков валов учитывалось, что диаметр вала под подшипником был кратен 5.

Компоновку редуктора не выполняли, поэтому длины участков валов назначали ориентировочно, учитывая длину подшипникового узла, длину ступицы открытой передачи и посадочную длину полумуфты.

В качестве материала вала во всех случаях применяли сталь 45 нормализованная с пределом прочности $\sigma_B = 570$ МПа.

Предел выносливости материала при изгибе

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 246 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости материала при кручении

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 246 = 142 \text{ МПа.}$$

3.2. Привод конвейера с открытой плоскоременной передачей

Кинематическая схема привода с открытой плоскоременной передачей дана на рис. 3.

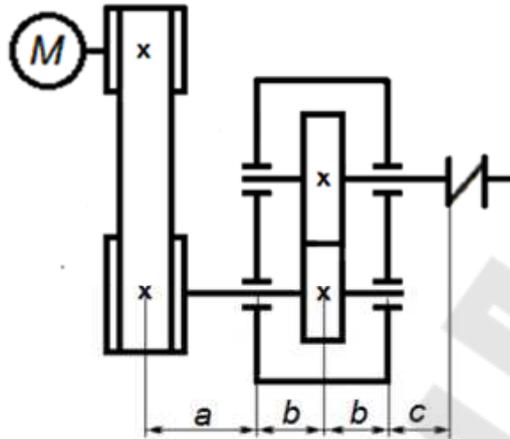


Рис. 3. Кинематическая схема привода с открытой плоскоременной передачей

Ведущий вал

На рис. 4 приведен ведущий вал редуктора, а также его расчетная схема.

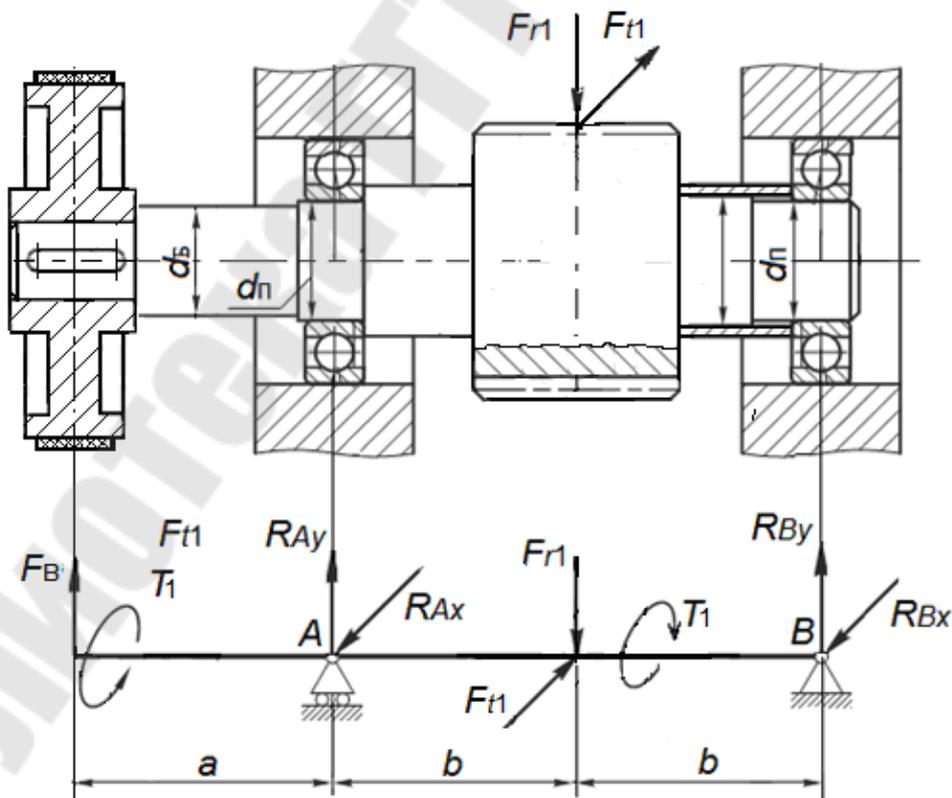


Рис. 4. Ведущий вал редуктора

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 87 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- сила, действующая на вал со стороны плоскоременной передачи $F_{\text{в}} = 1076 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни $F_{t1} = 2462 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни $F_{r1} = 896 \text{ Н}$;
- внутренний диаметр шестерни $d_{f1} = 61,5 \text{ мм}$;
- размеры: $a = 80 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$.

На рис. 5, а изображена расчетная схема ведущего вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 5, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = F_{\text{в}} \cdot a = 1076 \cdot 80 = 86080 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x4} = 0.$$

Для определения изгибающего момента M_{x3} найдем реакцию в опоре B из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры A :

$$-F_{\text{в}} \cdot a - F_{r1} \cdot b + R_{By} \cdot 2b = 0.$$

Реакция в опоре B равна:

$$R_{By} = \frac{F_{\text{в}} \cdot a + F_{r1} \cdot b}{2b} = \frac{1076 \cdot 80 + 896 \cdot 70}{2 \cdot 70} = 1063 \text{ Н}.$$

В этом случае

$$M_{x3} = R_{By} \cdot b = 1063 \cdot 70 = 74400 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 5, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала в горизонтальной плоскости изображена на рис. 5, з.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = 0;$$

$$M_{y3} = R_{Ax} \cdot b = \frac{F_{t1} \cdot b}{2} = \frac{2462 \cdot 70}{2} = 86170 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 5д).

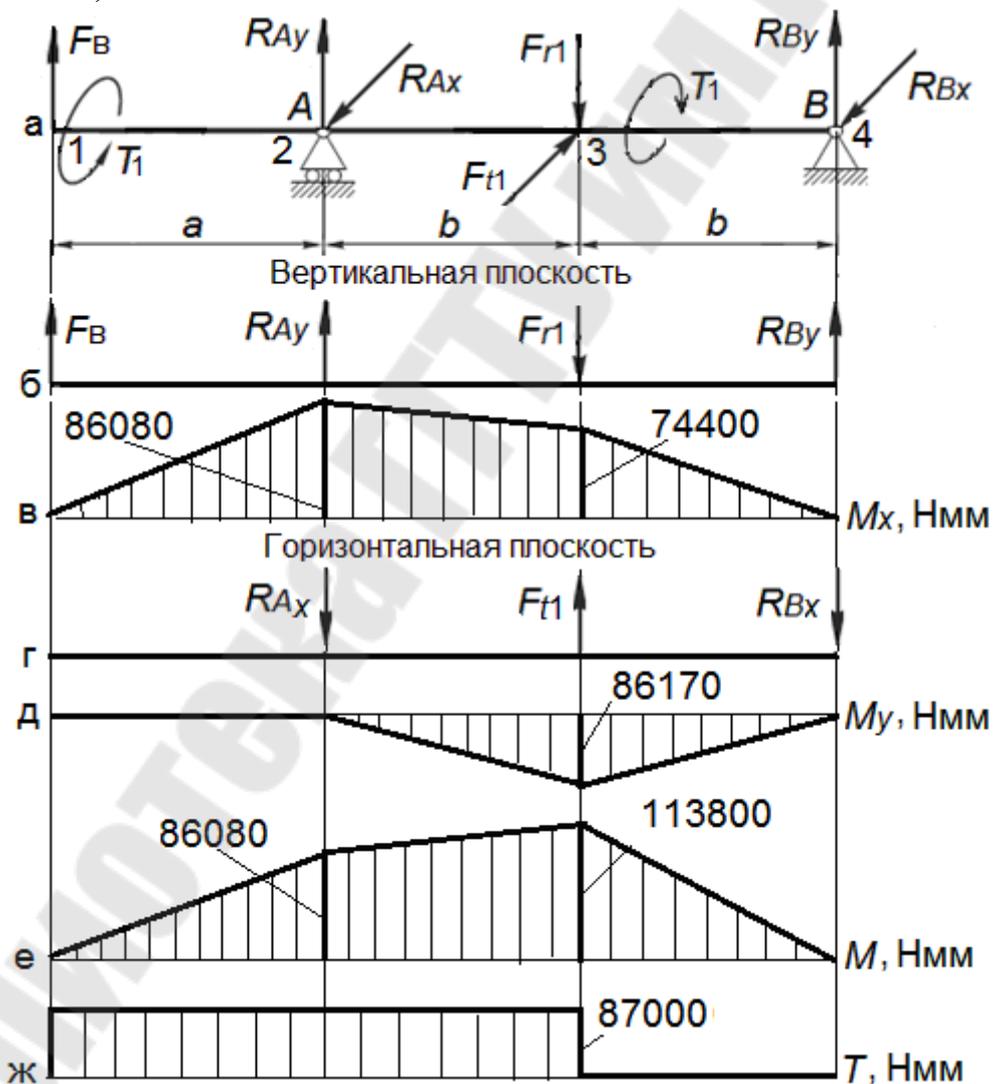


Рис. 5. Эпюры ведущего вала

Определяя суммарные изгибающие моменты в каждом сечении, строим эпюру изгибающих моментов в соответствии с расчетами (рис. 5, е).

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{86080^2 + 0} = 86080 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{74400^2 + 86170^2} = 113800 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Строим эпюру крутящих моментов (рис. 5, ж).

Опасным сечением является сечение 3 в средней части шестерни. Для этого сечения рассчитаем общий коэффициент запаса прочности.

Сечение 3 под шестерней

Определяем осевой и полярный моменты сопротивления в опасном сечении вала:

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d_f^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 61,5^3}{32} = 22840 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\rho} = \frac{\pi d_f^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 61,5^3}{16} = 45680 \text{ мм}^3.$$

Амплитудные и средние напряжения цикла нагружения

$$\sigma_a = \frac{M_3}{W_{\text{и}}} = \frac{113800}{22840} = 4,98 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_{\rho}} = \frac{87000}{2 \cdot 45680} = 0,95 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты концентрации напряжений определяем в соответствии с табл. 6 методом интерполирования:

$$k_{\sigma} = 1,45 + \frac{1,55 - 1,45}{600 - 500} \cdot 70 = 1,52;$$

$$k_{\tau} = 1,43 + \frac{1,46 - 1,43}{600 - 500} \cdot 70 = 1,45.$$

Коэффициенты масштабного фактора определяем в соответствии с табл. 7:

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,81 + \frac{0,76 - 0,81}{70 - 50} \cdot 11,5 = 0,78;$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0,70 + \frac{0,65 - 0,70}{70 - 50} \cdot 11,5 = 0,67.$$

Коэффициенты, учитывающие влияние упрочнения и шероховатости соответственно при изгибе и кручении, определяемые по рис. 2.

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0,95.$$

Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений принимаем в соответствии с табл. 8:

$$\psi_{\tau} = 0,1.$$

Коэффициенты запаса прочности по напряжениям изгиба и напряжениям кручения равны:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \sigma_a} = \frac{246}{\frac{1,52}{0,78 \cdot 0,95} \cdot 4,98} = 24,08;$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{142}{\frac{1,45}{0,67 \cdot 0,95} \cdot 0,95 + 0,1 \cdot 0,95} = 62,86.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{24,08 \cdot 62,86}{\sqrt{24,08^2 + 62,86^2}} = 22,49 > [n] = 2,5.$$

Условие прочности выполняется.

Ведомый вал

Рассмотрим теперь ведомый вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 6.

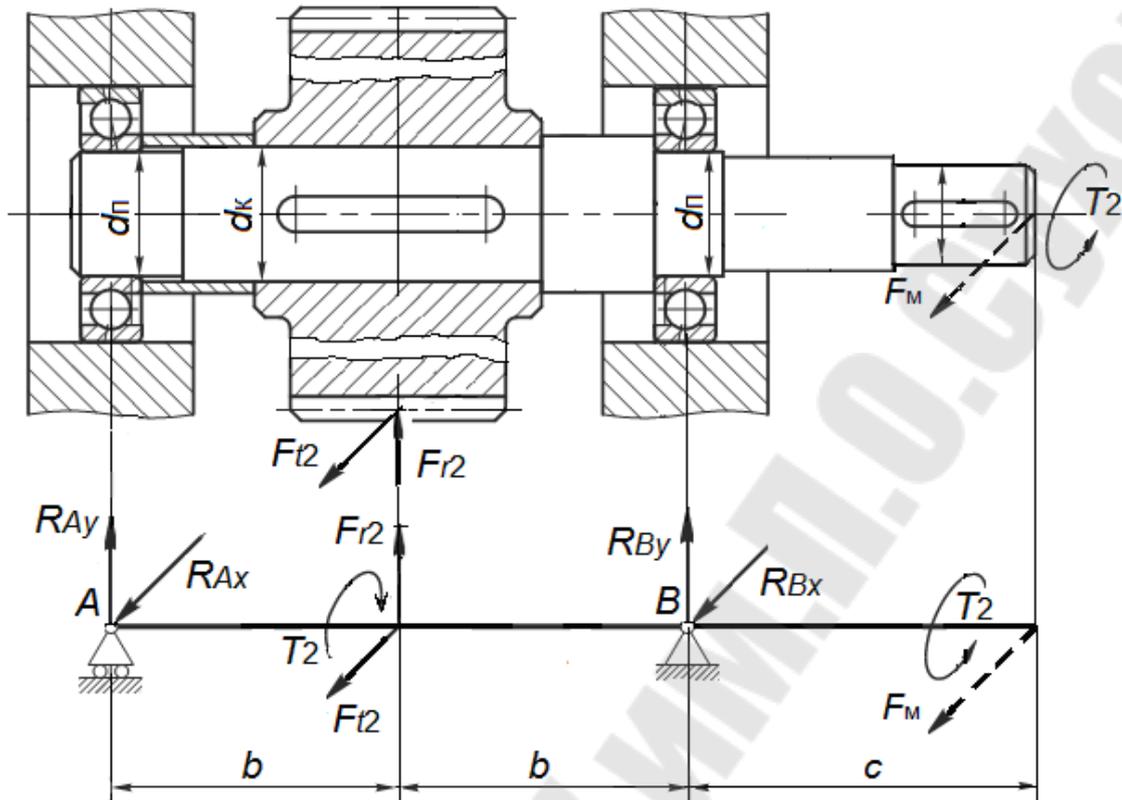


Рис. 6. Ведомый вал

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 295 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- сила, действующая на вал со стороны муфты $F_M = 1507 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни $F_{t2} = 2462 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни $F_{r2} = 896 \text{ Н}$;
- диаметр вала под подшипником $d_{\text{ш}} = 50 \text{ мм}$;
- диаметр вала под зубчатым колесом $d_{\text{к}} = 55 \text{ мм}$;
- размеры шпоночного паза $b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}$;
- глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 6 \text{ мм}$;
- размеры: $b = 70 \text{ мм}$; $c = 110 \text{ мм}$.

На рис. 7, а изображена расчетная схема ведомого вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 7, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = \frac{F_{r2}}{2} \cdot b = \frac{896}{2} \cdot 70 = 31360 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x3} = 0$$

$$M_{x4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 7, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала в горизонтальной плоскости показана на рис. 7, г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = \frac{F_{t1} \cdot b}{2} = \frac{2462 \cdot 70}{2} = 86170 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y3} = 0;$$

$$M_{y4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 7, д).

Рассчитываем суммарные изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов в сечении вала (рис. 7, е):

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{31380^2 + 86170^2} = 91710 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Определяем изгибающие моменты в сечениях вала от действия силы от муфты и строим эпюру (рис. 7, ж):

$$M_{m1} = 0;$$

$$M_{m4} = 0;$$

$$M_{M3} = F_M \cdot c = 1507 \cdot 110 = 165800 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{M2} = \frac{M_{M3}}{2} = \frac{165800}{2} = 82900 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

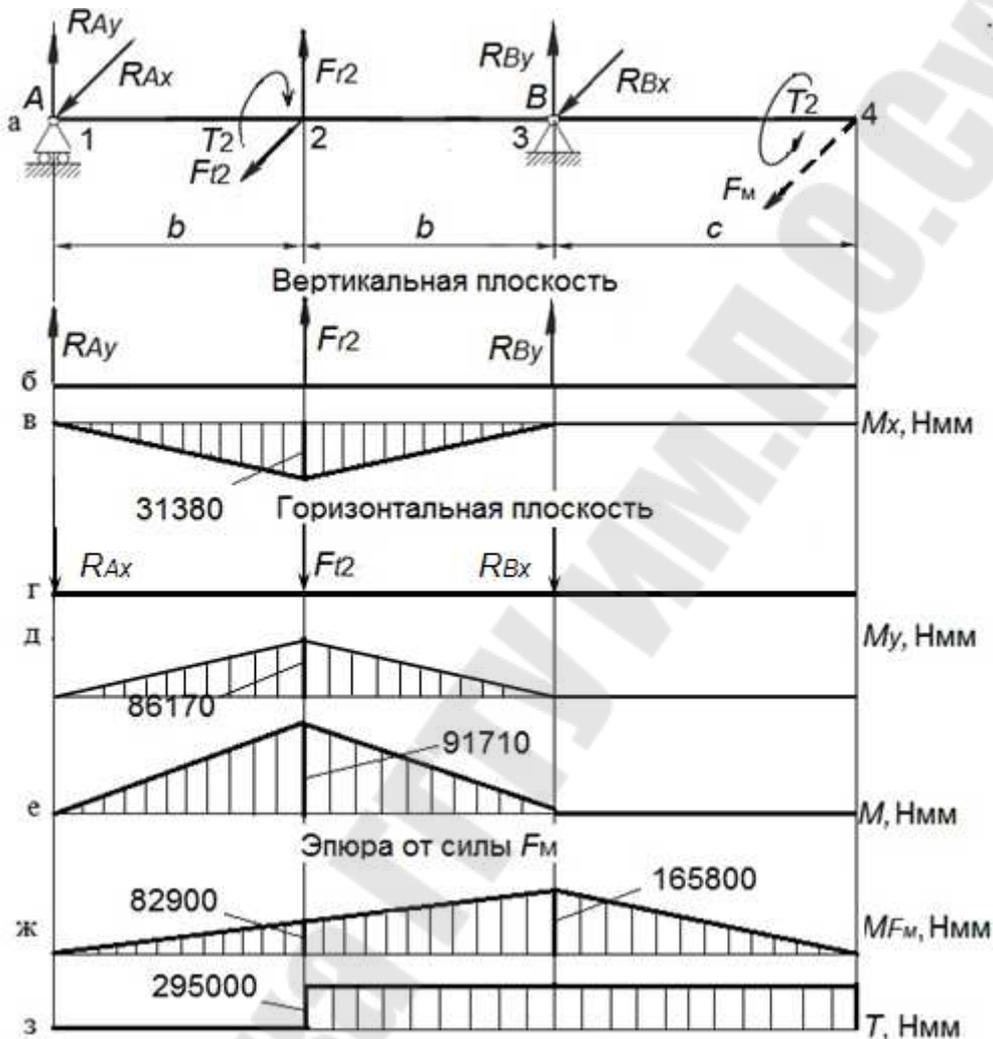


Рис. 7. Эюры ведомого вала

В сечении 2, с учетом изгибающего момента от муфты, действует изгибающий момент:

$$M_{p2} = M_2 + M_{M2} = 91710 + 82900 = 174600 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

В сечении 3 действует изгибающий момент:

$$M_{p3} = M_{M3} = 165800 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Учитывая, что расчетные изгибающие моменты близки по величине, проверим прочность вала в двух сечениях.

Сечение 2

Определяем осевой и полярный моменты сопротивления вала в сечении 2:

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d_{\text{к}}^3}{32} - \frac{bt_1(d_{\text{к}} - t_1)^2}{2d_{\text{к}}} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} - \frac{16 \cdot 6(55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 14230 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\rho} = \frac{\pi d_{\text{к}}^3}{16} - \frac{bt_1(d_{\text{к}} - t_1)^2}{2d_{\text{к}}} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} - \frac{16 \cdot 6(55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 30560 \text{ мм}^3.$$

Амплитудные и средние напряжения цикла нагружения

$$\sigma_a = \frac{M_2}{W_{\text{и}}} = \frac{174600}{14230} = 12,27 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_{\rho}} = \frac{295000}{2 \cdot 30560} = 4,83 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты концентрации напряжений определяем в соответствии с табл. 6 методом интерполирования:

$$k_{\sigma} = 1,45 + \frac{1,55 - 1,45}{600 - 500} \cdot 70 = 1,52;$$

$$k_{\tau} = 1,43 + \frac{1,46 - 1,43}{600 - 500} \cdot 70 = 1,45.$$

Коэффициенты масштабного фактора определяем в соответствии с табл. 7:

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,81 + \frac{0,76 - 0,81}{70 - 50} \cdot 5 = 0,80;$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0,70 + \frac{0,65 - 0,70}{70 - 50} \cdot 5 = 0,69.$$

Коэффициенты, учитывающие влияние упрочнения и шероховатости соответственно при изгибе и кручении, определяемые по рис. 2:

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0,95.$$

Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений принимаем в соответствии с табл. 8:

$$\psi_{\tau} = 0,1.$$

Коэффициенты запаса прочности по напряжениям изгиба и напряжениям кручения равны:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta_{\sigma}}\sigma_a} = \frac{246}{\frac{1,52}{0,80 \cdot 0,95} \cdot 12,27} = 10,02;$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}\beta_{\tau}}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m} = \frac{142}{\frac{1,45}{0,69 \cdot 0,95} \cdot 4,83 + 0,1 \cdot 4,83} = 12,72.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_{\sigma}n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{10,02 \cdot 12,72}{\sqrt{10,02^2 + 12,72^2}} = 7,88 > [n] = 2,5.$$

Условие прочности выполняется.

Сечение 3

Определяем осевой и полярный моменты сопротивления вала в сечении 3:

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} = 12270 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\rho} = \frac{\pi d_{\text{п}}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{16} = 24540 \text{ мм}^3.$$

Амплитудные и средние напряжения цикла нагружения

$$\sigma_a = \frac{M_3}{W_{\text{и}}} = \frac{165800}{12270} = 13,51 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_{\rho}} = \frac{295000}{2 \cdot 24540} = 6,01 \text{ МПа}.$$

Комплексные коэффициенты при напессовки детали определяем в соответствии с табл. 4 методом интерполирования:

$$\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 2,90 + \frac{3,70 - 2,90}{700 - 500} \cdot 70 = 3,18;$$

$$\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 1,75 + \frac{2,20 - 1,75}{700 - 500} \cdot 70 = 1,91.$$

Коэффициенты, учитывающие влияние упрочнения и шероховатости соответственно при изгибе и кручении, определяемые по рис. 2:

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0,95.$$

Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений принимаем в соответствии табл. 8:

$$\psi_{\tau} = 0,1.$$

Коэффициенты запаса прочности по напряжениям изгиба и напряжениям кручения равны:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \beta_{\sigma} \sigma_a} = \frac{246}{\frac{3,18}{0,95} \cdot 13,51} = 5,44;$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \beta_{\tau} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{142}{\frac{1,91}{0,95} \cdot 6,01 + 0,1 \cdot 6,01} = 11,20.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{5,44 \cdot 11,20}{\sqrt{5,44^2 + 11,20^2}} = 4,89 > [n] = 2.$$

Условие прочности выполняется.

При рассмотрении привода конвейера с открытой плоскоремennой передачей были произведены расчеты вала на усталостную прочность в опасных сечениях, а именно: для ведущего вала под шестерней, а для ведомого вала под зубчатым колесом и под подшипником.

Эти три вида опасных сечений вала могут иметь место, не зависимо от схемы привода конвейера. Поэтому в дальнейшем рассматривая различные виды приводов, основная задача будет в определении опасного сечения вала, которая определяется путем построения эпюр изгибающих и крутящих моментов.

3.3. Привод конвейера с открытой клиноременной передачей

Кинематическая схема привода с открытой клиноременной передачей дана на рис. 8.

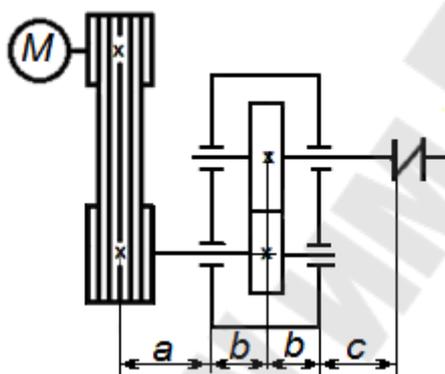


Рис. 8. Кинематическая схема привода с открытой клиноременной передачей

На рис. 9 приведен ведущий вал редуктора, а также его расчетная схема.

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 87 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- сила, действующая на вал со стороны клиноременной передачи $F_{\text{в}} = 1740 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни $F_{t1} = 2462 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни $F_{r1} = 896 \text{ Н}$;
- внутренний диаметр шестерни $d_{f1} = 61,5 \text{ мм}$;
- диаметр вала под подшипником $d_{\text{п}} = 35 \text{ мм}$;
- размеры: $a = 100 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$.

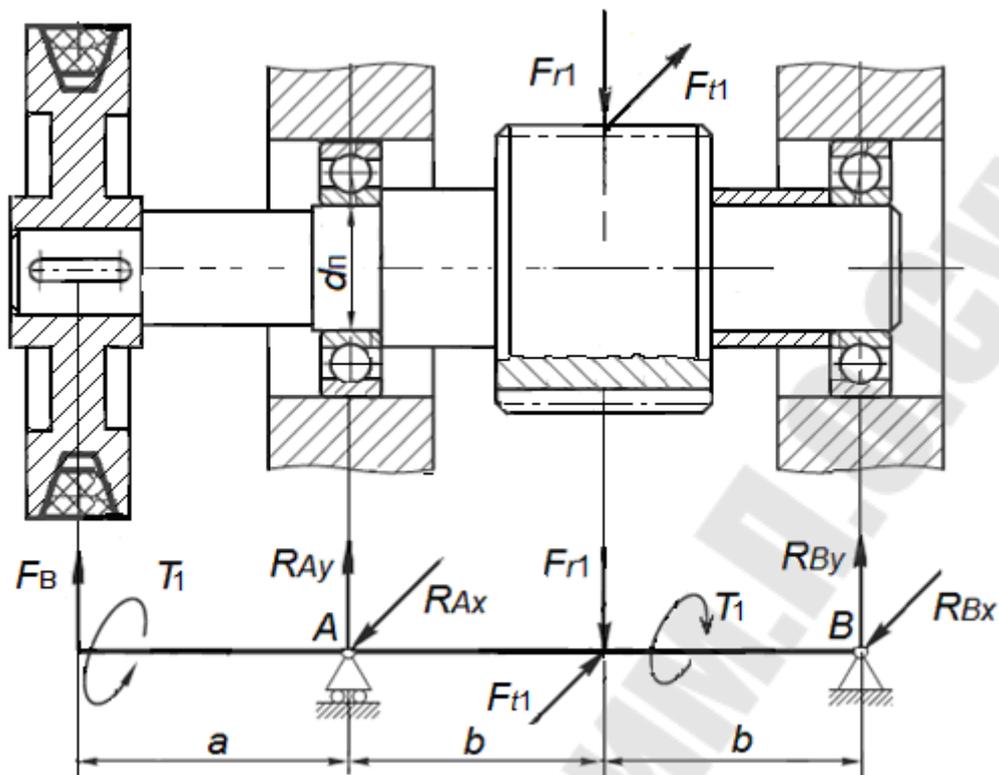


Рис. 9. Ведущий вал редуктора

На рис. 10, а изображена расчетная схема ведущего вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 10, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = F_B \cdot a = 1740 \cdot 100 = 174000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x4} = 0.$$

Для определения изгибающего момента M_{x3} найдем реакцию в опоре B из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры A:

$$-F_B \cdot a - F_{r1} \cdot b + R_{By} \cdot 2b = 0.$$

Реакция в опоре B равна:

$$R_{By} = \frac{F_B \cdot a + F_{r1} \cdot b}{2b} = \frac{1740 \cdot 100 + 896 \cdot 70}{2 \cdot 70} = 1691 \text{ Н.}$$

В этом случае

$$M_{x3} = R_{By} \cdot b = 1691 \cdot 70 = 118400 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 10, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала в горизонтальной плоскости изображена на рис. 10г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = 0;$$

$$M_{y3} = \frac{F_{t1} \cdot b}{2} = \frac{2462 \cdot 70}{2} = 86170 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 10, д).

Определяя суммарные изгибающие моменты в каждом сечении, строим эпюру изгибающих моментов в соответствии с расчетами (рис. 10, е).

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{174000^2 + 0} = 174000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{118400^2 + 86170^2} = 135700 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Строим эпюру крутящих моментов (рис. 10, ж).

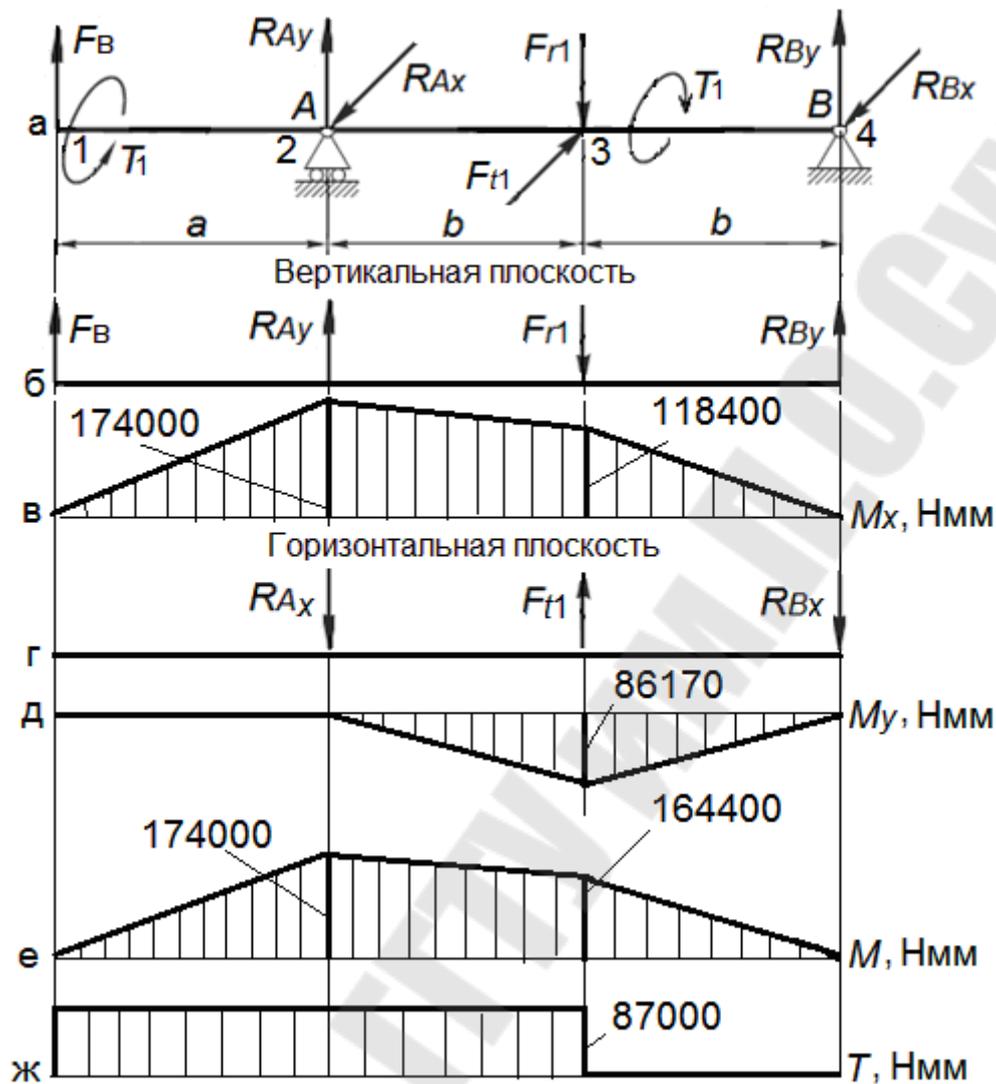


Рис. 10. Эпюры ведущего вала

На основании построенных эпюр опасным сечением является сечение вала 2 под подшипником. Дальнейший расчет ведем в соответствии с п. 3.2 (ведомый вал, сечение 3).

Ведомый вал

Рассмотрим теперь ведомый вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 11.

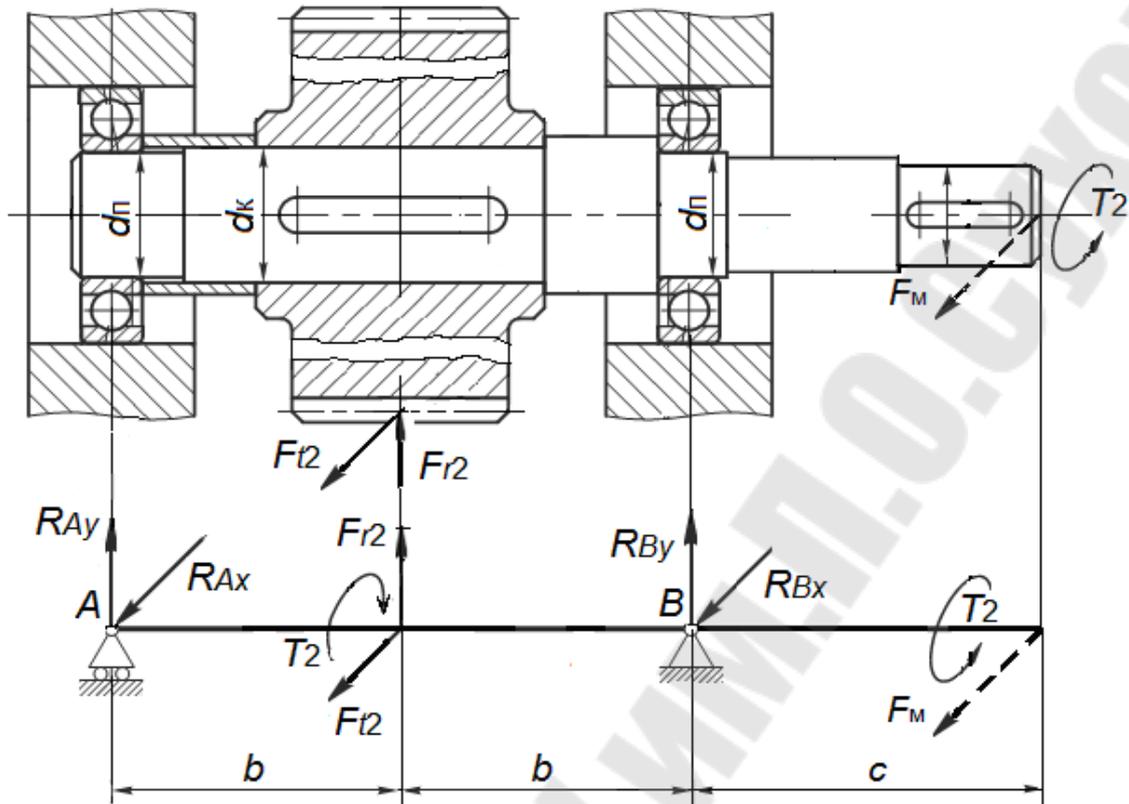


Рис. 11. Ведомый вал

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 295 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- сила, действующая на вал со стороны муфты $F_M = 1507 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни $F_{t2} = 2462 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни $F_{r2} = 896 \text{ Н}$;
- диаметр вала под подшипником $d_n = 50 \text{ мм}$;
- диаметр вала под зубчатым колесом $d_k = 55 \text{ мм}$;
- размеры шпоночного паза $b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}$;
- глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 6 \text{ мм}$;
- размеры: $b = 70 \text{ мм}$; $c = 110 \text{ мм}$.

На рис. 12, а изображена расчетная схема ведомого вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 12, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = \frac{F_{r2}}{2} \cdot b = \frac{896}{2} \cdot 70 = 31360 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x3} = 0$$

$$M_{x4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 12, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала в горизонтальной плоскости показана на рис. 12, г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = \frac{F_{t1} \cdot b}{2} = \frac{2462 \cdot 70}{2} = 86170 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y3} = 0;$$

$$M_{y4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 12, д).

Рассчитываем суммарные изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов в сечении вала (рис. 12, е):

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{31360^2 + 86170^2} = 91700 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Определяем изгибающие моменты в сечениях вала от действия силы от муфты и строим эпюру (рис. 12, ж):

$$M_{m1} = 0;$$

$$M_{m4} = 0;$$

$$M_{M3} = F_M \cdot c = 1507 \cdot 110 = 165800 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{M2} = \frac{M_{M3}}{2} = \frac{165800}{2} = 82900 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

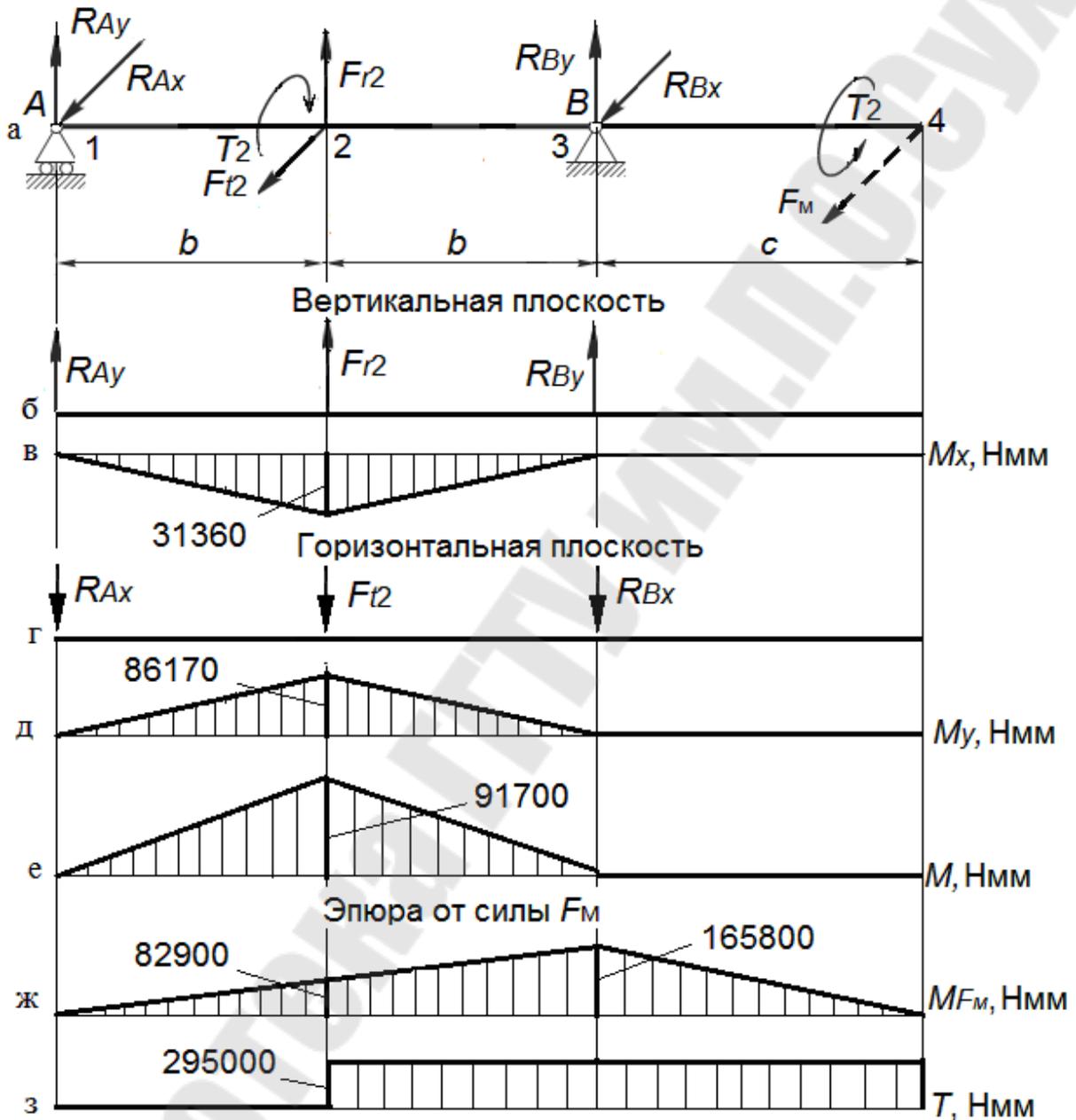


Рис. 12. Эпюры ведомого вала

В сечении 2, с учетом изгибающего момента от муфты, действует изгибающий момент:

$$M_{p2} = M_2 + M_{M2} = 91700 + 82900 = 174600 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

В сечении 3 действует изгибающий момент:

$$M_{p3} = M_{m3} = 165800 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Учитывая, что расчетные изгибающие моменты близки по величине, проверим прочность вала в двух сечениях (п. 3.2, сечение 2 и сечение 3).

3.4. Привод конвейера с открытой цилиндрической зубчатой передачей

Кинематическая схема привода с открытой цилиндрической зубчатой передачей дана на рис. 13.

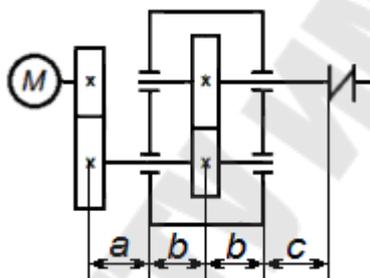


Рис. 13. Кинематическая схема привода с открытой цилиндрической зубчатой передачей

На рис. 14 приведен ведущий вал редуктора, а также его расчетная схема.

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 87 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- окружная сила на шестерни редуктора $F_{t1} = 2462 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни редуктора $F_{r1} = 896 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни открытой передачи $F_{t4} = 1450 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни редуктора $F_{r4} = 528 \text{ Н}$;
- внутренний диаметр шестерни редуктора $d_{f1} = 61,5 \text{ мм}$;
- диаметр вала под подшипником $d_{п} = 35 \text{ мм}$;
- размеры: $a = 100 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$.

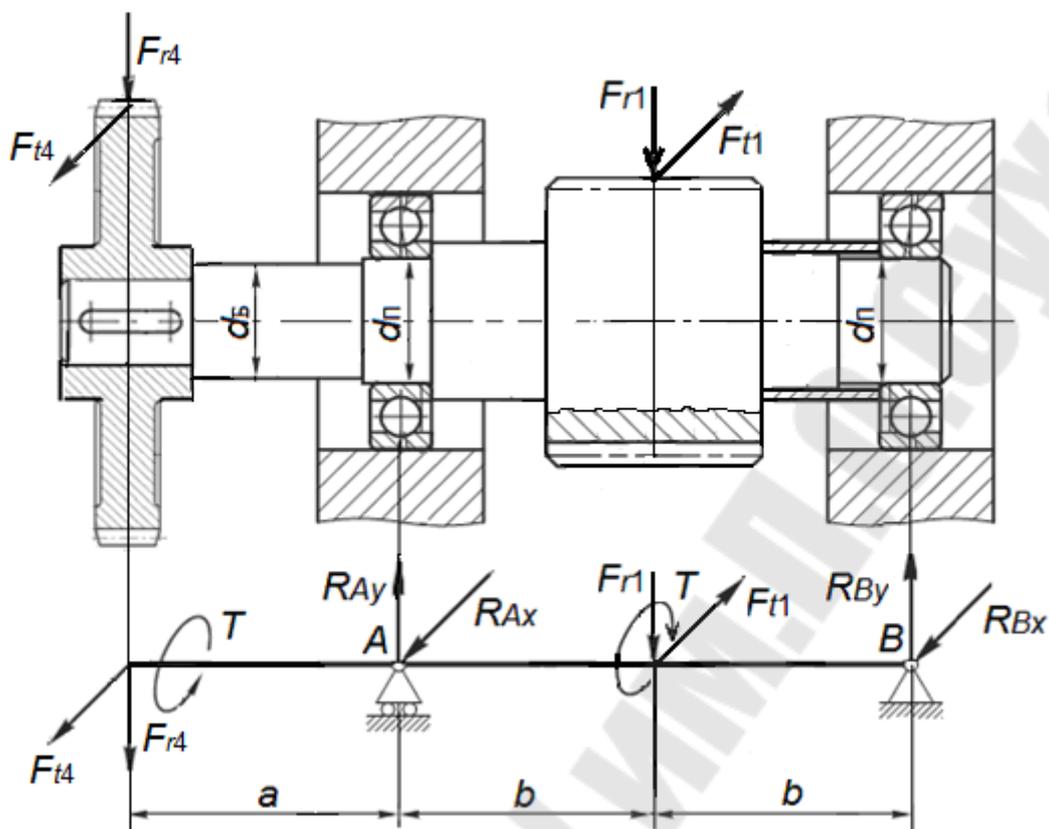


Рис. 14. Ведущий вал редуктора

На рис. 15, а изображена расчетная схема ведущего вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 15, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = -F_{r4} \cdot a = -528 \cdot 100 = -52800 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x4} = 0.$$

Для определения изгибающего момента M_{x3} найдем реакцию в опоре B из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры A :

$$F_{r4} \cdot a - F_{r1} \cdot b + R_{By} \cdot 2b = 0.$$

Реакция в опоре B равна:

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot b - F_{r4} \cdot a}{2b} = \frac{896 \cdot 70 - 528 \cdot 100}{2 \cdot 70} = 71 \text{ Н.}$$

В этом случае

$$M_{x3} = R_{By} \cdot b = 71 \cdot 70 = 4970 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 15, *в*).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала в горизонтальной плоскости изображена на рис. 15г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = -F_{t4} \cdot a = -1450 \cdot 100 = -145000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y4} = 0.$$

Для определения изгибающего момента M_{y3} найдем реакцию в опоре B из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры A :

$$F_{t4} \cdot a + F_{t1} \cdot b - R_{Bx} \cdot 2b = 0.$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1} \cdot b + F_{t4} \cdot a}{2b} = \frac{2462 \cdot 70 + 1450 \cdot 100}{2 \cdot 70} = 2267 \text{ Н.}$$

В этом случае

$$M_{y3} = -R_{Bx} \cdot b = -2267 \cdot 70 = -158700 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 15, *д*).

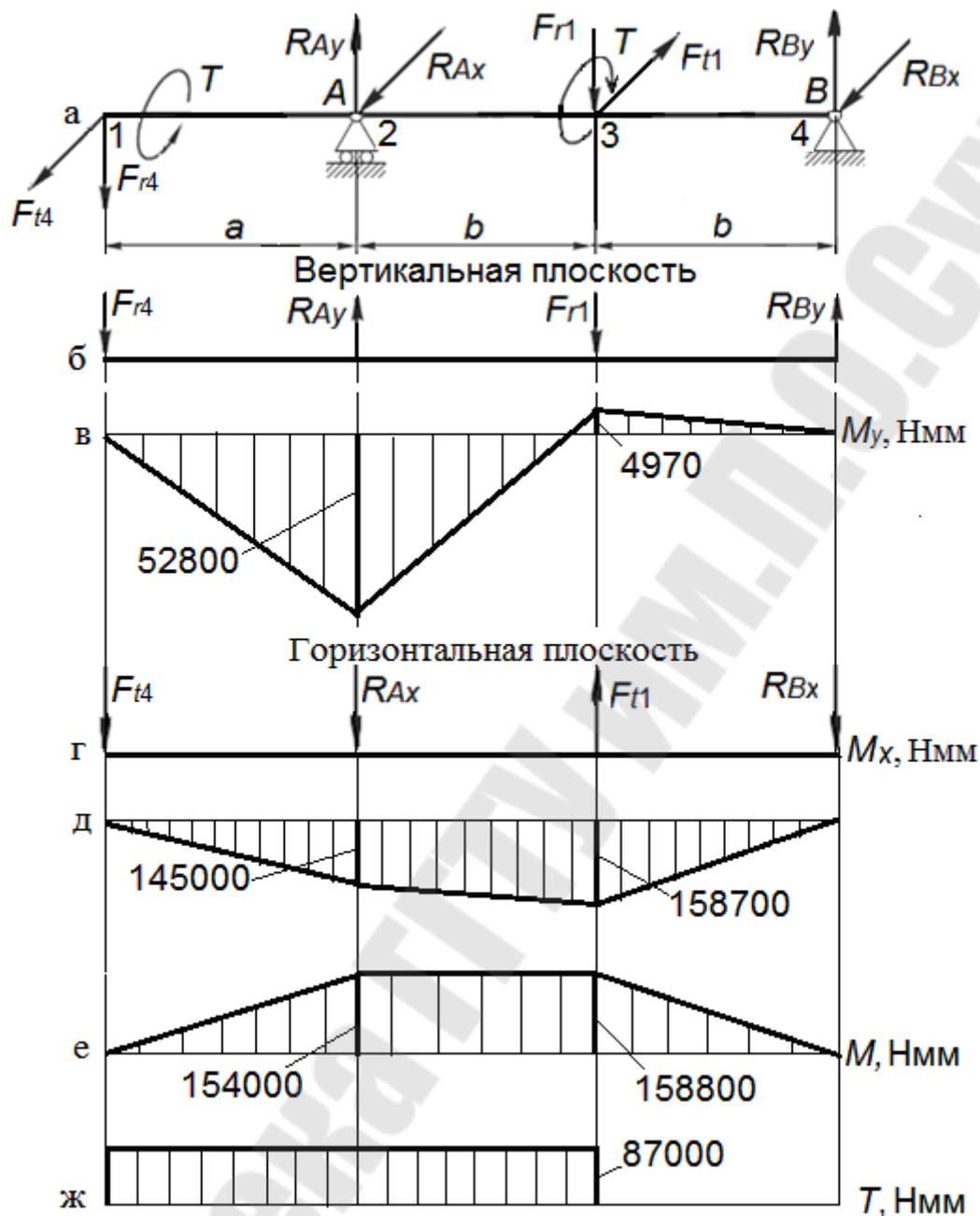


Рис. 15. Эпюры ведущего вала

Определяя суммарные изгибающие моменты в каждом сечении, строим эпюру изгибающих моментов в соответствии с расчетами (рис. 15, e).

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{52000^2 + 145000^2} = 154000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{4970^2 + 158700^2} = 158800 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Строим эпюру крутящих моментов (рис. 15, ж).

На основании построенных эпюр опасным сечением является сечение вала 2 под подшипником. Дальнейший расчет ведем в соответствии с п. 3.2 (ведомый вал, сечение 3).

Ведомый вал

Рассмотрим теперь ведомый вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 16.

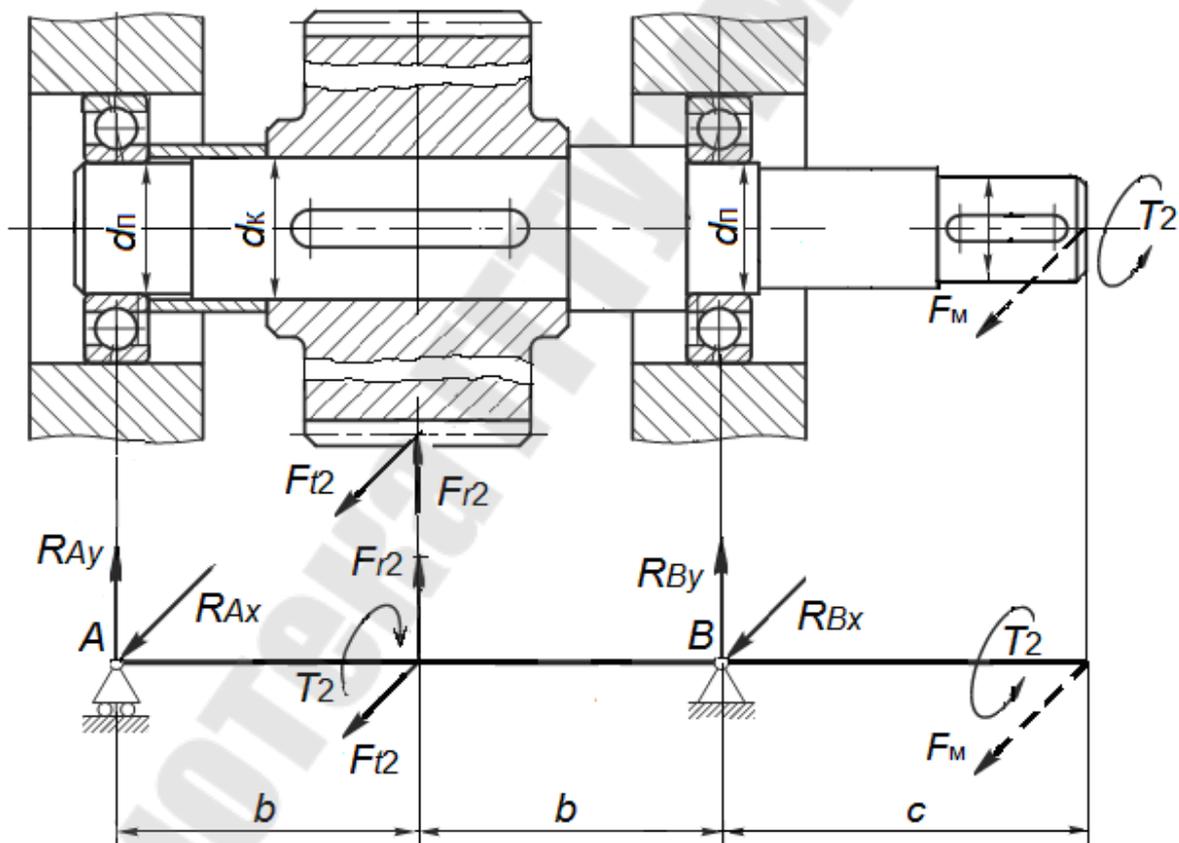


Рис. 16. Ведомый вал

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 295 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- сила, действующая на вал со стороны муфты $F_M = 1507 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни $F_{t2} = 2110 \text{ Н}$;

- радиальная сила на шестерни $F_{r2} = 768$ Н;
- диаметр вала под подшипником $d_{\text{п}} = 50$ мм;
- диаметр вала под зубчатым колесом $d_{\text{к}} = 55$ мм;
- размеры шпоночного паза $b \times h = 16 \times 10$ мм;
- глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 6$ мм;
- размеры: $b = 70$ мм; $c = 110$ мм.

На рис. 17, а изображена расчетная схема ведомого вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 17, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = \frac{F_{r2}}{2} \cdot b = \frac{768}{2} \cdot 70 = 26880 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x3} = 0$$

$$M_{x4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 17, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала в горизонтальной плоскости показана на рис. 17, г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = \frac{F_{t1} \cdot b}{2} = \frac{2110 \cdot 70}{2} = 73850 \text{ Н};$$

$$M_{y3} = 0;$$

$$M_{y4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 17, д).

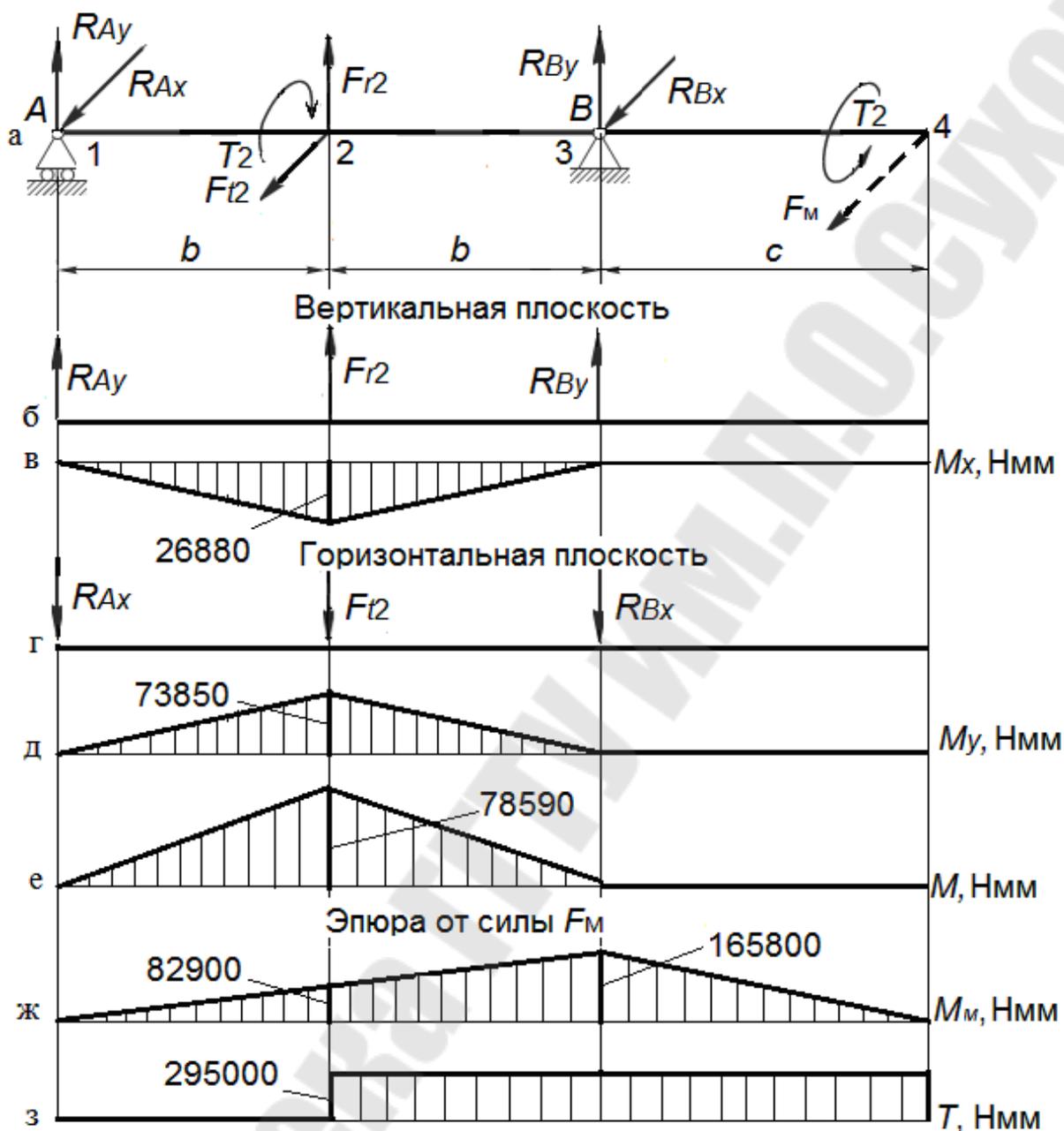


Рис. 17. Эпюры ведомого вала

Рассчитываем суммарные изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов в сечении вала (рис. 17, е):

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{26880^2 + 73850^2} = 78590 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Определяем изгибающие моменты в сечениях вала от действия силы от муфты и строим эпюру (рис. 17, ж):

$$M_{m1} = 0;$$

$$M_{m4} = 0;$$

$$M_{m3} = F_m \cdot c = 1507 \cdot 110 = 165800 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{m2} = \frac{M_{m3}}{2} = \frac{165800}{2} = 82900 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

В сечении 2, с учетом изгибающего момента от муфты, действует изгибающий момент:

$$M_{p2} = M_2 + M_{m2} = 78590 + 82900 = 161500 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

В сечении 3 действует изгибающий момент:

$$M_{p3} = M_{m3} = 165800 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Учитывая, что расчетные изгибающие моменты близки по величине, проверим прочность вала в двух сечениях (пункт 3.2 сечение 2 и сечение 3).

3.5. Привод конвейера с открытой конической зубчатой передачей

Кинематическая схема привода с открытой конической зубчатой передачей дана на рис. 18.

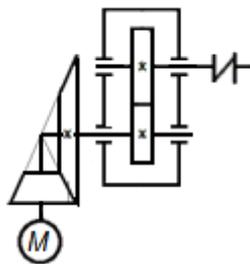


Рис. 18. Кинематическая схема привода с открытой конической зубчатой передачей

На рис. 19 приведен ведущий вал редуктора, а также его расчетная схема.

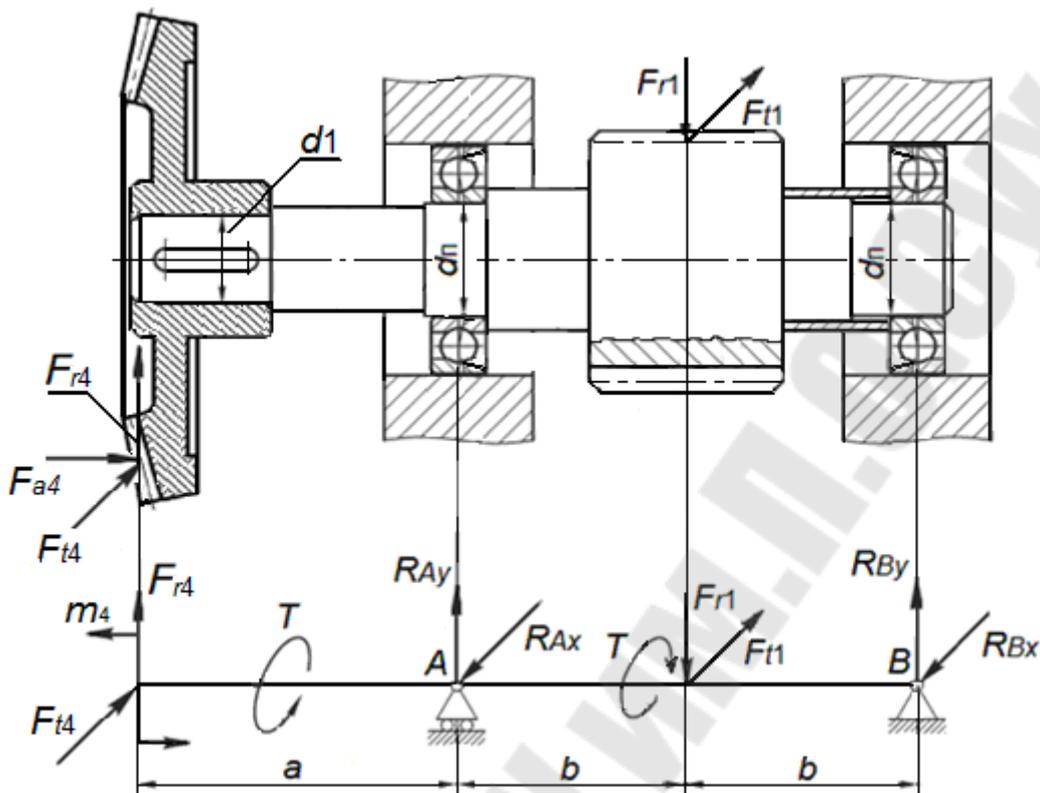


Рис. 19. Ведущий вал редуктора

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 87 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- окружная сила на шестерни редуктора $F_{t1} = 2462 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни редуктора $F_{r1} = 896 \text{ Н}$;
- окружная сила на колесе конической передачи $F_{t4} = 1360 \text{ Н}$;
- радиальная сила на колесе конической передаче $F_{r4} = 222 \text{ Н}$;
- осевая сила на колесе конической передаче $F_{a4} = 445 \text{ Н}$;
- момент от осевой силы на коническом колесе $m_4 = 28480 \text{ Н}\cdot\text{мм}$;
- внутренний диаметр шестерни редуктора $d_{f1} = 61,5 \text{ мм}$;
- диаметр вала под подшипником $d_{\text{п}} = 35 \text{ мм}$;
- размеры: $a = 80 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$.

На рис. 20, а изображена расчетная схема ведущего вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 20, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = -m_4 = -28480 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x2} = -m_4 + F_{r4} \cdot a = -28480 + 222 \cdot 80 = -10720 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x4} = 0.$$

Для определения изгибающего момента M_{x3} найдем реакцию в опоре B из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры A :

$$m_4 - F_{r4} \cdot a - F_{r1} \cdot b + R_{By} \cdot 2b = 0.$$

Реакция в опоре B равна:

$$R_{By} = \frac{-F_{r1} \cdot b + F_{r4} \cdot a - m_4}{2b} = \frac{896 \cdot 70 + 222 \cdot 80 - 28480}{2 \cdot 70} = 371 \text{ Н}.$$

В этом случае

$$M_{x3} = R_{By} \cdot b = 371 \cdot 70 = 26000 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 20, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала в горизонтальной плоскости изображена на рис. 20, г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = F_{t4} \cdot a = 1360 \cdot 80 = 108800 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y4} = 0.$$

Для определения изгибающего момента M_{y3} найдем реакцию в опоре B из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры A :

$$-F_{t4} \cdot a + F_{t1} \cdot b - R_{Bx} \cdot 2b = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1} \cdot b - F_{t4} \cdot a}{2b} = \frac{2462 \cdot 70 - 1360 \cdot 80}{2 \cdot 70} = 454 \text{ Н.}$$

В этом случае

$$M_{y3} = -R_{Bx} \cdot b = -454 \cdot 70 = -3177 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 20, д).

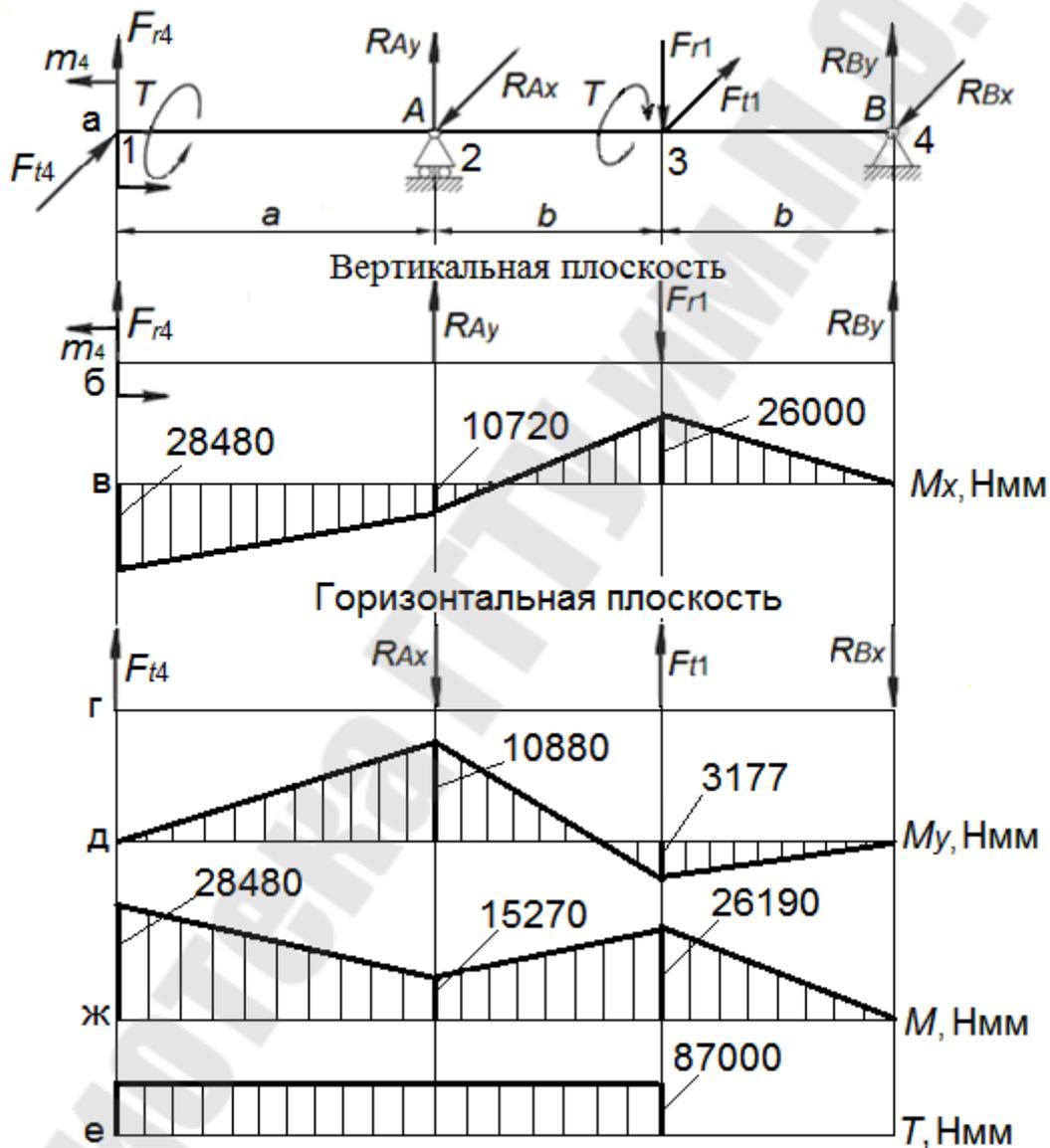


Рис. 20. Эпюры ведущего вала

Определяя суммарные изгибающие моменты в каждом сечении, строим эпюру изгибающих моментов в соответствии с расчетами (рис. 20, е).

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{28480^2 + 0} = 28480 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{10720^2 + 10880^2} = 15270 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{26000^2 + 3177^2} = 26190 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Строим эпюру крутящих моментов (рис. 20ж).

На основании построенных эпюр опасным сечением является сечение вала 2 под подшипником. Дальнейший расчет ведем в соответствии с п. 3.2 (ведомый вал, сечение 3).

Ведомый вал

Рассмотрим теперь ведомый вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 21.

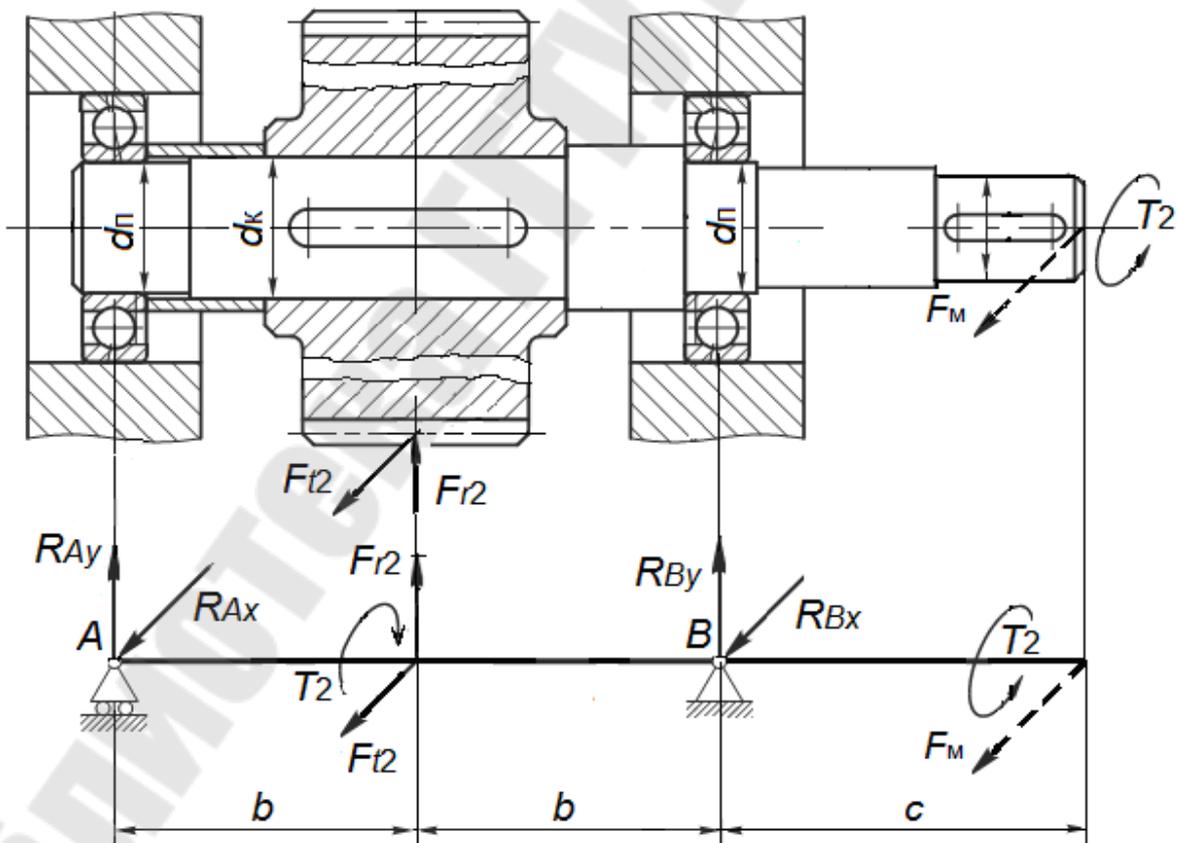


Рис. 21. Ведомый вал

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 295 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
 - сила, действующая на вал со стороны муфты $F_M = 1507 \text{ Н}$;
 - окружная сила на шестерни $F_{t2} = 2462 \text{ Н}$;
 - радиальная сила на шестерни $F_{r2} = 896 \text{ Н}$;
 - диаметр вала под подшипником $d_{\text{п}} = 50 \text{ мм}$;
 - диаметр вала под зубчатым колесом $d_{\text{к}} = 55 \text{ мм}$;
 - размеры шпоночного паза $b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}$;
 - глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 6 \text{ мм}$;
- размеры: $b = 70 \text{ мм}$; $c = 110 \text{ мм}$.

На рис. 22, а изображена расчетная схема ведомого вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 22, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = \frac{F_{r2}}{2} \cdot b = \frac{896}{2} \cdot 70 = 31360 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x3} = 0$$

$$M_{x4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 22, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала в горизонтальной плоскости показана на рис. 22, г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = \frac{F_{t1} \cdot b}{2} = \frac{2462 \cdot 70}{2} = 86170 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y3} = 0;$$

$$M_{y4} = 0.$$

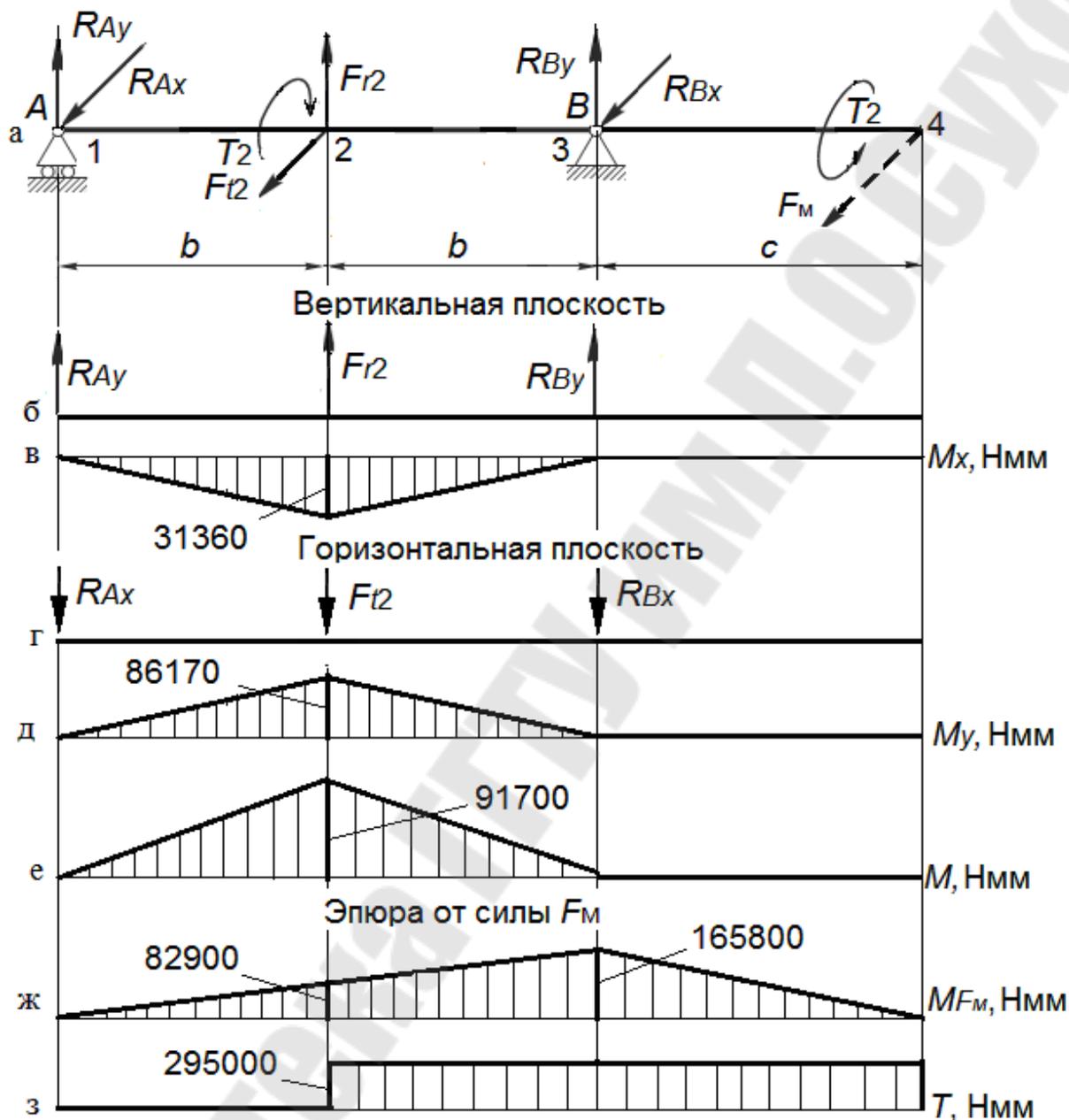


Рис. 22. Эпюры ведомого вала

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 22, д).

Рассчитываем суммарные изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов в сечении вала (рис. 22, е):

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{31380^2 + 86170^2} = 91710 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Определяем изгибающие моменты в сечениях вала от действия силы от муфты и строим эпюру (рис. 22, ж):

$$M_{M1} = 0;$$

$$M_{M4} = 0;$$

$$M_{M3} = F_M \cdot c = 1507 \cdot 110 = 165800 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{M2} = \frac{M_{M3}}{2} = \frac{165800}{2} = 82900 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

В сечении 2, с учетом изгибающего момента от муфты, действует изгибающий момент:

$$M_{p2} = M_2 + M_{M2} = 91710 + 82900 = 174600 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

В сечении 3 действует изгибающий момент:

$$M_{p3} = M_{M3} = 165800 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Учитывая, что расчетные изгибающие моменты близки по величине, проверим прочность вала в двух сечениях (п. 3.2, сечение 2 и сечение 3).

3.6. Привод конвейера с открытой цепной передачей

Кинематическая схема привода с открытой цепной передачей дана на рис. 23.

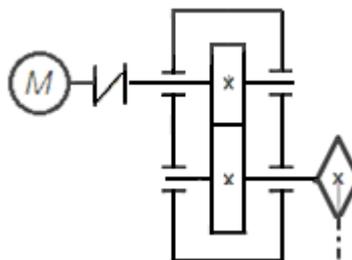


Рис. 23. Кинематическая схема привода с открытой цепной передачей

Ведущий вал

Рассмотрим ведущий вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 24.

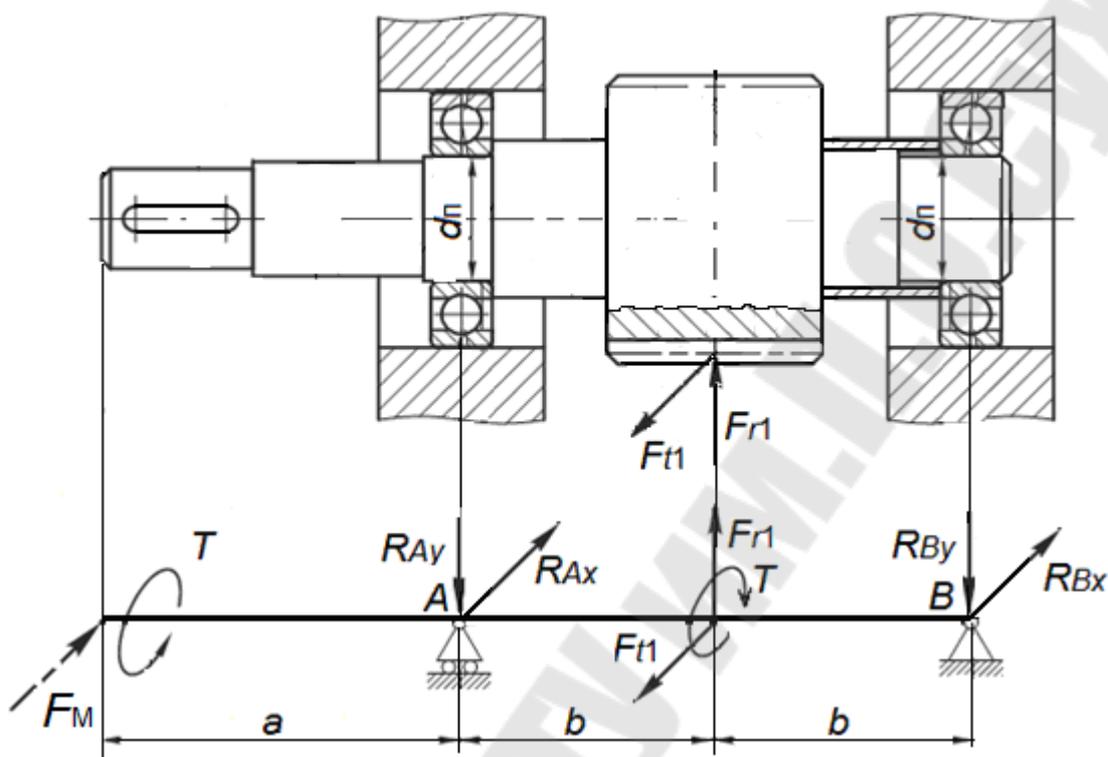


Рис. 24. Ведущий вал

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу шестерни $T = 46 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- сила, действующая на вал со стороны муфты $F_M = 218 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни $F_{t1} = 1588 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни $F_{r1} = 578 \text{ Н}$;
- диаметр вала под подшипником $d_{\text{п}} = 45 \text{ мм}$;
- внутренний диаметр шестерни $d_{f1} = 51 \text{ мм}$;
- размеры: $a = 110 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$.

На рис. 25, а изображена расчетная схема ведомого вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 25, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = 0$$

$$M_{x3} = \frac{F_{r1}}{2} \cdot b = \frac{578}{2} \cdot 70 = 20230 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии расчетов (рис. 25, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала в горизонтальной плоскости показана на рис. 25, г. Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = 0;$$

$$M_{y3} = \frac{F_{t1} \cdot b}{2} = \frac{1588 \cdot 70}{2} = 55580 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 25, д).

Рассчитываем суммарные изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов в сечении вала (рис. 25, е):

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{20230^2 + 55580^2} = 591500 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Определяем изгибающие моменты в сечениях вала от действия силы от муфты и строим эпюру (рис. 25, ж):

$$M_{m1} = 0;$$

$$M_{m4} = 0;$$

$$M_{m2} = F_m \cdot a = 218 \cdot 110 = 23980 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{M3} = \frac{M_{M2}}{2} = \frac{23980}{2} = 11990 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

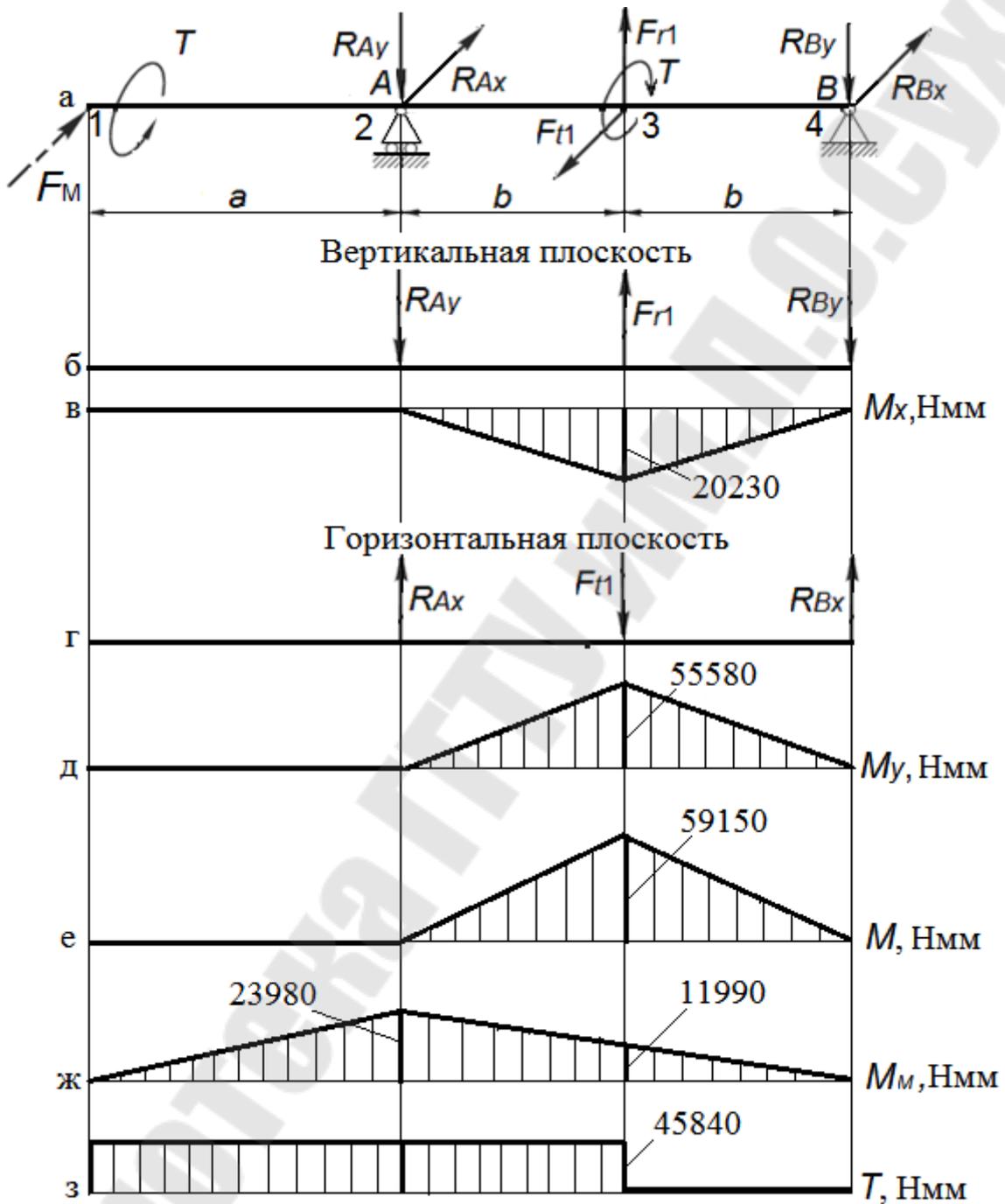


Рис. 25. Эпюры ведущего вала

В опасном сечении 3 с учетом силы от муфты действует изгибающий момент:

$$M_{p3} = M_3 + M_{M3} = 59150 + 11990 = 71140 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Ведомый вал

Рассмотрим теперь ведомый вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 26.

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 156 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- сила, действующая на вал со стороны цепной передачи $F_B = 1634 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни $F_{t1} = 1588 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни $F_{r1} = 578 \text{ Н}$;
- диаметр вала под подшипником $d_{II} = 40 \text{ мм}$;
- диаметр вала под зубчатым колесом $d_r = 45 \text{ мм}$;
- размеры: $c = 90 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$

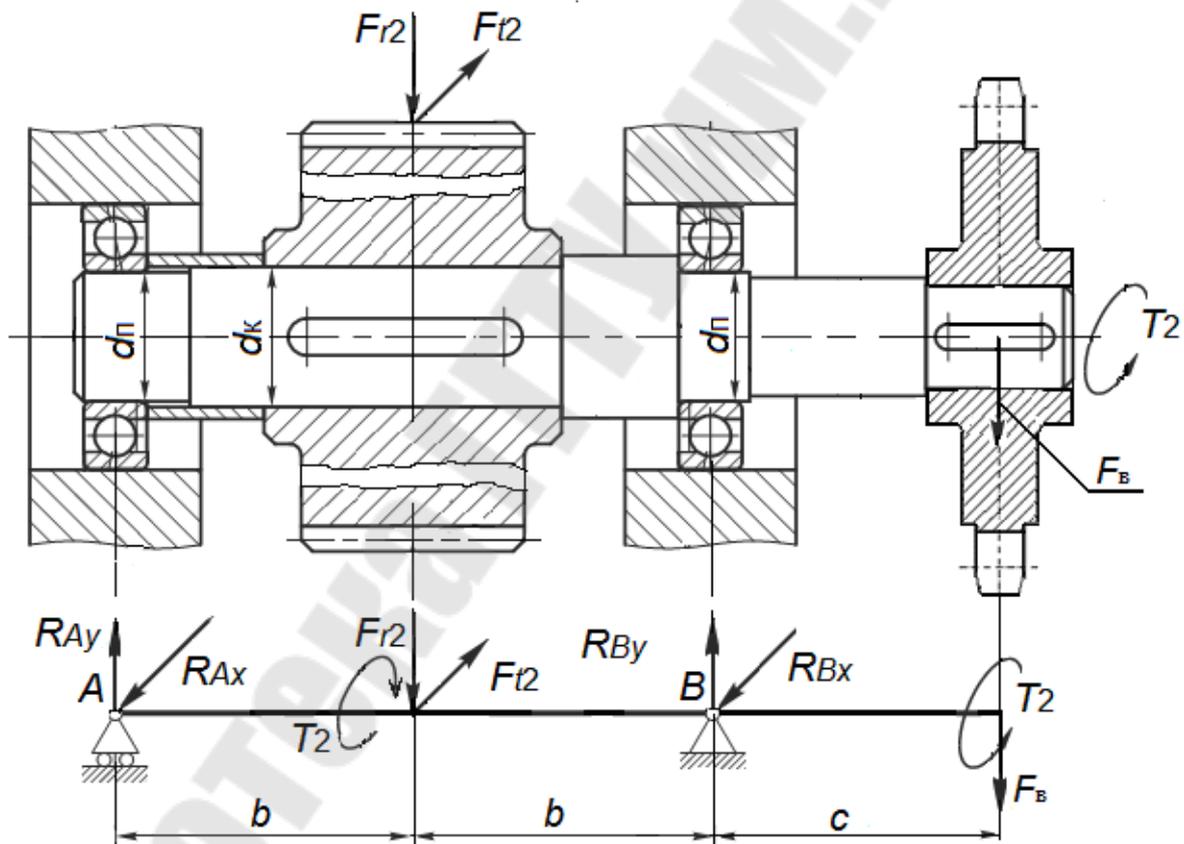


Рис. 26. Ведомый вал

На рис. 27, а изображена расчетная схема ведущего вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 27, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x3} = -F_B \cdot c = -1634 \cdot 90 = -147100 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x4} = 0.$$

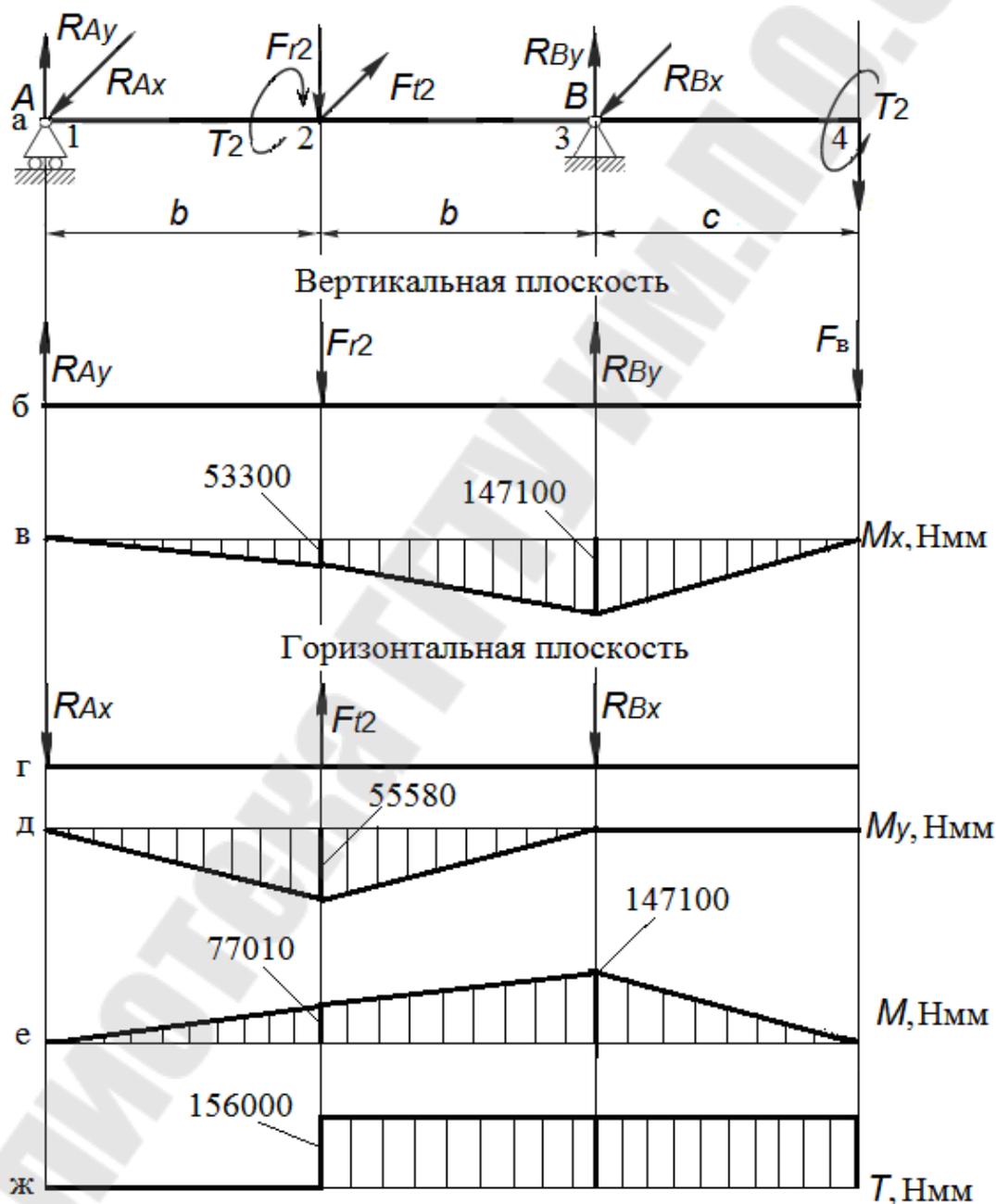


Рис. 27. Эпюры ведомого вала

Для определения изгибающего момента M_{x2} найдем реакцию в опоре A из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры B :

$$-F_B \cdot c + F_{r2} \cdot b - R_{By} \cdot 2b = 0.$$

Реакция в опоре A равна:

$$R_{Ay} = \frac{-F_B \cdot c + F_{r2} \cdot b}{2b} = \frac{-1634 \cdot 90 + 578 \cdot 70}{2 \cdot 70} = -761 \text{ Н.}$$

В этом случае

$$M_{x2} = R_{Ay} \cdot b = -761 \cdot 70 = -53300 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 27, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала в горизонтальной плоскости изображена на рис. 27, г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = \frac{F_{t2} \cdot b}{2} = \frac{1588 \cdot 70}{2} = 55580 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y3} = 0;$$

$$M_{y4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 27, д).

Определяя суммарные изгибающие моменты в каждом сечении, строим эпюру изгибающих моментов в соответствии с расчетами (рис. 10, е).

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{53300^2 + 55580^2} = 77010 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{147100^2 + 0^2} = 147100 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Строим эпюру крутящих моментов (рис. 27, ж).

На основании построенных эпюр опасным сечением является сечение вала 3 под подшипником. Дальнейший расчет ведем в соответствии с п. 3.2 (ведомый вал, сечение 3).

3.7. Привод конвейера с открытой зубчатой цилиндрической передачей

Кинематическая схема привода с открытой цилиндрической передачей дана на рис. 28.

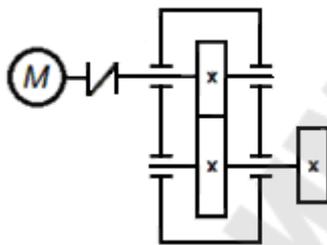


Рис. 28. Кинематическая схема привода с открытой цилиндрической передачей

Ведущий вал

Рассмотрим ведущий вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 29.

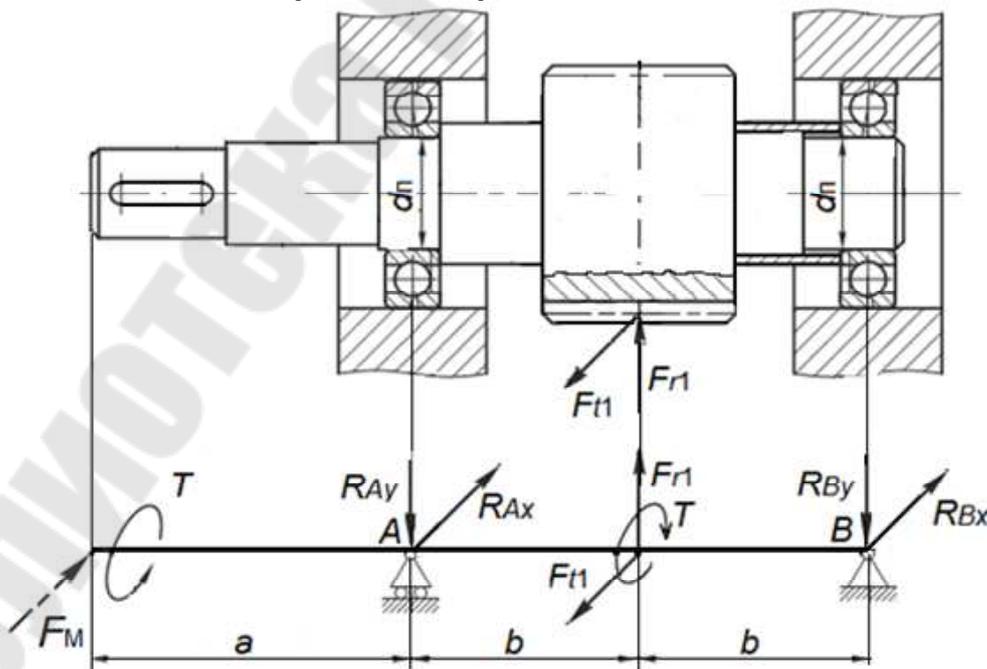


Рис. 29. Ведущий вал

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу шестерни $T = 46 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- сила, действующая на вал со стороны муфты $F_M = 218 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни $F_{t1} = 1588 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни $F_{r1} = 578 \text{ Н}$;
- диаметр вала под подшипником $d_{\text{п}} = 45 \text{ мм}$;
- внутренний диаметр шестерни $d_{f1} = 51 \text{ мм}$;
- размеры: $a = 110 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$.

На рис. 30, а изображена расчетная схема ведомого вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 30, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = 0$$

$$M_{x3} = \frac{F_{r1} \cdot b}{2} = \frac{578 \cdot 70}{2} = 20230 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии расчетов (рис. 30, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала в горизонтальной плоскости показана на рис. 30, г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = 0;$$

$$M_{y3} = \frac{F_{t1} \cdot b}{2} = \frac{1588 \cdot 70}{2} = 55580 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 30, д).

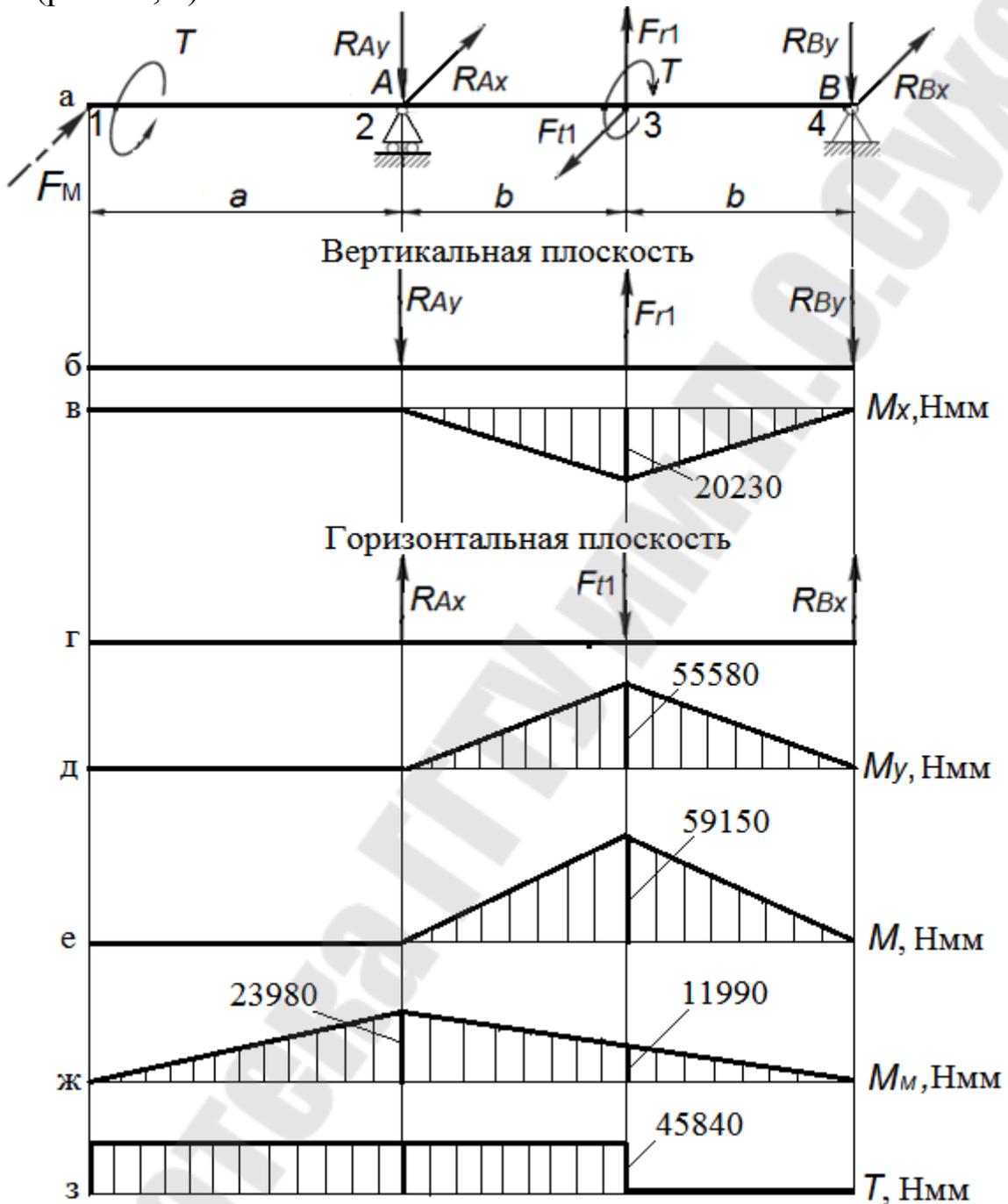


Рис. 30. Эпюры ведущего вала

Рассчитываем суммарные изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов в сечении вала (рис. 30, е):

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{20230^2 + 55580^2} = 591500 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Определяем изгибающие моменты в сечениях вала от действия силы от муфты и строим эпюру (рис. 30, *ж*):

$$M_{M1} = 0;$$

$$M_{M4} = 0;$$

$$M_{M2} = F_M \cdot a = 218 \cdot 110 = 23980 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{M3} = \frac{M_{M2}}{2} = \frac{23980}{2} = 11990 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

В опасном сечении 3 с учетом силы от муфты действует изгибающий момент

$$M_{p3} = M_3 + M_{M3} = 59150 + 11990 = 71140 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Ведомый вал

Рассмотрим теперь ведомый вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 31.

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 156 \text{ Нм}$;
- окружная сила на шестерни редуктора $F_{t1} = 1588 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни редуктора $F_{r1} = 578 \text{ Н}$;
- окружная сила на шестерни открытой передачи $F_{t3} = 2865 \text{ Н}$;
- радиальная сила на шестерни открытой передачи $F_{r3} = 1043 \text{ Н}$;
- диаметр вала под подшипником $d_{п} = 40 \text{ мм}$;
- диаметр вала под зубчатым колесом $d_r = 45 \text{ мм}$;
- размеры: $c = 90 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$.

На рис. 32, *а* изображена расчетная схема ведущего вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 32, *б*.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x3} = F_{r3} \cdot c = 1043 \cdot 90 = 93870 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x4} = 0.$$

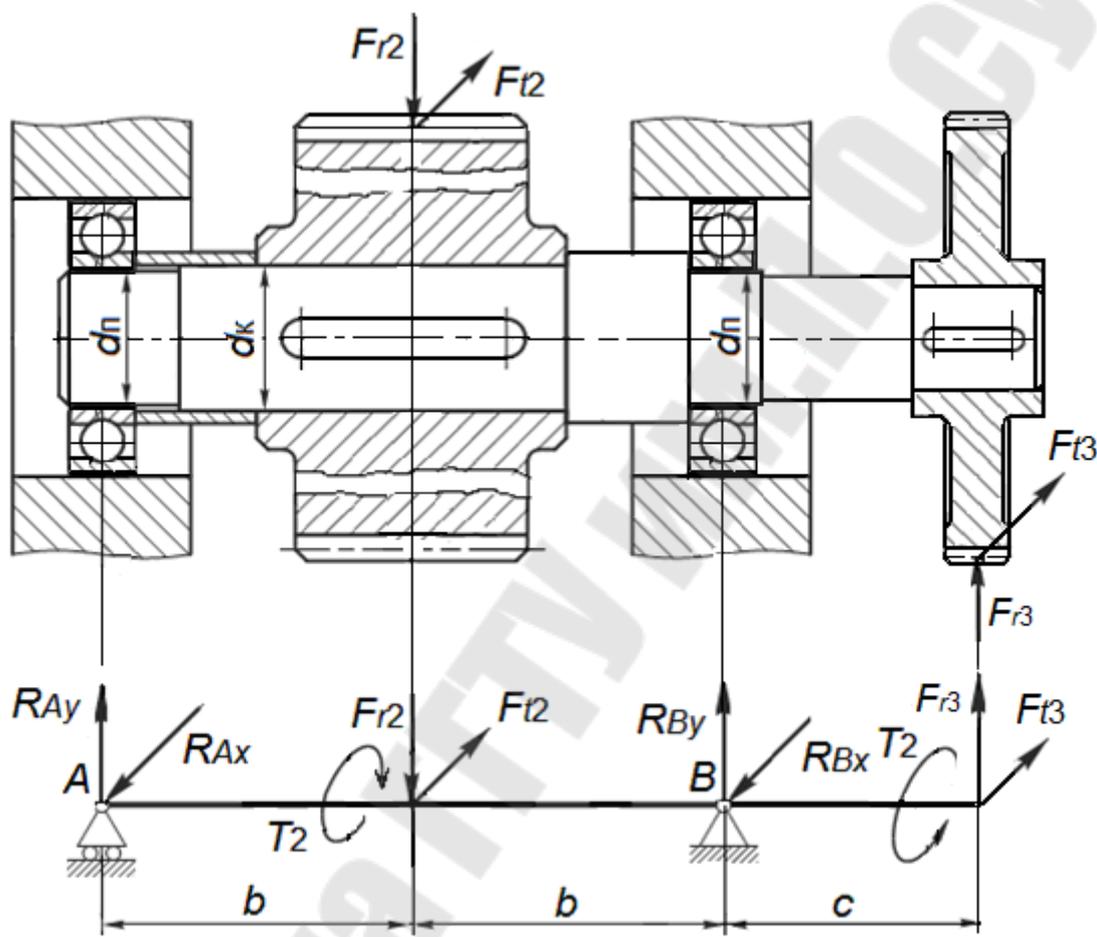


Рис. 31. Ведомый вал

Для определения изгибающего момента M_{x2} найдем реакцию в опоре A из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры B :

$$F_{r3} \cdot c + F_{r2} \cdot b - R_{By} \cdot 2b = 0.$$

Реакция в опоре A равна:

$$R_{Ay} = \frac{F_{r3} \cdot c + F_{r2} \cdot b}{2b} = \frac{1043 \cdot 90 + 578 \cdot 70}{2 \cdot 70} = 960 \text{ Н}.$$

В этом случае

$$M_{x2} = R_{Ay} \cdot b = 960 \cdot 70 = 67160 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии расчетов (рис. 32, в).

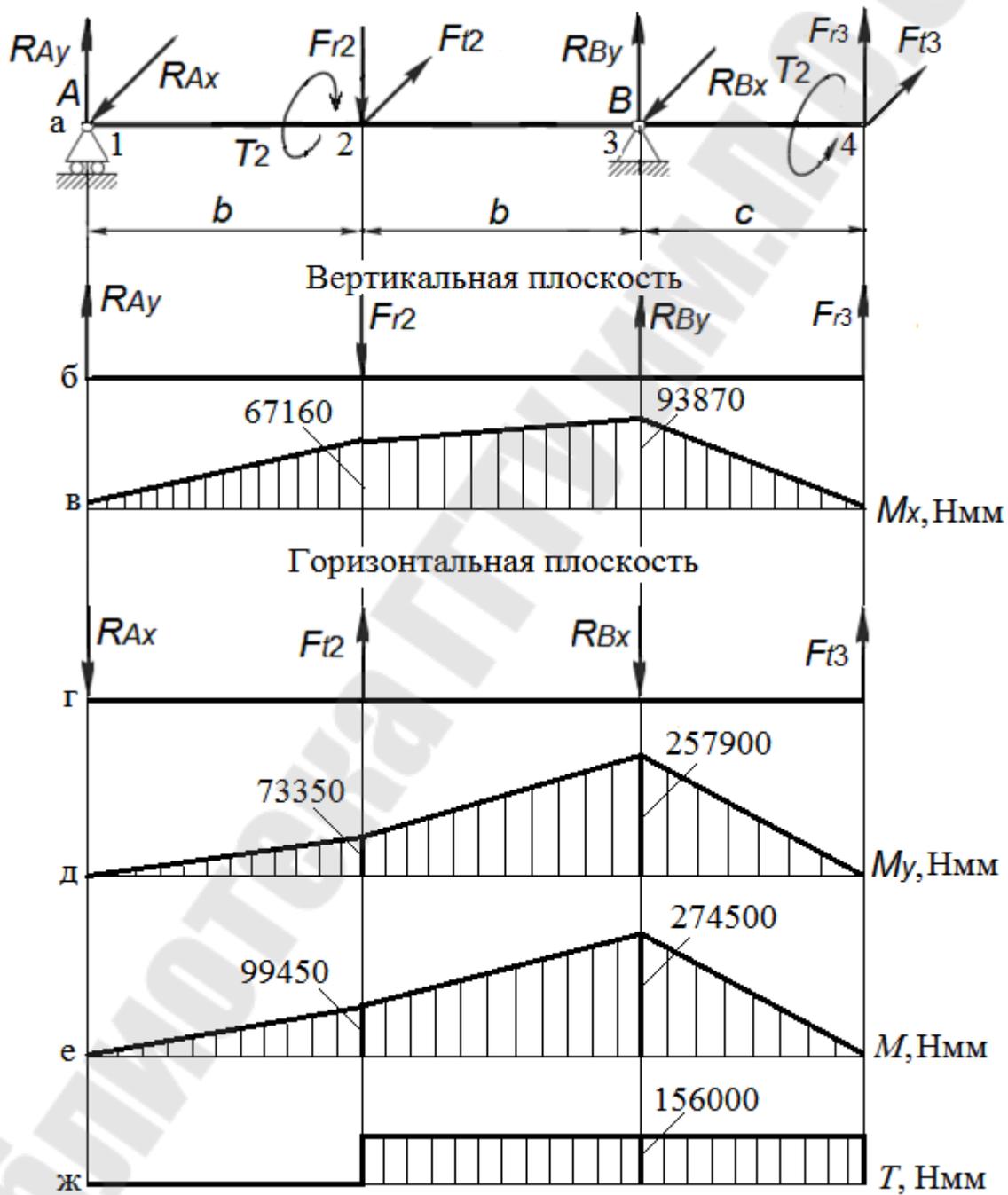


Рис. 32. Эпюры ведомого вала

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала в горизонтальной плоскости изображена на рис. 32, *з*.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y4} = 0$$

$$M_{y3} = F_{t3} \cdot c = 2865 \cdot 90 = 257900 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

Для определения изгибающего момента M_{y2} найдем реакцию в опоре A из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры B :

$$F_{t3} \cdot c - F_{t2} \cdot b + R_{Ax} \cdot 2b = 0.$$

Реакция в опоре A равна

$$R_{Ax} = \frac{-F_{t3} \cdot c + F_{t2} \cdot b}{2b} = \frac{-2865 \cdot 90 + 1588 \cdot 70}{2 \cdot 70} = -1048 \text{ Н}.$$

В этом случае

$$M_{y2} = -R_{Ax} \cdot b = -(-1048) \cdot 70 = 73350 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 32, *д*).

Определяя суммарные изгибающие моменты в каждом сечении, строим эпюру изгибающих моментов в соответствии с расчетами (рис. 32, *е*).

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{67160^2 + 73350^2} = 99450 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{93870^2 + 257900^2} = 274500 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

Строим эпюру крутящих моментов (рис. 32, *ж*).

На основании построенных эпюр опасным сечением является сечение вала 3 под подшипником. Дальнейший расчет ведем в соответствии с п. 3.2 (ведомый вал, сечение 3).

3.8. Привод конвейера с открытой зубчатой конической передачей

Кинематическая схема привода с открытой зубчатой конической передачей дана на рис. 33.

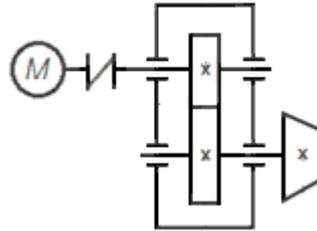


Рис. 33. Кинематическая схема привода с открытой зубчатой конической передачей

Ведущий вал

Рассмотрим ведущий вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 34.

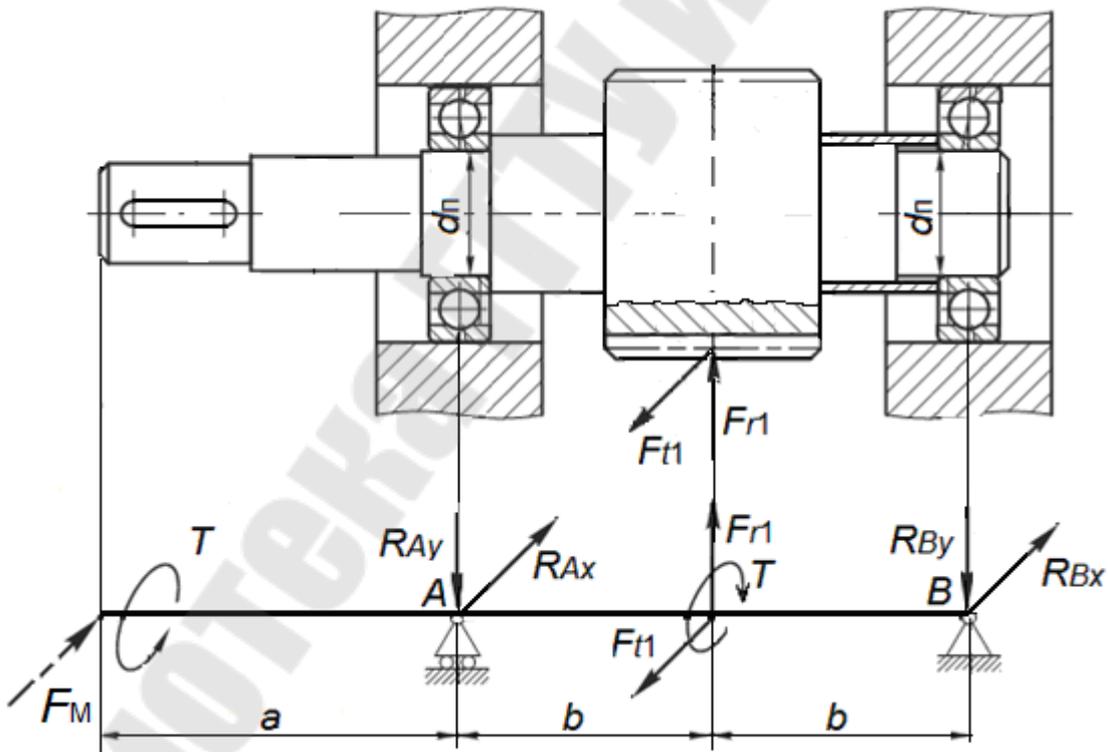


Рис. 34. Ведущий вал

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу шестерни $T = 46 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- сила, действующая на вал со стороны муфты $F_M = 218 \text{ Н}$;

- окружная сила на шестерни $F_{t1} = 1588$ Н;
- радиальная сила на шестерни $F_{r1} = 578$ Н;
- диаметр вала под подшипником $d_{\text{п}} = 45$ мм;
- внутренний диаметр шестерни $d_{f1} = 51$ мм;
- размеры: $a = 110$ мм; $b = 70$ мм.

На рис. 35, а изображена расчетная схема ведомого вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 35, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x2} = 0$$

$$M_{x3} = \frac{F_{r1}}{2} \cdot b = \frac{578}{2} \cdot 70 = 20230 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 35, в).

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведомого вала в горизонтальной плоскости показана на рис. 35, г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = 0;$$

$$M_{y3} = \frac{F_{t1} \cdot b}{2} = \frac{1588 \cdot 70}{2} = 55580 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{y4} = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 35, д).

Рассчитываем суммарные изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов в сечении вала (рис. 35, е):

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{20230^2 + 55580^2} = 591500 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0.$$

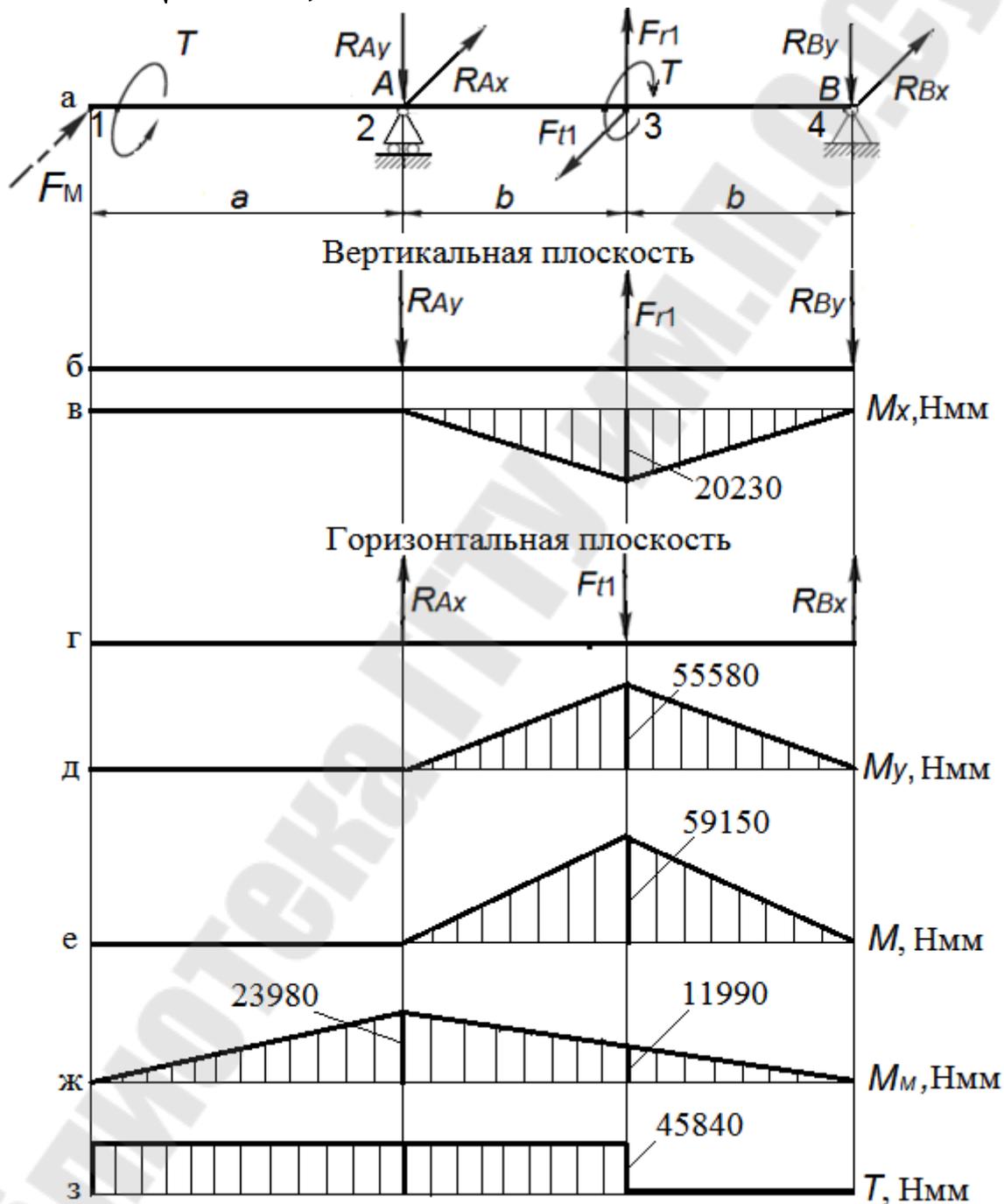


Рис. 35. Эпюры ведущего вала

Определяем изгибающие моменты в сечениях вала от действия силы муфты и строим эпюру (рис. 35, ж):

$$M_{M1} = 0;$$

$$M_{M4} = 0;$$

$$M_{M2} = F_M \cdot a = 218 \cdot 110 = 23980 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{M3} = \frac{M_{M3}}{2} = \frac{23980}{2} = 11990 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

В опасном сечении 3 с учетом силы от муфты действует изгибающий момент:

$$M_{p3} = M_3 + M_{M3} = 59150 + 11990 = 71140 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Ведомый вал

Рассмотрим теперь ведомый вал редуктора, схема которого вместе с расчетной схемой изображена на рис. 36.

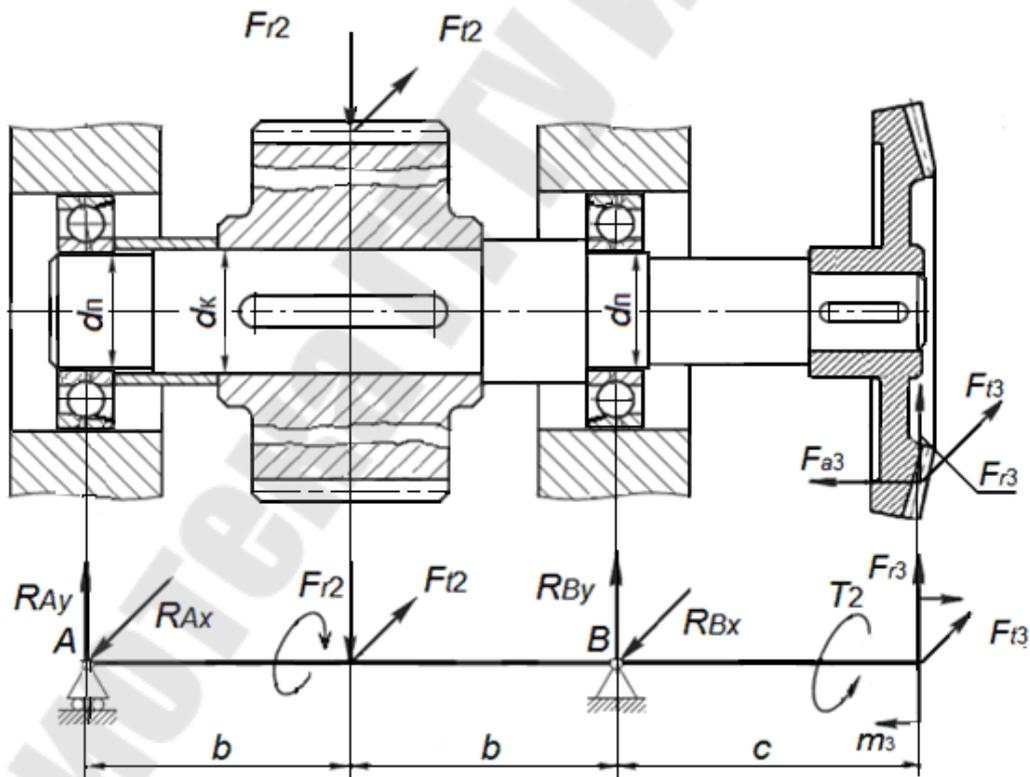


Рис. 36. Ведомый вал

Из предварительных расчетов имеем:

- крутящий момент на валу $T = 156 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- окружная сила на шестерни редуктора $F_{t1} = 1588 \text{ Н}$;

- радиальная сила на шестерни редуктора $F_{r1} = 578$ Н;
- окружная сила на шестерни открытой передачи $F_{t3} = 2755$ Н;
- радиальная сила на шестерни открытой передачи $F_{r3} = 897$ Н;
- осевая сила на шестерни открытой передаче $F_{a3} = 449$ Н;
- момент на валу от осевой силы на шестерни открытой конической передаче $m_3 = 23350$ Н·мм;
- диаметр вала под подшипником $d_{\Pi} = 40$ мм;
- диаметр вала под зубчатым колесом $d_r = 45$ мм;
- размеры: $c = 100$ мм; $b = 70$ мм.

На рис. 37, а изображена расчетная схема ведущего вала. Учитывая принцип независимости действия сил, построение эпюр осуществляем в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При построении эпюр изгибающих моментов определение реакций в опорах производим только в необходимых случаях.

Вертикальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала редуктора в вертикальной плоскости изображена на рис. 37, б.

Определим в каждом сечении значения изгибающего момента:

$$M_{x1} = 0;$$

$$M_{x3} = F_{r3} \cdot c - m_3 = 897 \cdot 100 - 23350 = 66350 \text{ Н·мм};$$

$$M_{x4} = -23350 \text{ Н·мм}.$$

Для определения изгибающего момента M_{x2} найдем реакцию в опоре A из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры B :

$$F_{r3} \cdot c + F_{r2} \cdot b - m_3 - R_{By} \cdot 2b = 0.$$

Реакция в опоре A равна:

$$R_{Ay} = \frac{F_{r3} \cdot c + F_{r2} \cdot b - m_3}{2b} = \frac{897 \cdot 100 + 578 \cdot 70 - 23350}{2 \cdot 70} = 763 \text{ Н}.$$

В этом случае

$$M_{x2} = R_{Ay} \cdot b = 763 \cdot 70 = 53400 \text{ Н·мм}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов вертикальной плоскости в соответствии с расчетами (рис. 37, в).

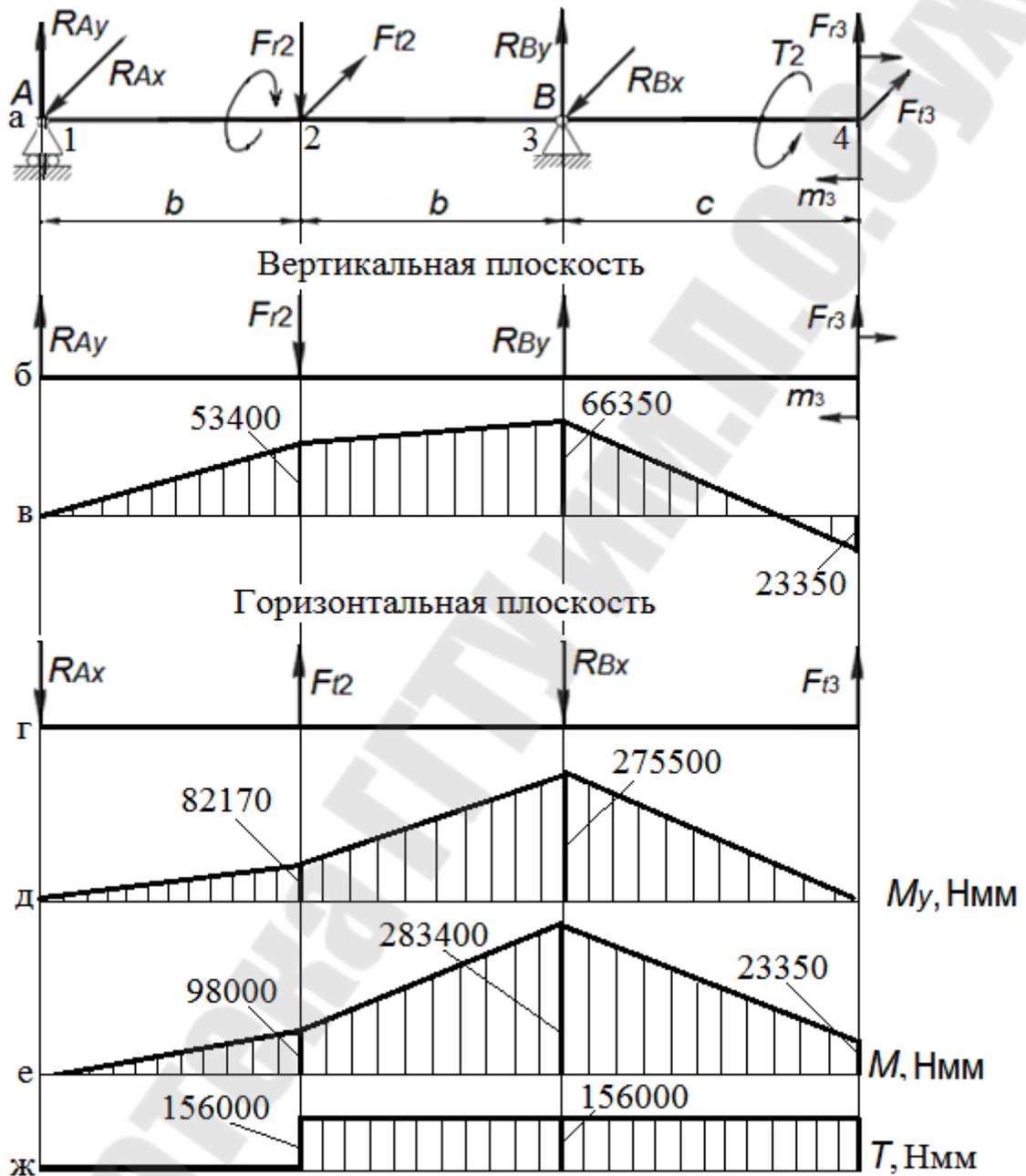


Рис. 37. Эпюры ведомого вала

Горизонтальная плоскость

Расчетная схема ведущего вала в горизонтальной плоскости изображена на рис. 37, г.

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях будут равны:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y4} = 0$$

$$M_{y3} = F_{t3} \cdot c = 2755 \cdot 100 = 275500 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

Для определения изгибающего момента M_{y2} найдем реакцию в опоре A из уравнения равновесия моментов всех сил относительно опоры B :

$$F_{t3} \cdot c - F_{t2} \cdot b + R_{Ax} \cdot 2b = 0.$$

Реакция в опоре A равна:

$$R_{Ax} = \frac{-F_{t3} \cdot c + F_{t2} \cdot b}{2b} = \frac{-2755 \cdot 100 + 1588 \cdot 70}{2 \cdot 70} = -1174 \text{ Н.}$$

В этом случае

$$M_{y2} = -R_{Ax} \cdot b = -(-1174) \cdot 70 = 82170 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 37, *д*).

Определяя суммарные изгибающие моменты в каждом сечении, строим эпюру изгибающих моментов в соответствии с расчетами (рис. 37, *е*).

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{53400^2 + 82170^2} = 98000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{66350^2 + 275500^2} = 283400 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{23350^2 + 0} = 23350 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Строим эпюру крутящих моментов (рис. 37, *ж*).

На основании построенных эпюр опасным сечением является сечение вала 3 под подшипником. Дальнейший расчет ведем в соответствии с п. 3.2 (ведомый вал, сечение 3).

Литература

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высш. шк., 2003. – 496 с.
2. Курмаз, Л. В. Проектирование : учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск : Технопринт, 2005. – 290 с.
3. ГОСТ 20742-75. Муфты цепные однорядные. Основные параметры. Габаритные и присоединительные размеры.
4. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтар. сказ, 2004. – 454 с.
5. Бельков, В. Н. Основы конструирования деталей и сборочных единиц машин : учеб. пособие / В. Н. Бельков, Н. В. Захарова. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2007. – 256 с.
6. Проектирование одноступенчатого зубчатого редуктора : учеб. пособие / М.Ш. Мигранов [и др.]. – Уфа : УГАТУ, 2009. – 124 с.
7. Солдатов И.Н. Курсовое проектирование деталей машин: Метод. пособие/ Иван. гос. энерг. ун-т.-Иваново, 2003 – 88 с.
8. Клоков В.Г. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебно-методическое пособие.- М.: МГИУ, 2007.-188 с.
9. Лебский, С. Л. Эскизная компоновка механических приводов: учеб. пособие / С. Л. Лебский, М. М. Матлин ; под ред. М. М. Матлина ; ВолгГТУ. – Волгоград, 2005. – 84 с.
10. Гурин, В. В. Детали машин. Курсовое проектирование : учебник / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. – Томск : Изд-во ТПУ, 2009. – Кн. 1. – 378 с.
11. Гурин, В. В. Детали машин. Курсовое проектирование : учебник / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. – Томск : Изд-во ТПУ, 2009. – Кн. 2. – 296 с.
12. Менькова, Н. М. Проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора : учеб. пособие / Н. М. Менькова. – М. : МГРИ-РГГРУ, 2013. – 60 с.
13. Баранов, Г. Л. Проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора. Методические указания по курсам «Детали машин и основы проектирования» и «Механика» / Г. Л. Баранов. Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ, 2005. – 47 с.

Содержание

Введение	3
1. Последовательность расчета вала на статическую прочность	3
2. Последовательность расчета вала на сопротивление усталости	7
3. Примеры расчета валов приводов на усталостную прочность	12
3.1. Начальные условия	12
3.2. Привод конвейера с открытой плоскоременной передачей	14
3.3. Привод конвейера с открытой клиноременной передачей	25
3.4. Привод конвейера с открытой цилиндрической зубчатой передачей	32
3.5. Привод конвейера с открытой конической зубчатой передачей	39
3.6. Привод конвейера с открытой цепной передачей	46
3.7. Привод конвейера с открытой зубчатой цилиндрической передачей	52
3.8. Привод конвейера с открытой зубчатой конической передачей	60
Литература	67

СТАТИЧЕСКИЙ И УСТАЛОСТНЫЙ РАСЧЕТЫ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

**Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию
для студентов специальности
1-36 01 01 «Технология машиностроения»
дневной и заочной форм обучения**

**Составители: Бельский Алексей Тимофеевич
Прач Светлана Игоревна**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 26.04.21.

Рег. № 20Е.
<http://www.gstu.by>