

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курганский государственный университет»

Кафедра «Гусеничные машины и прикладная механика»

Секция «Детали машин и прикладная механика»

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ
ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Методические указания

к выполнению курсового проекта, лабораторных и практических работ
по курсам «Детали машин и основы конструирования»,
«Основы проектирования» для студентов направлений:
190109.65, 190110.65, 050100.62, 150700.62,
151900.62, 190600.62, 190700.62, 221700.62

Кафедра: «Гусеничные машины и прикладная механика»

Дисциплины: «Детали машин и основы конструирования»,
«Детали машин», «Основы конструирования»,
«Основы проектирования»

Направления (специализация):

190109.65 – Наземные транспортно-технологические средства (Автомобили и тракторы);

190110.65 – Транспортные средства специального назначения (Военные гусеничные и колесные машины).

Направления (профили):

050100.62 – Педагогическое образование (Технология);

150700.62 – Машиностроение (Оборудование и технологии сварочного производства);

150700.62 – Машиностроение (Менеджмент высоких технологий);

151900.62 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств (Технология машиностроения);

190600.62 – Эксплуатация транспортных и транспортно-технологических машин и комплексов (Автомобили и автомобильное хозяйство);

190600.62 – Эксплуатация транспортных и транспортно-технологических машин и комплексов (Автомобильный сервис);

190700.62 – Технология транспортных процессов (Организация и безопасность движения);

190700.62 – Технология транспортных процессов (Организация перевозок и управление на автомобильном транспорте);

221700.62 – Стандартизация и метрология (Стандартизация и сертификация).

Составили: канд. техн. наук, доцент Л.Н. Тютрина
канд. техн. наук, доцент Д.А. Курасов

Утверждены на заседании кафедры «24» января 2013 г.

Рекомендованы методическим советом университета «14» февраля 2013 г.

1 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

1.1 Выбор материала вала

Валы изготавливают из углеродистых или легированных сталей. При отсутствии термообработки применяют сталь Ст. 5, с термообработкой (как правило, улучшение) – стали 40, 45, 40Х и др. Для тяжело нагруженных валов ответственных узлов машин – 40ХН, 40ХНМА, 30ХГТ и др. Для валов-шестерен и червяков часто применяют цементуемые и нитроцементуемые стали 18ХГТ, 12ХНЗА и др.

При выборе материала необходимо учитывать, что при более прочном материале расчетный диаметр вала может получиться слишком малым. В результате вал, удовлетворяющий условиям прочности, может оказаться недостаточно жестким. Кроме того, при слишком малых диаметрах цапф трудно подобрать подшипники, удовлетворяющие заданным условиям. Поэтому легированную сталь следует применять лишь тогда, когда при повышенных требованиях к прочности вала обеспечивается его достаточная жесткость и возможен подбор подшипника, отвечающего условиям его нагружения. Выбор материала вала-шестерни предопределен требованиями к поверхностной твердости и выносливости при изгибе зубьев.

1.2 Проектный расчет валов

Валы редукторов и коробок передач можно разделить на входные (быстроходные), выходные (тихоходные) и промежуточные.

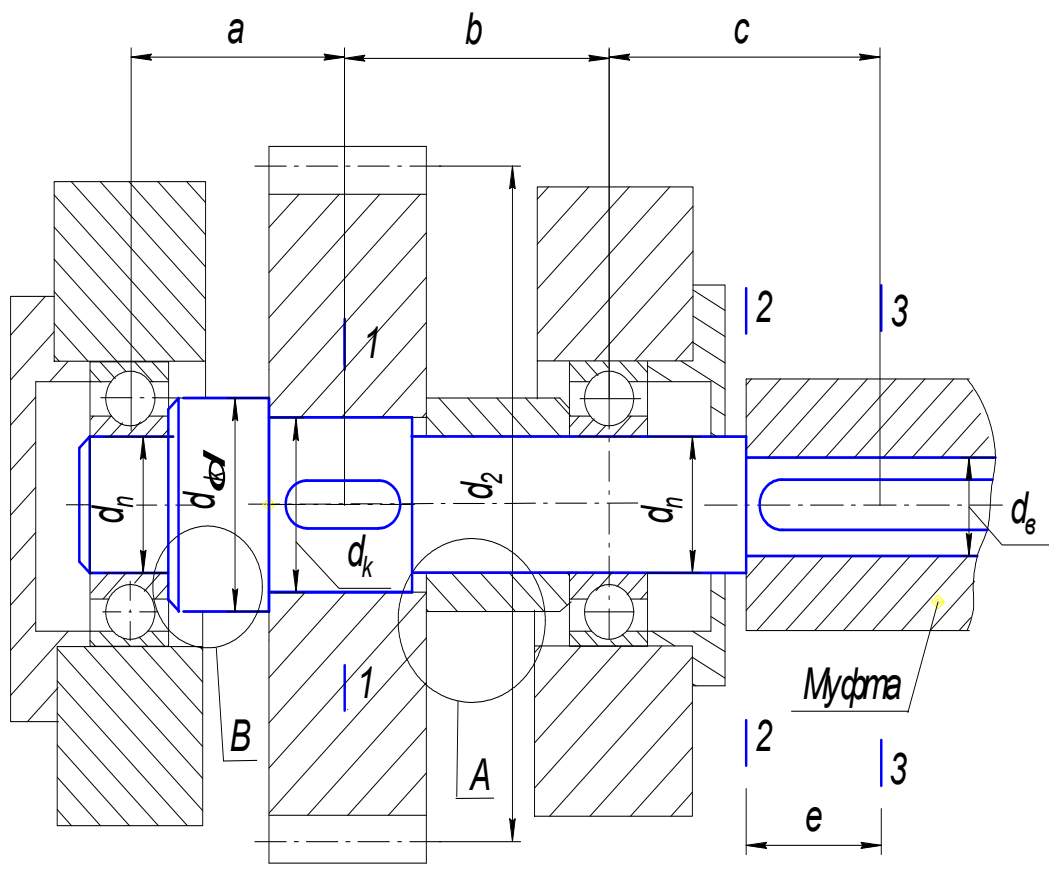
Входные и выходные валы обычно имеют выступающий из корпуса редуктора консольный участок с диаметром d_g (рисунок 1), предназначенный для сопряжения с полумуфтой, шкивом или звездочкой.

Диаметры консольных участков d_g (мм) входного и выходного валов определяются расчетом на чистое кручение по пониженным допускаемым напряжениям $[\tau]$

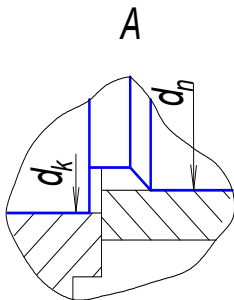
$$d_g = 3 \sqrt{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (1)$$

где T - вращающий момент, передаваемый валом, Н·мм; $[\tau] = 15 \dots 30 \text{ МПа}$, меньшие значения относятся к входным валам, а большие к выходным.

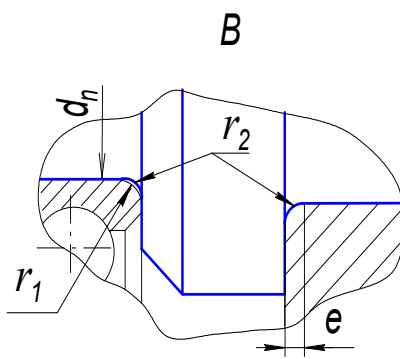
Если на консольный участок вала предусматривается установка муфты, то диаметр d_g и длина консольного участка l_k должны быть согласованы с диаметром отверстия в ступице стандартной муфты и длиной ступицы. При этом диаметр консольного участка быстроходного вала не должен быть менее $0,8 d_9$, где d_9 - диаметр вала выбранного электродвигателя.



a)



б)



в)

Рисунок 1 – К проектному расчету валов

Таблица 1 - Рекомендации по расчету диаметров шеек валов

N п/п	Наименование вала	Эскиз вала	Расчетные формулы
1	2	3	4
1	Входной вал цилиндрического редуктора		$d_n = d_6 + 2t;$ $d_{6п} = d_{6п} + 3,2r.$
2	Входной вал червячного редуктора		$d_{п} = d_6 + 2t;$ $d_{6п} = d_{6п} + 3,2r;$

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4
3	Входной вал конического редуктора		$d1 = d_2 + 2t;$ $d2 = d1 + (2 \dots 4);$ $dП > d2;$ $dП = dП + 3,2r.$
4	Выходной вал редуктора		$dП = d_2 + 2t;$ $dП = dП + 3,2r;$ $dk > dП;$ $dк = dk + 3f.$
5	Промежуточный вал редуктора		$dП = d_2;$ $dk = dП + 3,2r;$ $dк = dk + 3f;$ $dП = dП + 3,2r.$

Для промежуточных валов вычисляют d_g по формуле (1) и, округлив его до числа, кратного пяти, принимают в качестве диаметра цапфы под подшипник.

1.3 Конструирование валов

Валы редукторов, как правило, имеют ступенчатую форму. Наличие ступеней на валу связано с осевой фиксацией расположенных на нем деталей, а также удобством монтажа этих деталей. При сборке должно быть обеспечено свободное продвижение деталей по валу до места их посадки.

Осевые размеры валов определяются в процессе эскизной компоновки редуктора. Диаметры различных участков валов принимаются в соответствии с рекомендациями, приведенными в таблице 1, с учетом значений параметров t , r , f , приведенных в таблице 2.

Таблица 2 – Значения t , r , f в зависимости от диаметра валов

d	17- 24	25- 30	32- 40	42- 50	52- 60	62- 70	71- 85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Диаметры ступеней валов после вычисления округляют до ближайшего значения из стандартного ряда: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 120; 125; 130 и далее через 10 мм.

Диаметры d_n цапф вала согласуют с диаметрами внутренних колец подшипников качения (значения $d_n \geq 20$ мм кратны 5).

Переходные участки валов между двумя ступенями разных диаметров выполняются следующих типов:

а) с канавкой для выхода шлифовального круга (рисунок 1б). Канавки обычно выполняют следующих размеров: на валах диаметром 10...50 мм – шириной 3 мм и глубиной 0,25 мм, а на валах диаметром 50...100 мм – шириной 5 мм и глубиной 0,5 мм. Канавки существенно повышают стойкость шлифовальных кругов при обработке, однако они вызывают значительную концентрацию напряжений и снижают усталостную прочность валов.

Канавки выполняют на валах, диаметры которых определяются условиями жесткости, например, червяки, и на концевых участках валов, где изгибающие моменты невелики. Канавки также нужны на резьбовых участках валов для выхода резьбонарезного инструмента.

б) с переходной поверхностью в виде галтели (рисунок 1в). Радиус галтели r_2 выбирают меньше радиуса r_1 закругления или размера фаски e насаживаемых на вал деталей.

Для шеек под подшипники качения рекомендуется назначать $r_2 = (0,02...0,04)d$; $t \approx 3r_2$ (меньшие значения для больших диаметров). Здесь d - диаметр меньшей из сопряженных ступеней, t - высота уступа, т.е. полуразность диаметров ступеней.

Более подробно с конструированием различных валов можно познакомиться в литературе (1, 2, 3).

2 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

2.1 Выбор расчетной схемы и определение расчетных нагрузок

Расчетные схемы валов редукторов представляют в виде балок на шарнирных опорах. Подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, – шарнирно-подвижными опорами.

Силы на валы передаются через насаженные на них детали: зубчатые колеса, звездочки, шкивы, муфты и т.д. Расчетные нагрузки рассматриваются как сосредоточенные, а за точку их приложения к валу принимают середину длины сопряженной детали.

При составлении расчетной схемы все внешние силы приводят к двум взаимно-перпендикулярным плоскостям (горизонтальной ZOX и вертикальной ZOY), что позволяет, используя принцип независимости действия сил, свести решение объемной задачи нагружения вала к решению двух плоских задач.

В приложении представлены расчетные схемы валов, наиболее распространенные в практике проектирования редукторов.

Под расчетными схемами валов строят эпюры изгибающих моментов в горизонтальной (эпюра M_x) и вертикальной (эпюра M_y) плоскостях и эпюры вращающих моментов от всех действующих на вал нагрузок. По этим эпюрам легко определить суммарные изгибающие моменты в любом сечении вала.

2.2 Расчет валов на прочность

Для валов основным видом разрушения является усталостное. Статическое разрушение наблюдается значительно реже. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным, а расчет на статическую прочность выполняется как проверочный.

Современные расчеты на сопротивление усталости отражают характер изменения напряжений, характеристики сопротивления усталости материалов, концентрацию напряжений, влияние абсолютных размеров, шероховатости поверхности и поверхностного упрочнения.

Приступая к расчету, предположительно намечают опасные сечения вала, которые подлежат проверке (сечения 1-1, 2-2, 3-3 на рисунке 1а). При этом учитывают характер эпюр изгибающих и крутящего моментов, ступенчатую

форму вала и места концентрации напряжений. Для опасных сечений определяют запасы сопротивления усталости и сравнивают их с допускаемыми.

При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас сопротивления усталости определяется по формуле:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (2)$$

где S_σ и S_τ - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям;

$[S] = 1,5$ – допустимый коэффициент запаса выносливости для обеспечения прочности вала.

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям определяются по нижеприведенным зависимостям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (3)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (4)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} - пределы выносливости материала соответственно при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом (таблица 3);

σ_a , τ_a - амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

σ_m , τ_m - постоянные составляющие цикла напряжений.

Таблица 3 – Механические характеристики сталей

Марки стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ (не ниже)	Механические характеристики, МПа				
			σ_b	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст.5	любой	190	520	280	150	220	130
35	любой	140	540	320	170	240	145
40	любой	160	580	340	180	260	155
45	любой < 80	200	560	280	150	250	150
		270	900	650	380	380	230
40ХН	любой < 120	200	730	500	280	320	200
		270	900	750	450	410	240
40ХН	любой < 200	240	820	650	390	360	210
		270	920	750	450	420	250
20Х	< 120	197	650	400	240	300	160
12ХНЗА	< 120	260	950	700	490	420	210

При расчете валов редукторов и коробок передач принимают для напряжений изгиба симметричный, а для напряжений кручения – отнулевой циклы изменения напряжений, тогда:

$$\sigma_a = \sigma_u = M / W, \sigma_m = 0, \quad (5)$$

$$\tau_a = \tau_m = \tau_k / 2 = T / (2W_p), \quad (6)$$

где W, W_p - осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала, определяемые по формулам из таблицы 4 в зависимости от вида концентратора напряжений; $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ - результирующий изгибающий момент в рассчитываемом сечении вала,

M_x, M_y - изгибающие моменты во взаимно-перпендикулярных плоскостях;

Ψ_σ, Ψ_τ - коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений. Обычно принимают:

$\Psi_\sigma = 0,05; \Psi_\tau = 0$ - углеродистые мягкие стали;

$\Psi_\sigma = 0,1; \Psi_\tau = 0,05$ - среднеуглеродистые стали;

$\Psi_\sigma = 0,15; \Psi_\tau = 0,1$ - легированные стали;

$\Psi_\sigma = 0,4...0,6; \Psi_\tau = 0,2...0,3$ - при цементации, азотировании;

$K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ - коэффициенты перехода от пределов выносливости образцов к пределу выносливости деталей:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / \varepsilon_\sigma + K_F - 1) / K_V, \quad (7)$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau / \varepsilon_\tau + K_F - 1) / K_V, \quad (8)$$

где $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 6);

K_F - коэффициент влияния шероховатости поверхности (таблица 7);

K_V - коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением (таблица 8);

K_σ, K_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, которые назначаются по таблице 4 в зависимости от вида концентратора и его характеристик, а для посадок с натягом по таблице 9.

При наличии в рассматриваемом сечении нескольких различных концентраторов в расчет закладывается тот, у которого значение эффективных коэффициентов концентрации напряжений больше.

Если в результате расчета получается, что $S < [S]$, то необходимо либо изменить материал вала (взять более прочный), либо применить упрочняющую обработку вала, либо увеличить его диаметр. В том случае, когда $S \gg [S]$,

можно перейти к менее прочному материалу вала либо уменьшить его диаметр.

Проверку статической прочности производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых). При этом определяют эквивалентное напряжение по формуле

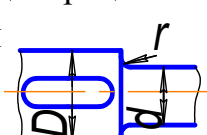
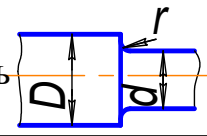
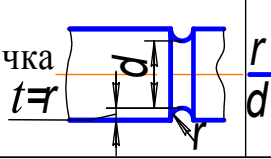



$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (9)$$

где

$$\begin{aligned} \sigma_u &= M_{\text{max}} / W, \\ \tau &= T_{\text{max}} / W_p. \end{aligned} \quad (10)$$

Здесь M_{max} , T_{max} - изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при пиковых нагрузках; $[\sigma] = 0,8\sigma_T$, σ_T - предел текучести материала вала (таблица 3).

Таблица 4 - Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_\bullet и K_\blacklozenge и моменты сопротивлений сечений валов*

Фактор концентрации напряжений 	K_\bullet		K_\blacklozenge		Моменты сопротивлений			
	$\sigma_B, \text{МПа}$				$W, \text{мм}^3$	$W_p, \text{мм}^3$		
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000				
Галтель 	$\frac{r}{D}$	0,02	2,5	3,5	1,8	2,1	$\frac{\sigma^3}{32}$	$\frac{\sigma^3}{16}$
	$\frac{r}{d}$	0,06	1,85	2,0	1,4	1,53	$\frac{\sigma^3}{32}$	$\frac{\sigma^3}{16}$
		0,10	1,6	1,64	1,25	1,35		
Поперечное отверстие диаметром d_0		1,9	2,0	1,75	2,0	$\frac{\sigma^3}{32} (1 - 1,54 \frac{d_0}{d})$	$\frac{\sigma^3}{16} (1 - \frac{d_0}{d})$	
Выточка 	$\frac{r}{D}$	0,02	1,9	2,35	1,4	1,7	$\frac{\sigma^3}{32}$	$\frac{\sigma^3}{16}$
	$\frac{r}{d}$	0,06	1,8	2,0	1,35	1,65	$\frac{\sigma^3}{32}$	$\frac{\sigma^3}{16}$
		0,10	1,7	2,25	1,25	1,5		
Шпоночный паз**		1,75	2,0	1,75	1,9	$\frac{\sigma^3}{32} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\sigma^3}{16} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	
Шлицы прямобочные  1,125 - легкая серия  1,205 - средняя серия  1,265 - тяжелая серия		1,6	1,75	2,45	2,8	$\frac{\sigma^3}{32}$	$\frac{\sigma^3}{16}$	
Шлицы эвольвентные и валы-шестерни		1,6	1,75	1,5	1,6	$\frac{\sigma^3}{32}$	$\frac{\sigma^3}{32}$	
Нарезка витков червяка		2,3	2,5	1,7	1,9	$\frac{\sigma^3}{32}$	$\frac{\sigma^3}{16}$	
Резьба		1,8	2,4	1,2	1,5	$\frac{\sigma^3}{32}$	$\frac{\sigma^3}{16}$	

* При наличии нескольких концентраторов напряжений в одном сечении в расчет принимается тот, у которого больше K_\bullet или K_\blacklozenge

** Размеры шпоночных пазов (см. таблицу 5).

При значениях $700 < \sigma_B < 1000$ значения коэффициентов K_σ , K_τ определяются методом интерполяции.

Таблица 5 – Размеры шпоночных пазов

Диаметр вала, d	10-12	12-17	17-22	22-30	30-38	38-44	44-50	50-58
Ширина паза, b	4	5	6	8	10	12	14	16
Глубина паза, t	2,5	3	3,5	4	5	5	5,5	6
Диаметр вала, d	58-65	65-75	75-85	85-95	95-110	110-130	130-150	
Ширина паза, b	18	20	22	25	28	32	36	
Глубина паза, t	7	7,5	9	9	10	11	12	

Таблица 6 – Коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения ε_{σ} , ε_{τ}

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали, ε_{σ}	0,88	0,85	0,81	0,78	0,71
Изгиб для высокопрочной легированной стали, ε_{σ}	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62
Кручение для всех сталей, ε_{τ}	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Таблица 7 – Коэффициент влияния шероховатости поверхности K_F

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a	K_F при σ_{σ} (МПа)			
	500	700	900	1200
0,1...0,4 (шлифование)	1,0	1,0	1,0	1,0
0,8...3,2 (обточка)	1,05	1,10	1,15	1,25

Таблица 8 – Коэффициент влияния упрочнения поверхности вала K_V

Вид упрочнения	σ_s	K_V		
		Для гладких валов	$K_\sigma < 1,5$	$K_\sigma = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
Дробеструйный наклеп	800...1000	1,3...1,5	-	-
Накатка роликом	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
	-	1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0

Таблица 9 – Отношение $K_\sigma / \varepsilon_\sigma$ и $K_\tau / \varepsilon_\tau$ для посадок с натягом

Диаметр вала мм	Отклонение вала	σ_s , МПа					
		500	600	700	800	900	1000
< 30...50		$K_\sigma / \varepsilon_\sigma$					
	r6	2,50	2,75	3,00	3,25	3,5	3,75
	k6	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82
	n6	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44
> 50...100	s6	3,05	3,36	3,36	3,96	4,28	4,60
	k6	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45
> 50...100	n6	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,00
		$K_\tau / \varepsilon_\tau$					
< 30...50	r6	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65
	k6	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09
	n6	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86
	s6	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26
> 50...100	k6	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57
	n6	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20

3 ПРИМЕР РАСЧЕТА ВАЛА

Рассчитать выходной вал косозубого цилиндрического редуктора (рисунок 1) и проверить его на усталостную и статическую прочность. Из предыдущих расчетов известны:

$$T = 650 \text{ Н} \cdot \text{м}; F_t = 6500 \text{ Н}; F_r = 2390 \text{ Н}; F_a = 1140 \text{ Н};$$

$$d_2 = 200 \text{ мм}; a = 110 \text{ мм}; b = 160 \text{ мм}; C = 100 \text{ мм};$$

кратность пускового момента $K_n = 1,4$.

3.1 Выбор материала вала

Назначаем материал вала: сталь 45, термообработка-нормализация.

Принимаем по табл. 3: $\sigma_T = 280 \text{ МПа}$; $\sigma_{\sigma} = 560 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$.

3.2 Проектный расчет вала

По формуле (1) приближенно оцениваем диаметр консольного участка вала при $[\tau] = 25 \text{ МПа}$:

$$d_{\sigma} = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{650 \cdot 10^3}{0,2[25]}} = 50,7 \text{ мм}$$

По стандартному ряду принимаем $d_{\sigma} = 52 \text{ мм}$.

3.3 Определение диаметров участков вала

Диаметры участков вала назначаем в соответствии с рекомендациями пункта 4 таблицы 1:

$$d_n = d_{\sigma} + 2t = 52 + 2 \cdot 3 = 58 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_n = 60 \text{ мм};$$

$$d_{\delta n} = d_n + 3,2r = 60 + 3 \cdot 3 = 69 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_{\delta n} = 70 \text{ мм};$$

$$d_k > d_n, \text{ принимаем } d_k = 65 \text{ мм};$$

$$d_{\delta k} = d_k + 3 \cdot f = 65 + 3 \cdot 2 = 71 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_{\delta k} = 75 \text{ мм}.$$

Здесь $t = 3 \text{ мм}$; $r = 3 \text{ мм}$; $f = 2 \text{ мм}$ (таблица 2).

3.4 Составление расчетной схемы вала

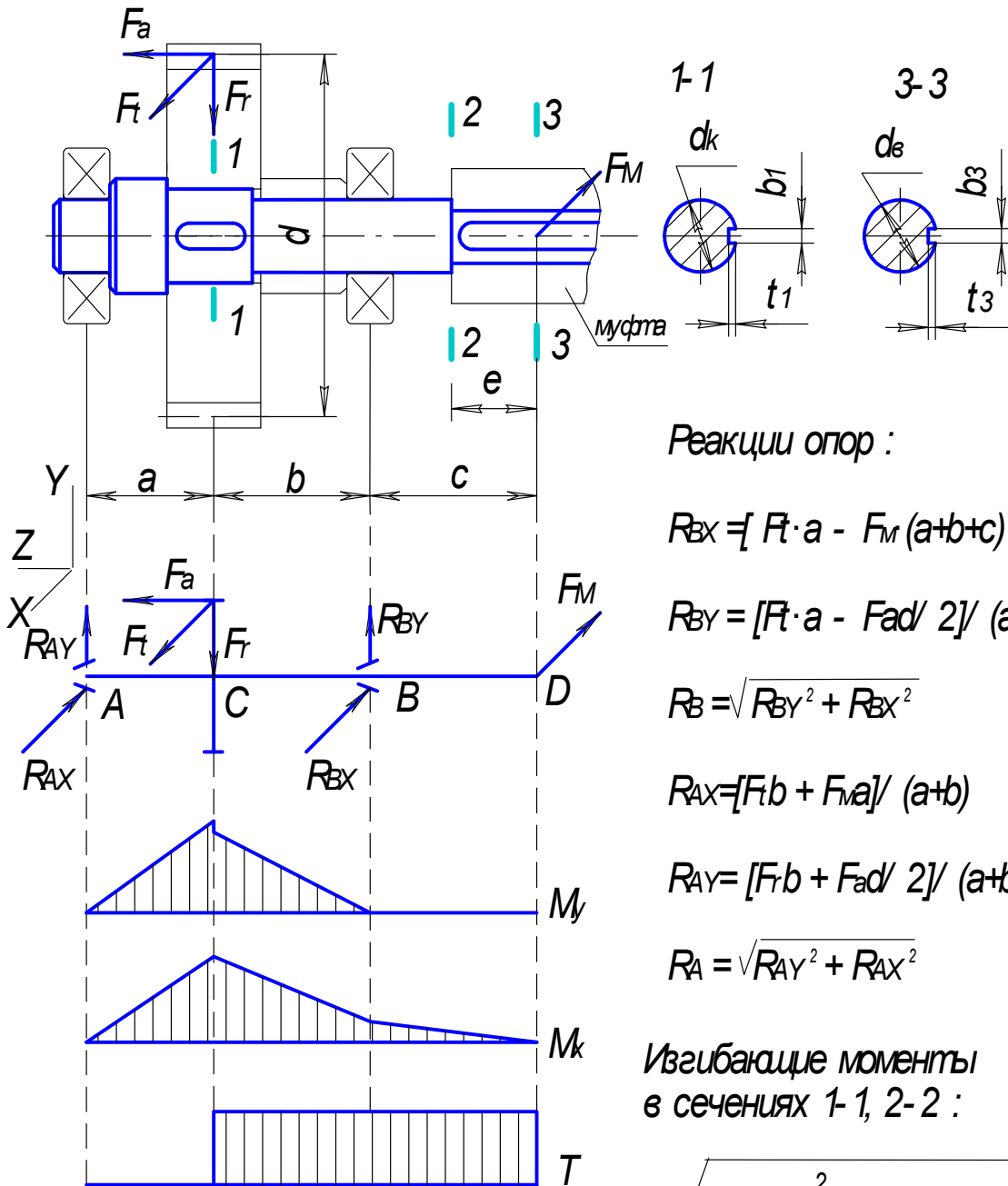
Выбираем расчетную схему № 11, изображенную в приложении А (рисунок А.11), и убеждаемся в идентичности конструкции и схемы приложения внешних сил F_t, F_r, F_a . Силу $F_M = 0,25F_t = 1625 \text{ Н}$, действующую на вал со стороны муфты, прикладываем на расстоянии $C = 100 \text{ мм}$ от правой опоры.

Исходные данные :

$$\begin{aligned} c &= 100 \text{ мм} \\ a &= 110 \text{ мм} \\ b &= 160 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_a &= 1140 \text{ Н} \\ F_t &= 6500 \text{ Н} \\ F_r &= 2390 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$d = 200 \text{ мм}$$



Реакции опор :

$$R_{Bx} = [F_t \cdot a - F_M (a+b+c)] / (a+b)$$

$$R_{By} = [F_r \cdot a - F_a d / 2] / (a+b)$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2}$$

$$R_{Ax} = [F_t b + F_M a] / (a+b)$$

$$R_{Ay} = [F_r b + F_a d / 2] / (a+b)$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2}$$

Изгибающие моменты
в сечениях 1-1, 2-2 :

$$M_{1-1} = \sqrt{(R_{Ax} \cdot a)^2 - (R_{Ax} a + F_a \cdot d / 2)^2}$$

$$M_{2-2} = F_M e$$

Рисунок 2 – Расчётная схема вала

3.5 Определение опорных реакций и изгибающих моментов

$$R_{BX} = [F_t \cdot a - F_M(a + e + c)] : (a + e) =$$
$$[6500 \cdot 110 - 1625(110 + 160 + 100)] : (110 + 160) = 421,3H;$$
$$R_{BY} = \left[F_r \cdot a - F_a \frac{d}{2} \right] \cdot (a + e) = \left[2390 \cdot 110 - 1140 \cdot \frac{200}{2} \right] :$$
$$: (110 + 160) = 551,5H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{421,3^2 + 551,5^2} = 694H;$$

$$R_{AY} = \left[F_r \cdot e + F_a \cdot \frac{d}{2} \right] : (a + e) = \left[2390 \cdot 160 + 1140 \cdot \frac{200}{2} \right] :$$
$$: (110 + 160) = 1838,5H;$$

$$R_{AX} = [F_t \cdot e + F_M C] : (a + e) = [6500 \cdot 160 + 1625 \cdot 100] :$$
$$: (110 + 160) = 4453,7H;$$

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = 2818,2H.$$

Проверки:

$$F_{AX} + F_{BX} + F_M - F_t = 4453,7 + 421,3 + 1625 - 6500 = 0;$$

$$F_{AY} - F_r + F_{BY} = 1838,5 - 2390 + 554,5 = 0.$$

Изгибающие моменты

$$\text{В сечении 1-1: } M_{1-1} = R_A \cdot a = 4818,2 \cdot 110 = 530 \cdot 10^3 H \cdot \text{мм};$$

$$\text{В сечении 2-2: } M_{2-2} = F_M \cdot e$$

$$\text{В сечении 3-3: } M_{3-3} = 0.$$

3.6 Проверка прочности вала в сечении 1-1

3.6.1 Момент сопротивления изгибу при наличии шпоночного паза (таблица 4)

$$W_{1-1} = \frac{\pi \cdot d_k^3}{32} - \frac{e \cdot t(d_k - t)^2}{2 \cdot d_k} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} - \frac{18 \cdot 7(65 - 7)^2}{2 \cdot 65} = 23687 \text{ мм}^3.$$

3.6.2 Полярный момент сопротивления

$$W_{P1-1} = \frac{\pi \cdot d_k^3}{16} - \frac{e \cdot t(d_k - t)^2}{2 \cdot d_k} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{16} - \frac{18 \cdot 7(65 - 7)^2}{2 \cdot 65} = 50635 \text{ мм}^3,$$

где $e = 18 \text{ мм}$; $t = 7 \text{ мм}$ (таблица 5).

3.6.3 Напряжения в сечении 1-1:

$$\sigma_m = 0;$$

- изгиба - $\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_{1-1}}{W_{1-1}} = \frac{530 \cdot 10^3}{23687} = 22,38 \text{ МПа};$

- кручения - $\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{T}{2W_{P1-1}} = \frac{650 \cdot 10^3}{2 \cdot 50635} = 6,42 \text{ МПа}.$

3.6.4 Коэффициенты для расчета на сопротивление усталости:

- чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений

$$\psi_\sigma = 0,1, \quad \psi_\tau = 0,05;$$

- концентрации напряжений (таблица 4)

$$K_\sigma = 1,75, \quad K_\tau = 1,5;$$

- абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 6)

$$\varepsilon_\sigma = 0,75, \quad \varepsilon_\tau = 0,66;$$

- влияния шероховатости поверхности (таблица 7)

$$K_F = 1,06;$$

- влияния поверхностного упрочнения (таблица 8)

$$K_V = 1;$$

- перехода от пределов выносливости образцов к пределу выносливости деталей

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / \varepsilon_\sigma + K_F - 1) / K_V = (1,75 / 0,75 + 1,06 - 1) / 1 = 2,39;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau / \varepsilon_\tau + K_F - 1) / K_V = (1,5 / 0,66 + 1,06 - 1) / 1 = 2,33.$$

3.6.5 Коэффициенты запаса

- по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_M} = \frac{250}{2,39 \cdot 22,38} = 4,67;$$

- по касательным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_M} = \frac{150}{2,33 \cdot 6,42 + 0,05 \cdot 6,42} = 9,82.$$

3.6.6 Общий коэффициент запаса сопротивлению усталости

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4,67 \cdot 9,82}{\sqrt{4,67^2 + 9,82^2}} = 4,21 > [S] = 1,5.$$

3.6.7 Проверка статической прочности вала в сечении 1-1 при пиковых нагрузках

- изгибающий момент при пиковых нагрузках:

$$M_{\max 1-1} = M_{1-1} \cdot K_n = 530 \cdot 10^3 \cdot 1,4 = 742000 \text{ Нмм};$$

- вращающий момент при пиковых нагрузках:

$$T_{\max} = T \cdot K_n = 650 \cdot 10^3 \cdot 1,4 = 910000;$$

- напряжения изгиба:

$$\sigma_u = \frac{M_{\max 1-1}}{W_{1-1}} = \frac{742000}{23687} = 31,33 \text{ МПа};$$

- напряжения кручения:

$$\tau = \frac{T_{\max}}{W_{P1-1}} = \frac{910000}{50635} = 17,97 \text{ МПа};$$

- эквивалентные напряжения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} = \sqrt{31,33^2 + 3 \cdot 17,97^2} = 44,16 \text{ МПа};$$

- допускаемые напряжения:

$$[\sigma] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 280 = 224 \text{ МПа};$$

- оценка прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = 44,16 \text{ МПа} < [\sigma] = 224 \text{ МПа}.$$

Условие прочности соблюдается.

3.7 Проверка прочности вала в сечении 2-2

3.7.1 Момент сопротивления изгибу:

$$W_{2-2} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{T \cdot 52^3}{32} = 13804 \text{ мм}^3.$$

3.7.2 Напряжения в сечении 2-2

- изгиба: $\sigma_m = 0$

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_{2-2}}{W_{2-2}} = \frac{1625 \cdot 40}{13804} = 4,7 \text{ МПа};$$

- кручения:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_K}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_{P2-2}} = \frac{650 \cdot 10^3}{2 \cdot 27608} = 11,77 \text{ МПа}.$$

3.7.3 Коэффициенты для расчета на сопротивление усталости:

- чувствительности материала к асимметрии цикла:

$$\psi_\sigma = 0,1, \quad \psi_\tau = 0,5;$$

- концентрации напряжений (таблица 4):

$$K_{\sigma} = 2,5, \quad K_{\tau} = 1,8;$$

- абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 6)

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,81, \quad \varepsilon_{\tau} = 0,7;$$

- влияния шероховатости поверхности (таблица 7):

$$K_F = 1;$$

- влияния поверхностного упрочнения (таблица 8):

$$K_V = 1;$$

-перехода пределов выносливости образцов к пределу выносливости деталей:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} + K_F - 1) / K_V = (2,5 / 0,81 + 1 - 1) / 1 = 3,086$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + K_F - 1) / K_V = (1,8 / 0,7 + 1 - 1) / 1 = 2,57.$$

3.7.4 Коэффициента запаса:

- по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_M} = \frac{250}{3,086 \cdot 4,7} = 17,24;$$

- по касательным напряжениям:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \sigma_M} = \frac{150}{2,57 \cdot 11,77 + 0,5 \cdot 11,77} = 4,15.$$

3.7.5 Общий коэффициент запаса сопротивлению усталости:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 4,03 > [S] = 1,5.$$

3.8 Проверка прочности вала в сечении 3-3

3.8.1 Полярный момент сопротивления (таблица 4):

$$W_{P3-3} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{v \cdot t(d-t)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 52^3}{32} - \frac{16 \cdot 6(52-6)^2}{2 \cdot 52} = 11850 \text{ мм}^3.$$

3.8.2 Напряжения кручения в сечении 3-3:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_K}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_{P3-3}} = \frac{650 \cdot 10^3}{2 \cdot 11850} = 27,43 \text{ МПа}.$$

3.8.3 Коэффициенты для расчета на сопротивление усталости:

- чувствительности материала к асимметрии цикла $\psi_{\tau} = 0,5$;

- концентрации напряжений (таблица 4) $K_{\tau} = 1,5$;

- абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 6) $\varepsilon_{\tau} = 0,7$;

- влияния шероховатости поверхности (таблица 7) $K_F = 1$;

- влияния поверхностного упрочнения (таблица 8) $K_V = 1$;

- перехода предела выносливости образцов к пределу выносливости деталей:

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + K_F - 1) / K_V = (1,5 / 0,7 + 1 - 1) / 1 - 2,14 .$$

3.8.4 Коэффициент запаса:

$$S = S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{150}{2,14 \cdot 27,43 + 0,5 \cdot 27,43} = 2,07 > [S] = 1,5 .$$

Список литературы

- 1 Дунаев, П.Ф. Детали машин: Курсовое проектирование [Текст] : учебное пособие для студентов учреждений среднего профобразования, обучающихся по машиностроительным специальностям / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - 5-е изд., доп. - М. : Машиностроение, 2004. - 560 с.
- 2 Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя [Текст] : в 3 т. Т.1 / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. - 9-е изд. - М. : Машиностроение, 2006. - 928 с.
- 3 Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст] : учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1985. - 416 с.

Содержание

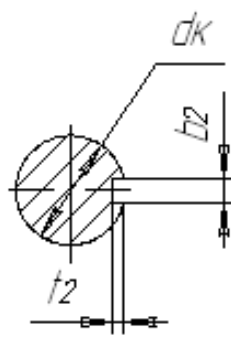
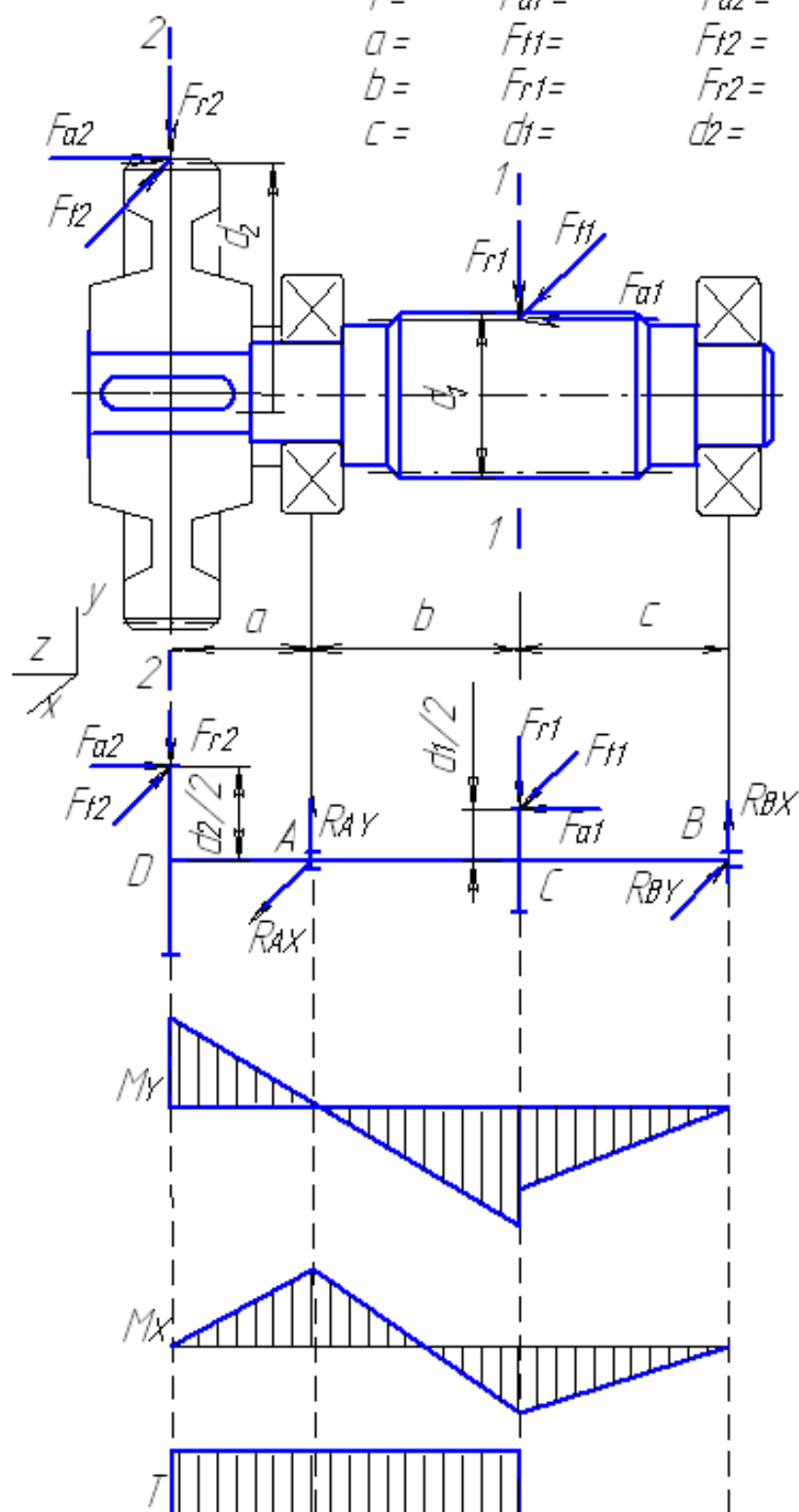
1 Проектный расчет и конструирование валов	3
1.1 Выбор материала вала	3
1.2 Проектный расчет валов.....	3
1.3 Конструирование валов.....	7
2 Проверочный расчет валов.....	8
2.1 Выбор расчетной схемы и определение расчетных нагрузок.....	8
2.2 Расчет валов на прочность.....	8
3 Пример расчета вала.....	15
3.1 Выбор материала вала.....	15
3.2 Проектный расчет валов.....	15
3.3 Определение диаметров участков вала.....	15
3.4 Составление расчетной схемы вала.....	15
3.5 Определение опорных реакций и изгибающих моментов.....	17
3.6 Проверка прочности вала в сечении 1-1.....	17
3.7 Проверка прочности вала в сечении 2-2.....	19
3.8 Проверка прочности вала в сечении 3-3.....	20
Список литературы.....	21
Содержание.....	21
Приложение.....	22

Приложение А
Расчетные схемы наиболее распространенных конструкций валов

Схема №1

Исходные данные:

$$\begin{array}{llll}
 T = & F_{a1} = & F_{a2} = & d_k = \\
 a = & F_{t1} = & F_{t2} = & b_2 = \\
 b = & F_{r1} = & F_{r2} = & t_2 = \\
 c = & d_1 = & d_2 = &
 \end{array}$$



Реакции опор:

$$R_{BX} = (F_{t2} \cdot a + F_{t1} \cdot b) / (a + b)$$

$$R_{BY} = (F_{a2} \cdot d_2 / 2 - F_{r2} \cdot a + F_{r1} \cdot b - F_{a1} \cdot d_1 / 2) / (c + b)$$

$$R_{AX} = F_{t2} - F_{t1} + R_{BX}$$

$$R_{AY} = F_{r2} + F_{r1} - R_{BY}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}$$

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$$

Изгибающие моменты:

В сечении 1-1:

$$M_{t-1} = F_{a2} \cdot d_2 / 2$$

В сечении 2-2:

$$M_{2-2} = \sqrt{(R_{BX} \cdot c)^2 + (R_{BY} \cdot c + F_{a1} \cdot d_1 / 2)^2}$$

Рисунок А.1 – Расчётная схема № 1

Схема №2

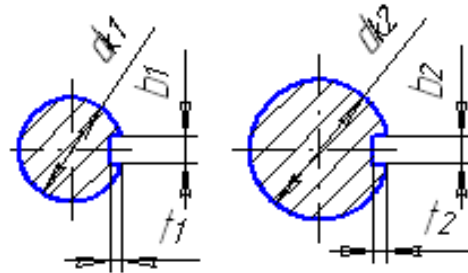
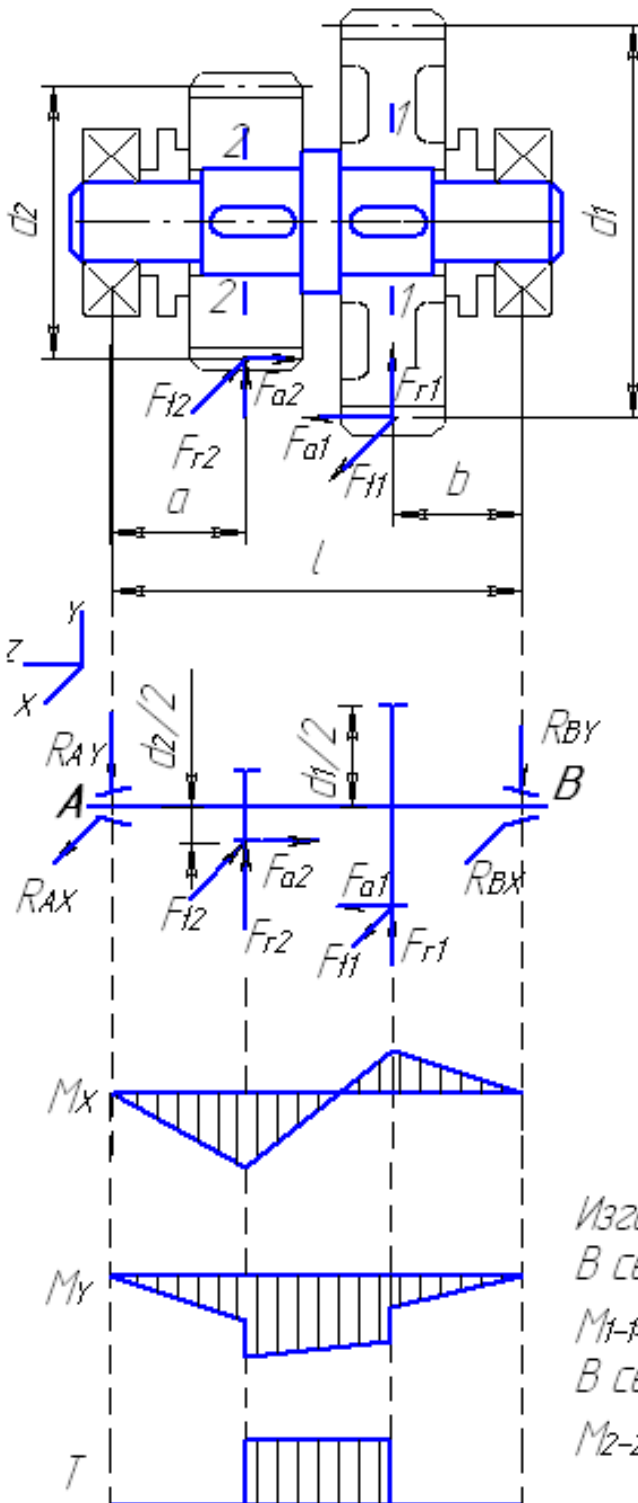
Исходные данные:

$$T_1 = \quad a = \quad b_1 = \quad t_1 = \quad F_{a1} = \quad F_{a2} =$$

$$d_1 = \quad b = \quad b_2 = \quad t_2 = \quad F_{f1} = \quad F_{f2} =$$

$$\quad \quad \quad l = \quad \quad \quad \quad \quad \quad F_{r1} = \quad F_{r2} =$$

1-1 2-2



Реакции опор:

$$R_{Bx} = [F_{f1}(l-b)] - F_{f2} \cdot a; l$$

$$R_{By} = [F_{r2} \cdot a + F_{a2} \cdot d_2 / 2 - F_{a1} \cdot d_1 / 2 + F_{r1}(l-b)] \cdot l$$

$$R_{Ax} = F_{f2} + R_{Bx} - F_{f1}$$

$$R_{Ay} = F_{r2} + F_{r1} - R_{By}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2}$$

Изгибающие моменты:

В сечении 1-1

$$M_{1-t} = \sqrt{(R_{Bx} \cdot b)^2 + (R_{By} \cdot b + F_{a1} \cdot d_1 / 2)^2}$$

В сечении 2-2

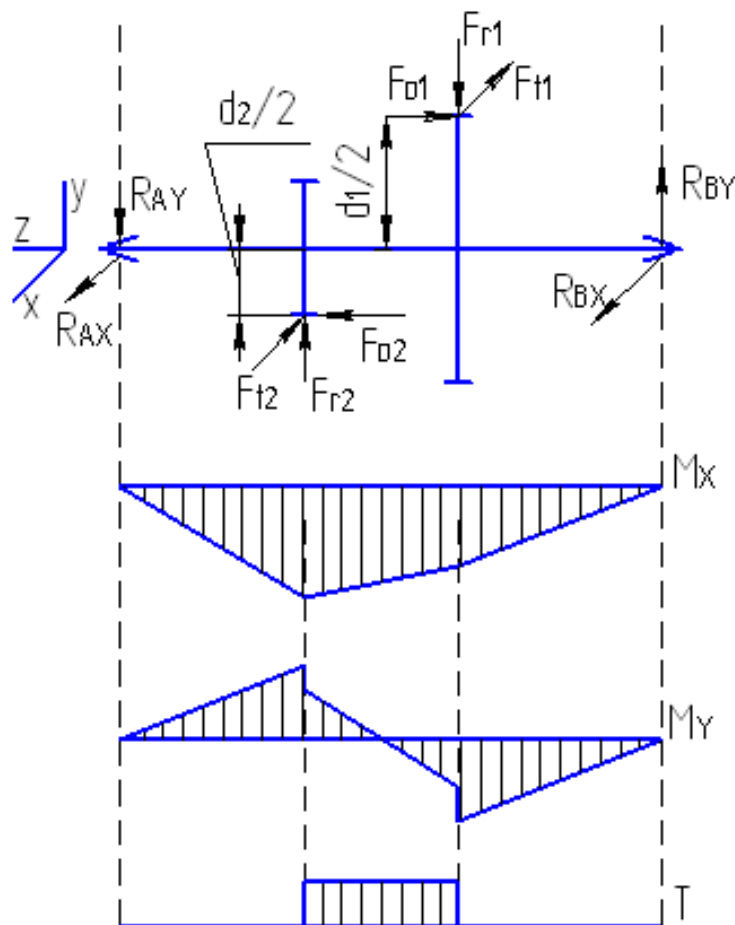
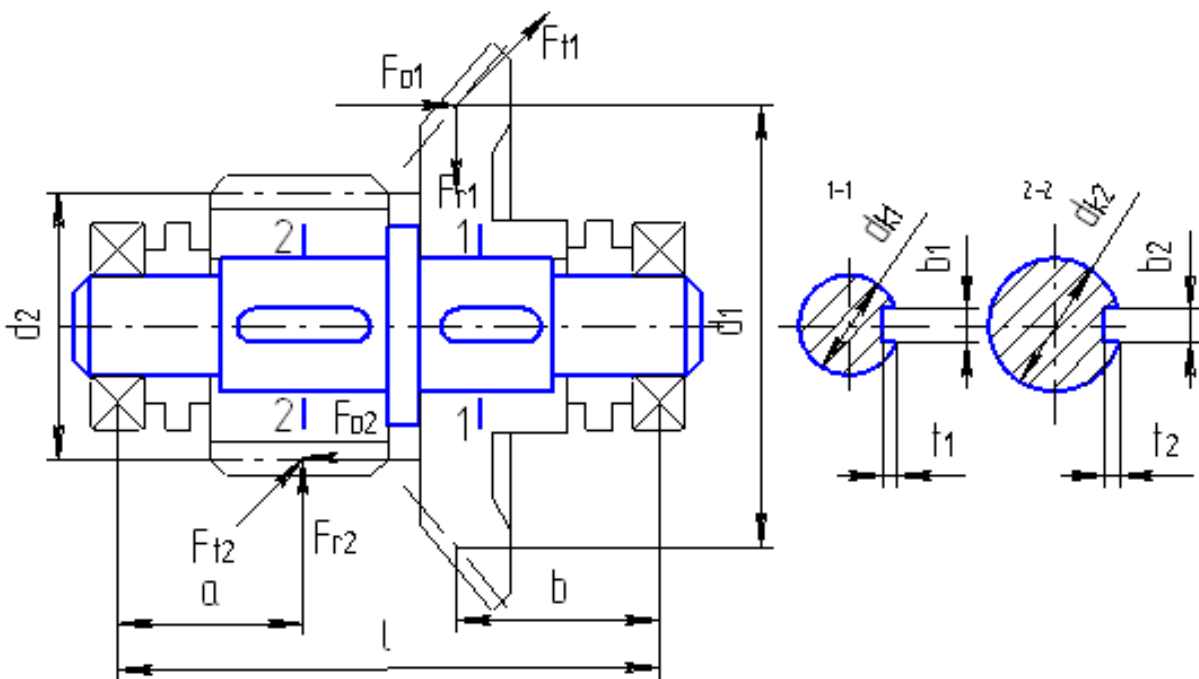
$$M_{2-z} = \sqrt{(R_{Ax} \cdot a)^2 + (R_{Ay} \cdot a + F_{a2} \cdot d_2 / 2)^2}$$

Рисунок А.2 – Расчётная схема № 2

Схема №3

Исходные данные:

$F_1=$ $F_{t1}=$ $F_{r1}=$ $F_{a1}=$ $d_1=$ $dk_1=$ $a=$ $b_1=$ $t_1=$
 $l=$ $F_{t2}=$ $F_{r2}=$ $F_{a2}=$ $d_2=$ $dk_2=$ $b=$ $b_2=$ $t_2=$



Реакции опор:

$$R_{Bx} = [F_{t2}a + F_t(l-b)]/l$$

$$R_{By} = [F_{a2}d_2/2 + F_{r1}(l-b) - F_{r2}a + F_{a1}d_1/2]/l$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}$$

$$R_{Ax} = F_{t2} + F_{t1} - R_{Bx}$$

$$R_{Ay} = F_{r2} - F_{r1} - R_{By}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$$

Изгибающие моменты
в сечении 1-1

$$M_{1-1} = \sqrt{(R_{By}b)^2 + (R_{Bx}b)^2}$$

в сечении 2-2

$$M_{2-2} = \sqrt{(R_{Ay}a)^2 + (R_{Ax}a)^2}$$

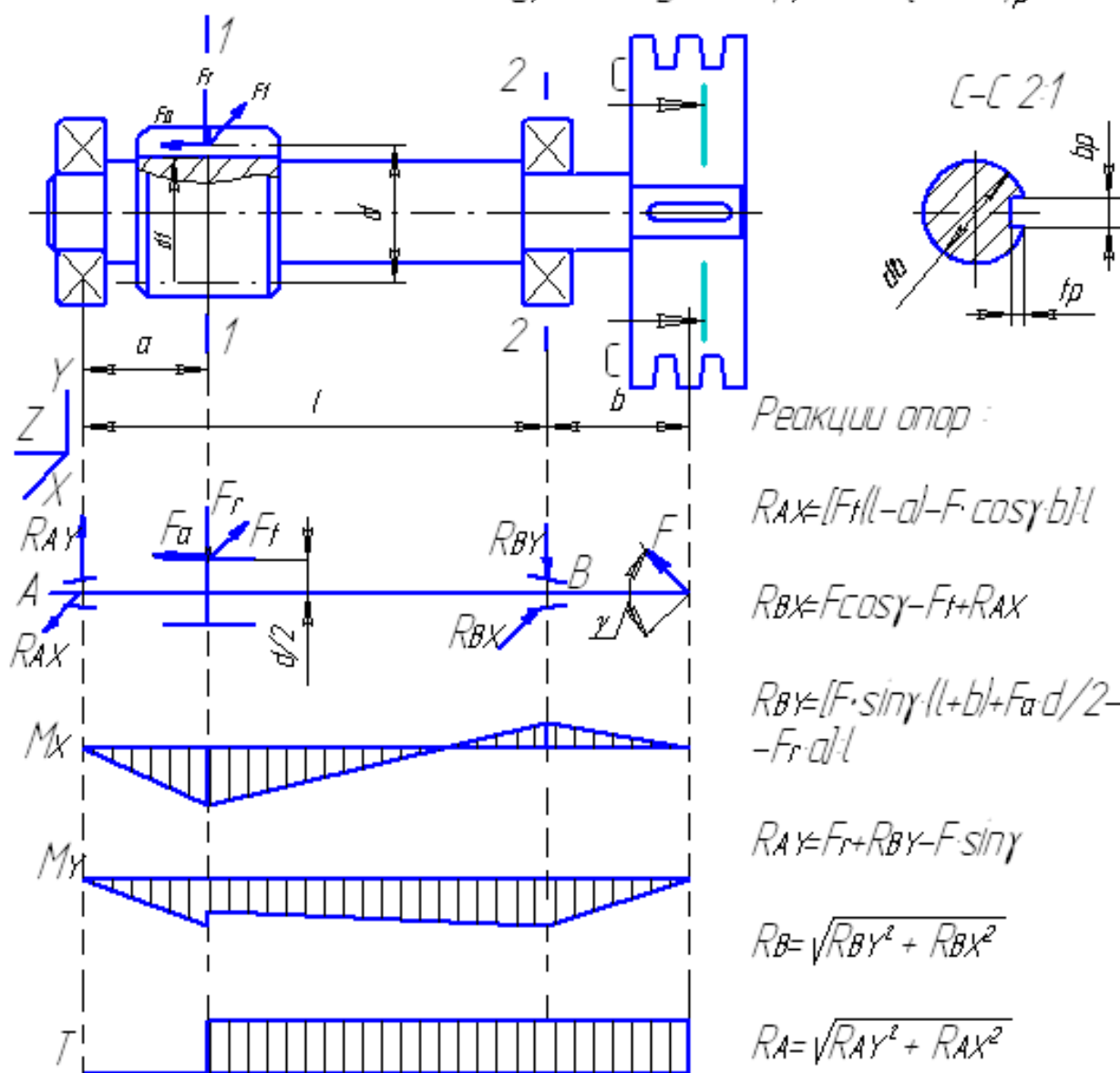
Рисунок А.3 – Расчётная схема № 3

Схема №4

Исходные данные:

$$F = \quad T = \quad a = \quad F_r = \quad F_a = \quad b_p =$$

$$d_1 = \quad b = \quad F_t = \quad l = \quad t_p =$$



γ — угол наклона линии центров ременной передачи к плоскости X-Z

Изгибающие моменты:

В сечении 1-1: $M_{1-1} = \sqrt{(R_{AX} \cdot d)^2 + (R_{AY} \cdot d)^2}$

В сечении 2-2: $M_{2-2} = \sqrt{(F \cdot \sin \gamma)^2 + (F \cdot \cos \gamma)^2}$

Рисунок А.4 – Расчётная схема № 4

Схема №5

Исходные данные :

$$T = \quad b = \quad F_0 = \quad F_r = \quad f_2 =$$

$$a = \quad F_t = \quad d = \quad b_2 =$$

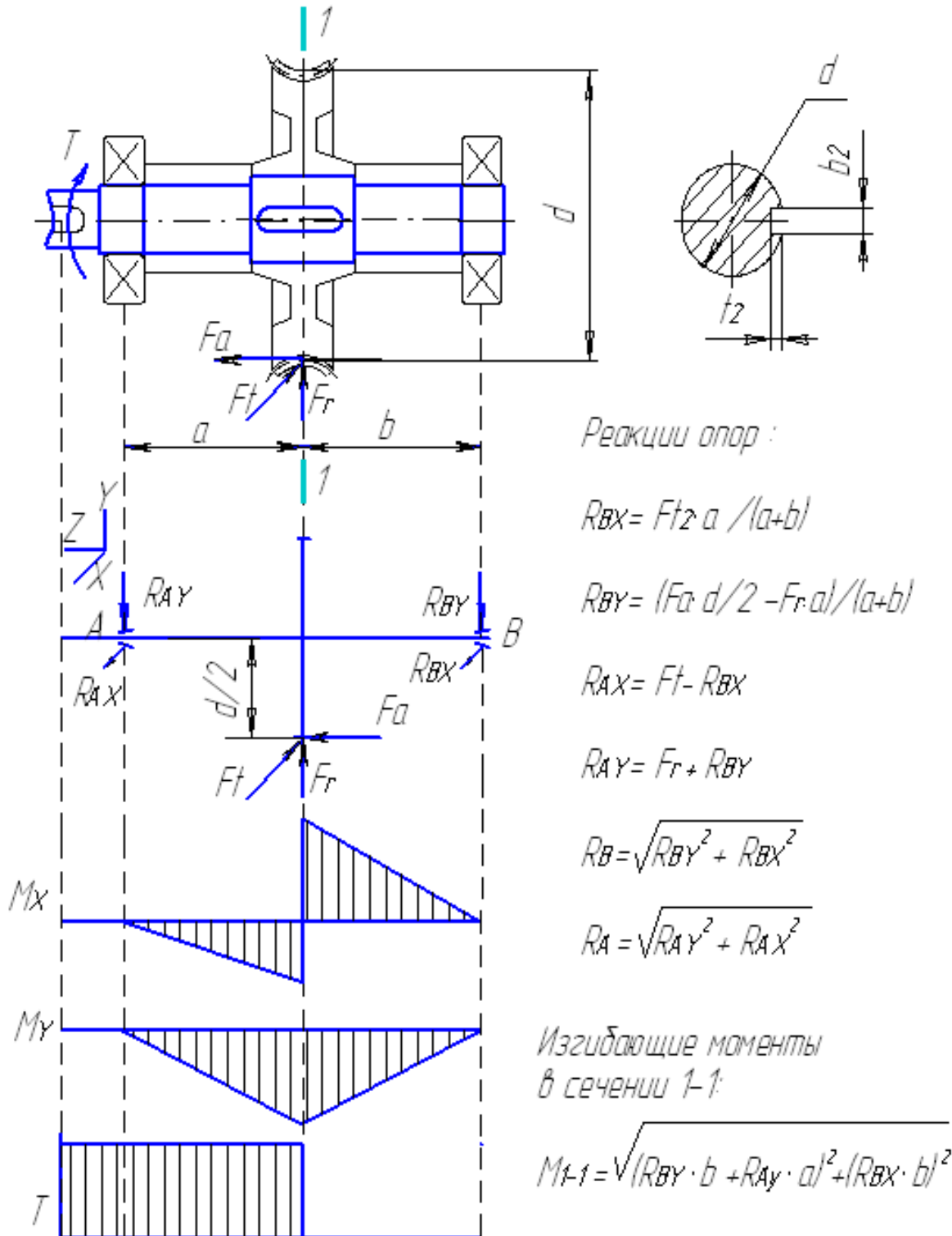
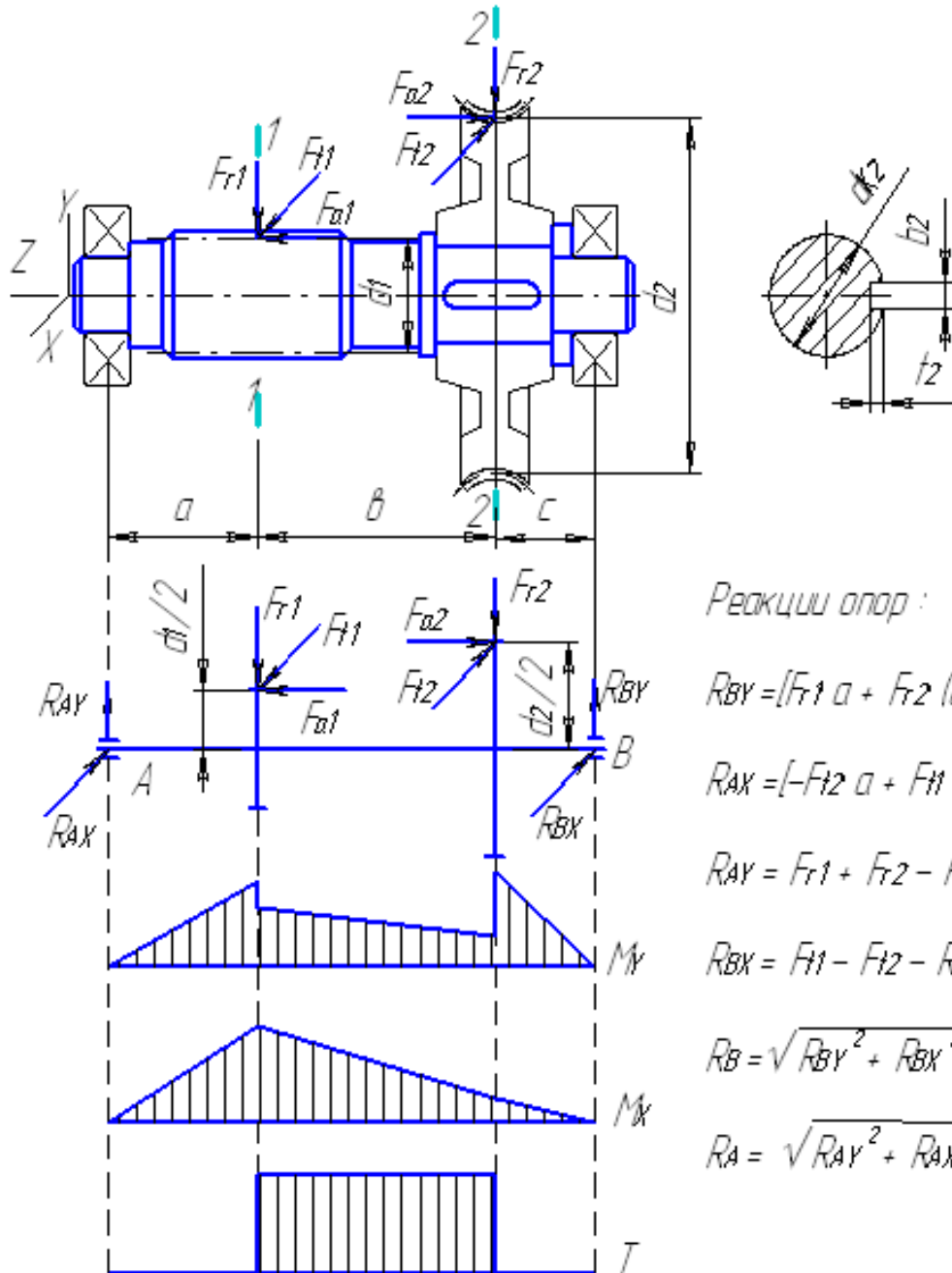


Рисунок А.5 – Расчётная схема № 5

Схема №6

Исходные данные:

$a =$	$T =$	$F_{a1} =$	$F_{a2} =$
$b =$	$d_1 =$	$F_{t1} =$	$F_{t2} =$
$c =$	$d_2 =$	$F_{r1} =$	$F_{r2} =$



Реакции опор:

$$R_{BY} = (F_{r1} a + F_{r2} (a+b)) / (a+b+c)$$

$$R_{AX} = (-F_{t2} a + F_{t1} \cdot (a+b)) / (a+b+c)$$

$$R_{AY} = F_{r1} + F_{r2} - R_{BY}$$

$$R_{BX} = F_{t1} - F_{t2} - R_{AX}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}$$

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$$

Изгибающие моменты в сечениях:

$$M_{1-1} = \sqrt{(R_{AY} \cdot a - F_{a1} \cdot d_1 / 2)^2 + (R_{AX} \cdot a)^2}$$

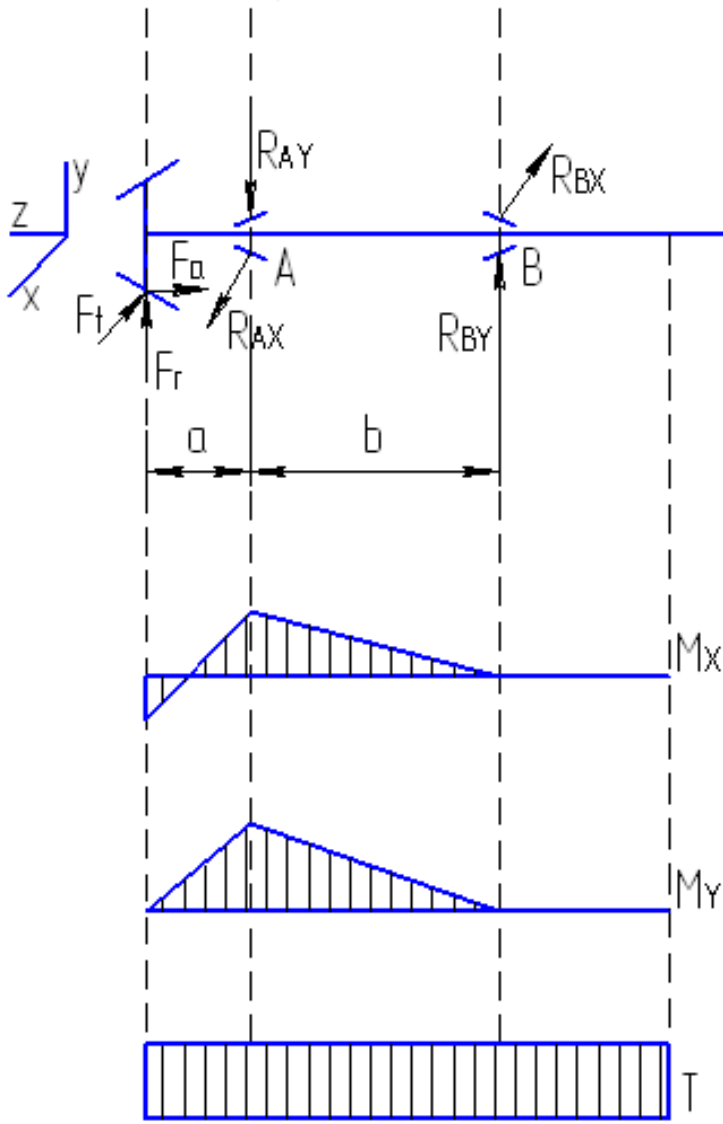
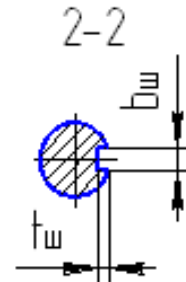
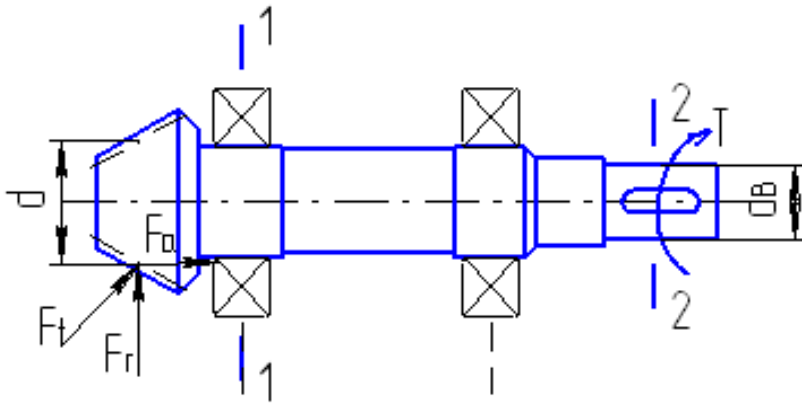
$$M_{2-2} = \sqrt{(R_{AY} \cdot (a+b) - F_{r1} b + F_{t2} d_2 / 2)^2 + (R_{AX} \cdot (a+b) - F_{t1} b)^2}$$

Рисунок А.6 – Расчётная схема № 6

Схема №7

Исходные данные

$T =$ $F_t =$ $F_r =$ $F_a =$ $d =$
 $a =$ $b =$ $t_w =$ $b_w =$ $d_B =$



Реакции опор

$$R_{BX} = (F_t a) / b$$

$$R_{BY} = [F_r a - F_a d / 2] / b$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}$$

$$R_{AX} = F_t + R_{BX}$$

$$R_{AY} = F_r + R_{BY}$$

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}$$

Изгибающий момент в сечении 1-1

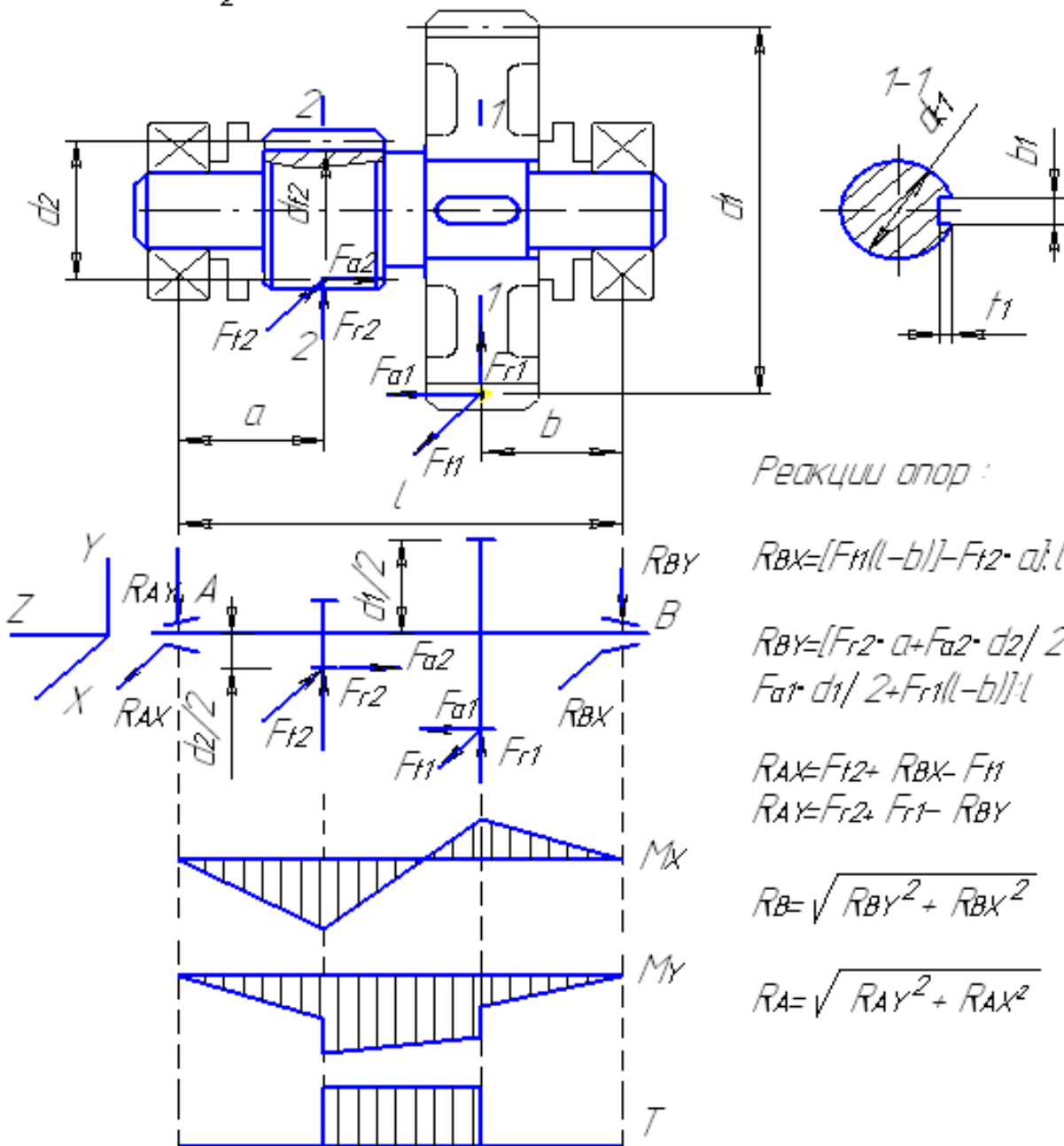
$$M_{1-1} = \sqrt{(R_{BY} b)^2 + (R_{BX} b)^2}$$

Рисунок А.7 – Расчётная схема № 7

Схема №8

Исходные данные:

$T_1 =$	$a =$	$F_{a1} =$	$F_{a2} =$
$d_1 =$	$b =$	$F_{r1} =$	$F_{r2} =$
$d_2 =$	$l =$	$F_{r2} =$	$F_{r1} =$



Реакции опор:

$$R_{BX} = [F_{r1}(l-b)] - F_{r2} \cdot d_1 \cdot l$$

$$R_{BY} = [F_{r2} \cdot a + F_{a2} \cdot d_2 / 2 - F_{a1} \cdot d_1 / 2 + F_{r1}(l-b)] \cdot l$$

$$R_{AX} = F_{t2} + R_{BX} - F_{t1}$$

$$R_{AY} = F_{r2} + F_{r1} - R_{BY}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}$$

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$$

Изгибающие моменты:

$$\text{В сечении 1-1} \quad M_{1-1} = \sqrt{(R_{BX} \cdot b)^2 + (R_{BY} \cdot b + F_{a1} \cdot d_1 / 2)^2}$$

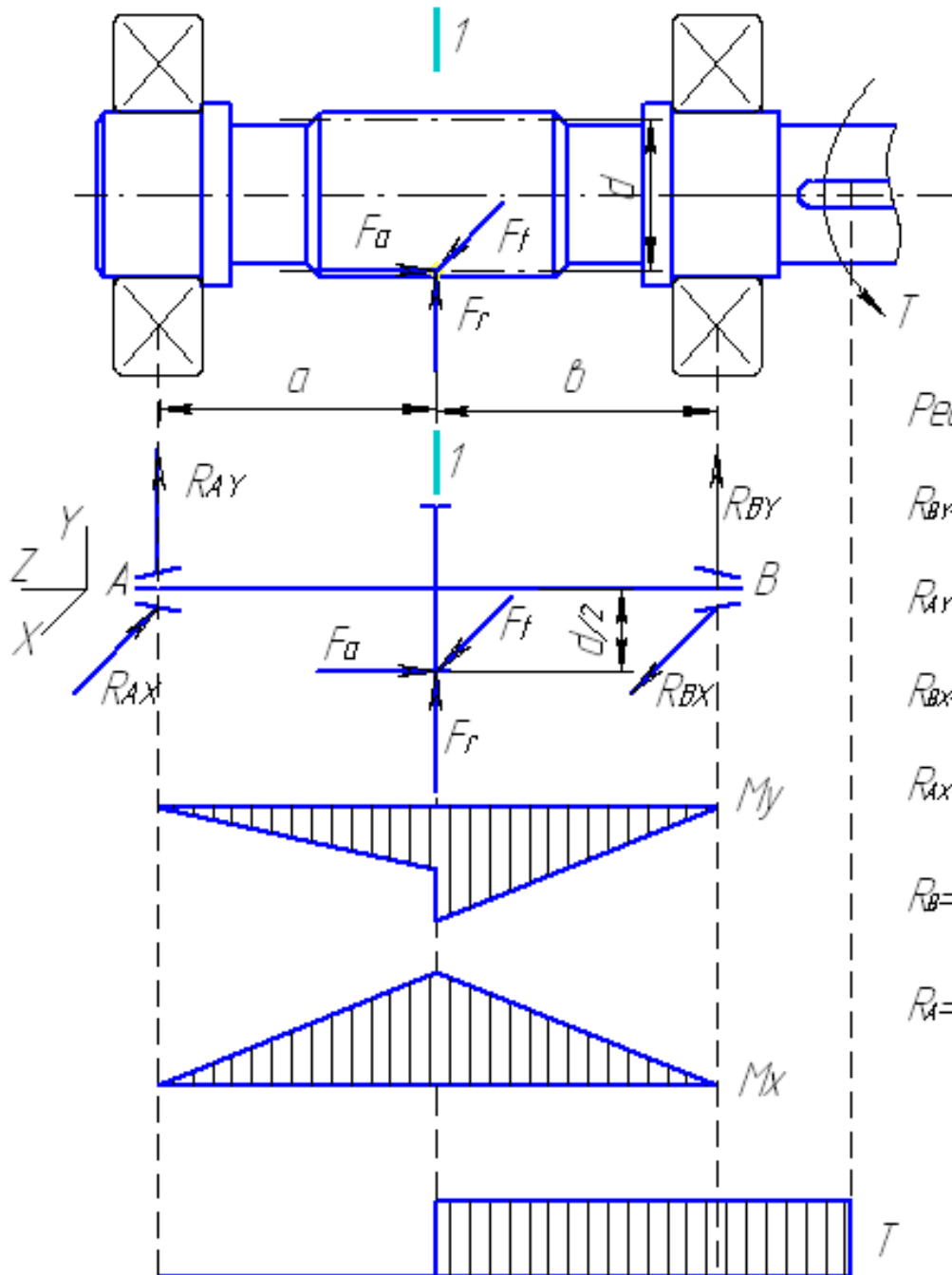
$$\text{В сечении 2-2} \quad M_{2-2} = \sqrt{(R_{AX} \cdot a)^2 + (R_{AY} \cdot a + F_{a2} \cdot d_2 / 2)^2}$$

Рисунок А.8 – Расчётная схема № 8

Схема №9

Исходные данные:

$$T = \quad a = F_{\sigma} \\ d = \quad b = F_t \quad F_r$$



Реакции опор:

$$R_{BY} = F_r \cdot a / (a+b)$$

$$R_{AY} = F_r - R_{BY}$$

$$R_{BX} = F_t \cdot a / (a+b)$$

$$R_{AX} = F_t - R_{BX}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}$$

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$$

Изгибающий момент в сечении 1-1:

$$M_t = \sqrt{(R_{AY} \cdot a + F_{\sigma} \cdot d/2)^2 + (R_{AX} \cdot a)^2}$$

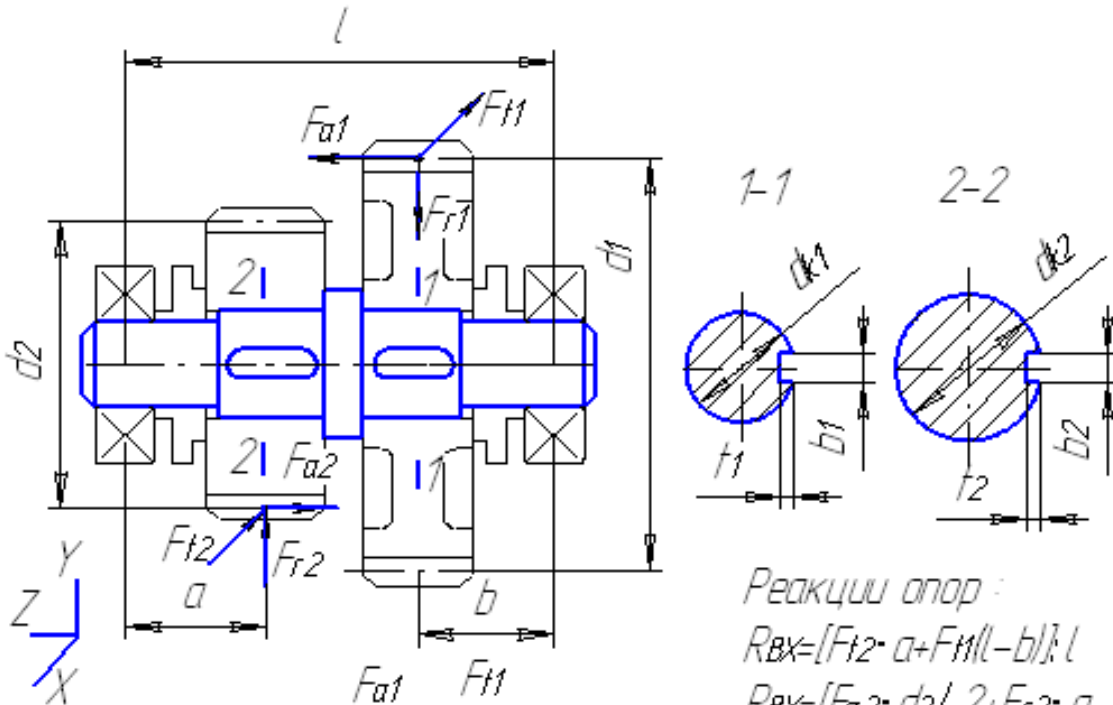
Рисунок А.9 – Расчётная схема №9

Схема №10

Исходные данные:

$$T = \quad d_1 = \quad a = \quad d_{k1} = \quad F_{a1} = \quad F_{a2} = \quad F_{r1} =$$

$$l = \quad d_2 = \quad b = \quad d_{k2} = \quad F_{t1} = \quad F_{t2} = \quad F_{r2} =$$



Реакции опор:

$$R_{Bx} = [F_{t2} \cdot a + F_{t1}(l-b)] / l$$

$$R_{By} = [F_{a2} \cdot d_2 / 2 + F_{r2} \cdot a - F_{r1}(l-b) + F_{a1} \cdot d_1 / 2] / l$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}$$

$$R_{Ay} = F_{r2} - F_{r1} - R_{By}$$

$$R_{Ax} = F_{t2} + F_{t1} - R_{Bx}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$$

Изгибающие моменты:

В сечении 1-1

$$M_{1-1} = \sqrt{(R_{By} \cdot b + F_{a1} \cdot d_1 / 2)^2 + (R_{Bx} \cdot b)^2}$$

В сечении 2-2:

$$M_{2-2} = \sqrt{(R_{Ay} \cdot a + F_{a2} \cdot d_2 / 2)^2 + (R_{Ax} \cdot a)^2}$$

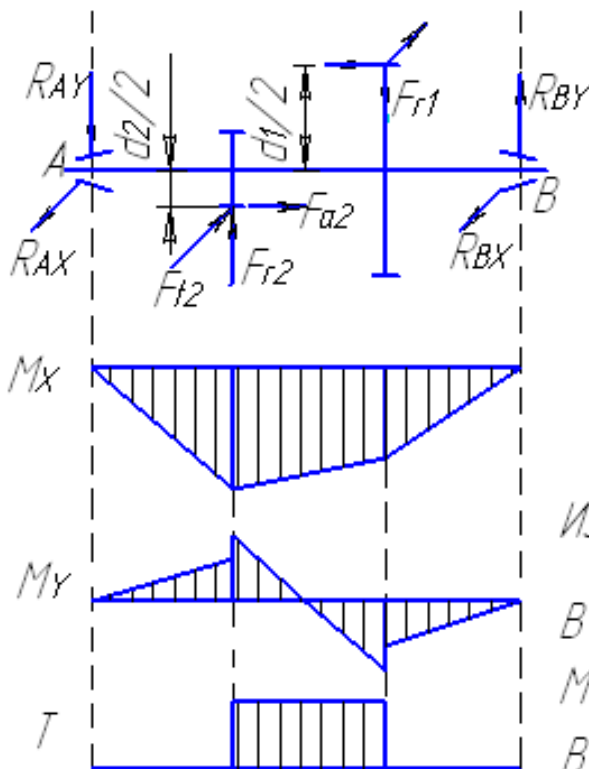


Рисунок А.10 – Расчётная схема № 10

Схема №11

Исходные данные :

$$c = \quad F_a = \quad d =$$

$$a = \quad F_t =$$

$$b = \quad F_r =$$

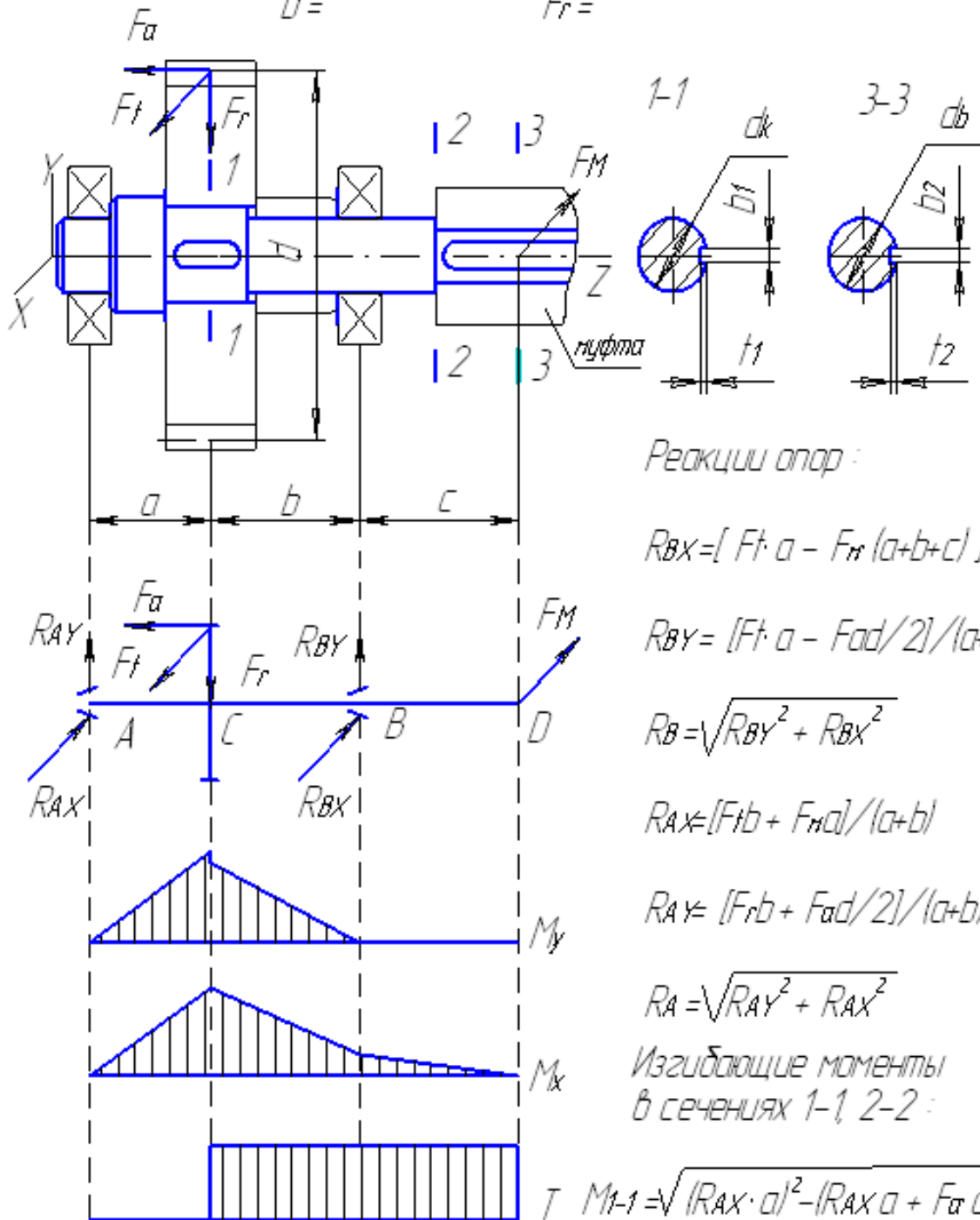


Рисунок А.11 – Расчётная схема № 11

Тютрина Лариса Николаевна
Курасов Дмитрий Алексеевич

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания
к выполнению курсового проекта, лабораторных и практических работ
по курсам «Детали машин и основы конструирования»,
«Основы проектирования» для студентов направлений:
190109.65, 190110.65, 050100.62, 150700.62,
151900.62, 190600.62, 190700.62, 221700.62

Редактор А.С. Мокина

Подписано в печать	Формат 60 x 84 1/16	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл. печ. л. 2,25	Уч.-изд. л. 2,25
Заказ 144	Тираж 50	Цена свободная

РИЦ Курганского государственного университета.
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.
Курганский государственный университет.