

**Федеральное агентство по образованию
Российской Федерации
ГОУ ВПО «Российский химико-технологический
университет им. Д.И. Менделеева»
Новомосковский институт (филиал)**

**Расчет и проектирование
валов с использованием ЭВМ**

Учебно-методическое пособие

**Новомосковск
2009**

УДК 621
ББК 74.58
П 759

Рецензенты:

д.т.н., профессор К.А. Головин
(Тульский государственный университет)
д.т.н., профессор А.А. Подколзин
(НИ (филиал) РХТУ им. Д.И. Менделеева)

И.И. Семочкин, Л.В. Лукиенко, А.Н. Афросин, А.Л. Суменков. Расчет и проектирование валов с использованием ЭВМ. Учебно-методическое пособие по расчету валов механических передач / ГОУ ВПО «РХТУ им. Д.И. Менделеева», Новомосковский институт (филиал). Новомосковск, 2009.

Пособие содержит основные сведения, необходимые для проектирования и расчета валов. Подробно рассмотрено влияние технологических факторов на усталостную прочность. Предложена методика поэтапного изучения материала, выполнены сравнительные расчеты одного из вариантов заданий, предложенных в пособии, с использованием модуля Shaft APM WinMachine и программы ТМВАЛ

УДК 621
ББК 74.58

© Семочкин И.И., Лукиенко Л.В.
Афросин А.Н., Суменков А.Л.

© ГОУ ВПО « Российский химико-технологический
университет им. Д.И. Менделеева,
Новомосковский институт (филиал), 2009

ВВЕДЕНИЕ

Основной задачей расчетов при проектировании большинства деталей машин является поиск наиболее оптимальной их конструкции, отвечающей условиям прочности, надежности и долговечности. При этом конструктор (проектировщик) сталкивается с проблемой многовариантности, так как перечисленные выше условия должны быть обеспечены при минимальных габаритах, массе и стоимости, отвечать современным требованиям технической эстетики, возможностям технологии изготовления. Все это в совокупности должно приводить к увеличению экономической эффективности изделий за весь период работы. Выполнение поставленных условий невозможно без тщательного расчета различных вариантов проектируемых конструкций, учета большого количества конструктивных факторов, так или иначе влияющих на надежность. Поэтому решение многовариантных задач требует больших затрат времени и весьма трудоемко.

Революционными факторами развития проектирования машин и их деталей является автоматизация расчетов и конструирования с помощью ЭВМ и переход на вероятностные расчеты, то есть расчеты на надежность

Проектирование с использованием вычислительной техники существенно уменьшает трудоемкость расчетов, позволяет получать оптимальные конструкции, обеспечивает точность вычислений и реализацию модульного принципа конструирования, высвобождает время для более тщательной конструкторской проработки на каждой стадии проектирования.

Применение ЭВМ в учебном проектировании имеет свои особенности и специфику, связанные с отсутствием достаточного опыта и запаса реальных знаний у студента. Использование ЭВМ в этом случае должно иметь своей целью закрепление логики расчета и физического смысла каждого параметра, входящего в расчетные формулы. К автоматизиро-

ванным расчетам следует приступать только после того как будут выполнены от начала до конца обычные (без ЭВМ) расчеты с использованием учебно-справочной литературы, например, при выполнении расчетно-графических заданий по курсу.

Для ЭВМ достаточно трудно создать алгоритм, который учитывал бы все факторы, влияющие на выбор того или иного решения. Поэтому роль проектировщика (студента) по обеспечению условий прочности должна оставаться ведущей. При этом необходимо учитывать важность значений параметров, влияющих на оптимизацию проектируемого изделия. В этой связи удобными объектами для автоматизированного проектирования являются валы редукторов, с расчетами которых студент сталкивается не менее двух - трех раз в процессе выполнения РПЗ, лабораторных работ и затем курсового проекта. Применение ЭВМ при проектировании валов позволяет значительно сэкономить время студента на выполнение типовых расчетов, подробно рассмотренных в теоретическом курсе и на практических занятиях (определение реакций, построение эпюр изгибающих моментов, расчеты на прочность и жесткость).

Настоящее методическое пособие является самостоятельной частью из серии, запланированных кафедрой «Техническая механика» работ по внедрению ЭВМ в учебный процесс. Пособие может быть полезно студентам всех специальностей и форм обучения при выполнении курсового проекта, изучении раздела «Валы и оси» теоретического курса или выполнении лабораторных работ. Использование методического пособия предполагает наличие у студентов необходимых знаний по основам программирования, навыков работы на персональном компьютере.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ВАЛОВ

Детали, предназначенные для передачи крутящего момента T ($H\cdot m$), вдоль своей оси, называются валами. Валы поддерживают насаженные на них вращающиеся детали (шкивы, звездочки, шестерни, муфты и т.п.) со стороны которых на них действуют силы. В реальных условиях валы подвержены действию не только крутящих моментов, но также поперечных сил и изгибающих моментов. Характер распределения указанных нагрузок по длине вала, технология его изготовления и сборки определяют форму вала. При проектировании необходимо стремиться к тому, чтобы продольный профиль вала приближался к форме бруса равного сопротивления (рис. 2.1). Такая форма удобна в изготовлении и сборке: уступы валов могут воспринимать большие осевые силы; каждая насаживаемая на вал неразъемная деталь, проходит по валу до своей посадочной поверхности без натяга, не повреждая посадочные поверхности других деталей, насаживаемых на вал.

Прочность вала, особенно сопротивление усталости, зависит от формы вала и, в значительной степени, от наличия и вида концентраторов напряжений. Источниками концентрации напряжений на валах и осях являются переходы от одного диаметра к другому, канавки для выхода инструмента, отверстия, резьбы, шпоночные пазы, напрессованные детали. Уменьшить влияние того или иного вида концентраторов напряжений можно специальными видами конструктивных и технологических мероприятий по повышению выносливости валов. Достаточно точный расчет вала может быть выполнен только как проверочный, поскольку задача конструирования вала является многовариантной, требующей согласования большого числа параметров, технологических и эксплуатационных факторов, определяемых конструкцией и назначением проектируемого агрегата.

В инженерной практике проектирование валов выполняется в несколько этапов, включающих проектный и прове-

рочные расчеты валов. При выполнении курсового проекта по деталям машин проверочные расчеты следует проводить на ЭВМ с использованием вычислительного комплекса АРМ WinMachine, КОМПАС - 3D или программы ТМ вал - разработанной авторами настоящего пособия.

2 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

На данном этапе разрабатывается конструкция вала, определяются диаметры отдельных его участков, определяется способ передачи вращающего момента и т.п.

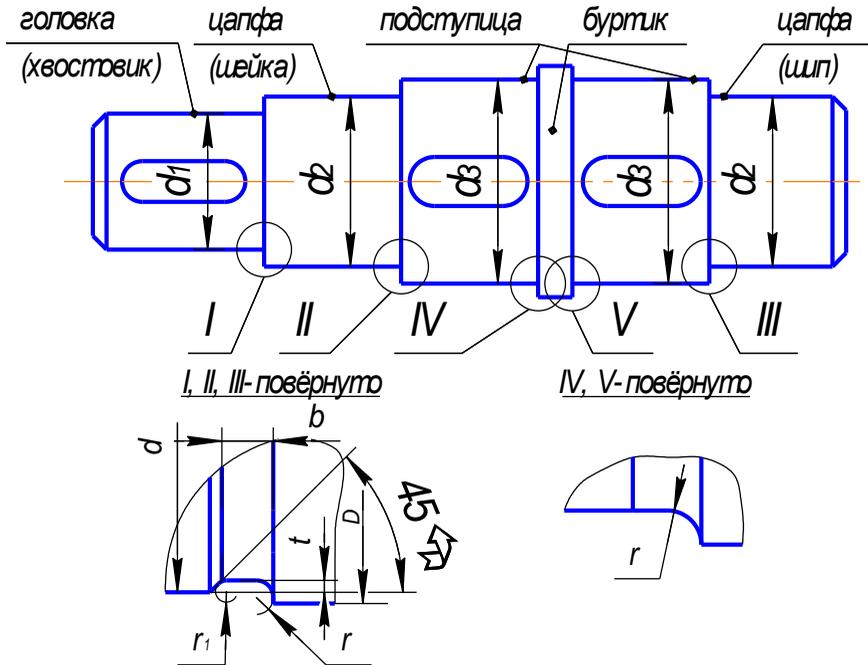


Рисунок 2.1 Конструкция ступенчатого вала и варианты переходных поверхностей.

Работа выполняется без использования ЭВМ с обязательной прорисовкой всех конструктивных элементов.

Предварительно диаметр вала определяют из расчета на чистое кручение по пониженным значениям допускаемых напряжений.

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau] \quad \text{откуда} \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (2.1)$$

где T – крутящий момент, Н·м;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Величину допускаемых напряжений обычно принимают в пределах: $[\tau] = (20 \dots 30)$ МПа – для трансмиссионных валов; $[\tau] = (15 \dots 25)$ МПа – для валов редукторов (меньшие значения принимают для быстроходных валов, имеющих повышенные требования к жесткости).

Реже используют другие способы предварительного определения диаметра вала. Так, диаметр ведомого вала каждой ступени цилиндрического редуктора можно принимать равным $(0,35 \dots 0,4)$ от межосевого расстояния ступени. Диаметры шеек коленчатых валов определяют по эмпирическим формулам в зависимости от диаметра цилиндра двигателя, диаметр выходного конца вала редуктора $d \geq 6 \sqrt[3]{T}$, и так далее.

Однако, основным уравнением для определения наименьшего значения диаметра вала для сечения передающего полный крутящий момент, является выражение (2.1). По этому выражению, например, определяют диаметр d выходного конца для ведущего и ведомого валов, или диаметр d_3 под колесом для промежуточного вала (рис. 2.1). Полученные значения округляют в большую сторону, согласовав их с рядом нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69

Форма выходного участка вала может быть цилиндрическая (ГОСТ 12081-66) или коническая (ГОСТ 12081-72). Конический конец вала выполнить сложнее. Однако конические соединения обладают большей точностью и нагрузочной способностью, их легче собирать и разбирать. Осевое усилие для закрепления насаживаемой детали, создают за счет наружной или внутренней резьбы на хвостовике вала (табл.2.2). Коничес-

Таблица 2.1 Нормальные линейные размеры, мм
(по ГОСТ 6636 - 69)

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание: под косой чертой приведены размеры посадочных мест наружных колец подшипников качения. Выходные концы валов выбирают из ряда: 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 55/56, 60/63, 70/71, 80, 90.

ские концы валов рекомендуется принимать при достаточно длинных ступицах ($l_{ст} > 1,5d$), а также при больших нагрузках с толчками и ударами и при реверсивной нагрузке. Конический конец вала сопрягают с участком под подшипник и уплотнение переходной цилиндрической частью длиной $l \approx 0,15d$. Параметры цилиндрических концов валов приведены в таблице 2.3.

Выбрав вид, определив размеры и назначив параметры выходного конца вала (табл. 2.2, 2.3), приступают к разработке конструкции вала, назначают посадочные размеры под сопрягаемые детали – подшипники (d_2), зубчатые колеса (d_3), уплотнение и т.п. (рис. 2.1). Для ступенчатого вала перепады диаметров должны быть минимальными и иметь переходные участки, вид которых показан на рисунке 2.1. Величина перепадов должна обеспечить возможность сборки вала без удаления шпонок, достаточную опорную поверхность для восприятия осевых нагрузок, соответствовать технологии изготовления.

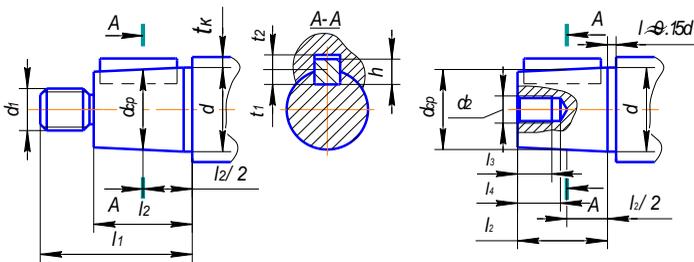
Диаметр вала под подшипник и уплотнение вычисляется по выражению:

$$d_n = d_2 \geq d_1 + 2 \cdot t \quad (2.2)$$

где d_1 и d_2 по рис.2.1, а высоту заплечиков t , мм, хвостовика вала ($t_{ц}$ - цилиндрического, $t_{к}$ -конического) принимают по таблице 2.4, в зависимости от диапазона диаметров d_1 , координаты фаски подшипника r и фаски колеса f .

Полученный по выражению (2.2) диаметр d_n согласовывают с рядом посадочных диаметров подшипников качения: 20; 25; 30 и далее с шагом 5 мм. Основные размеры подшипни-

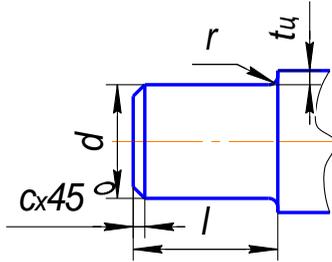
Таблица 2.2 Концы валов конические (ГОСТ 12081-72)



Ном. d	l_1	l_2	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12x1,25	M6	9,0	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16x1,5	M8	14,0	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20x1,5	M10	17,0	19,0
36			33,1								
40	110	82	35,9	10	8	5,0	3,3	M24x2	M12	20,0	22,3
45			40,9	12	8	5,0	3,3	M30x2	M16	26,0	28,5
50			45,9	12	8	5,0	3,3	M36x3	M16	26,0	28,5
56			51,9	14	9	5,5	3,8	M36x3	M20	32,0	35,0
63	140	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42x3	M20	32,0	35,0
71			65,75	18	11	7,0	4,4	M48x3	M24	36,0	39,3
80	170	130	73,5	20	12	7,5	4,9	M56x4	M30	44,0	47,9
90			83,5	22	14	9,0	5,4	M64x4			

ков принимают по таблицам 108...110 [1], методика расчетов и подбора подробно рассмотрена в [2]

Таблица 2.3 Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66), мм



d	l	r	c	d	l	r	c	d	l	r	c
20	36	1,6	1,0	32	58	2,0	1,6	45	82	2,0	1,6
22	36	1,6	1,0	36	58	2,0	1,6	50	82	2,5	2,0
25	42	1,6	1,0	40	82	2,0	1,6	55	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0	-	-	-	-	60	105	2,5	2,0

Выбранный диаметр проверяют на возможность установки подшипника без съема призматической шпонки.

$$d_n \geq d_1 + 2 \cdot t_2 + 0,5 \quad (2.3)$$

где d_1 – диаметр цилиндрического конца вала, t_2 – глубина паза в ступице (табл.2.10). Для конического конца вала $d_1 = d_{cp}$, а t_2 принимают по табл. 2.11.

Таблица 2.4 Высота заплечиков и размеры фасок, мм

Параметры	Диапазон диаметров, мм									
	17	24	32	40	45	52	60	67	80	
	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷	
	22	30	38	44	50	58	65	75	85	
r	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,7	
f	1,0	1,0	1,2	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5	
t _ц	3,0	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6	
t _к	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	

Длину участка вала под уплотнением и подшипником принимают равным $l = 1,2 \cdot d_n$. Диаметр буртика для упора подшипника качения определяют по выражению:

$$d_{\bar{o}n} \geq d_n + 3 \cdot r \quad (2.4)$$

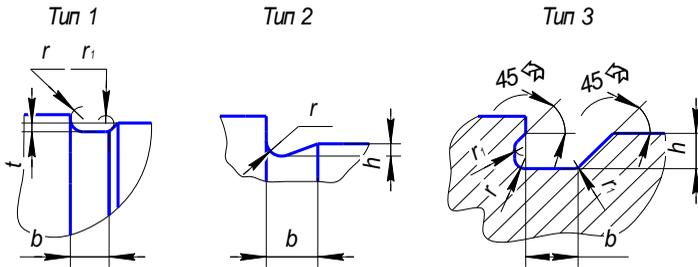
Этот размер округляют по таблице 2.1 до ближайшего нормального линейного размера, согласуя при этом получающуюся высоту буртика с необходимой высотой заплечика t_n для упора подшипника (табл.2.5).

Таблица 2.5 Координата фаски r подшипника качения и высота t_n буртика, мм.

Координата фаски r подшипника	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Высота заплечика $[t_n]$	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

Размеры канавок для выхода инструмента и радиусы закруглений переходных поверхностей принимают по таблицам в зависимости от диапазона диаметров вала (табл.2.6). Выбор формы переходной поверхности определяется как технологией изготовления вала, так и желанием уменьшить вредное влияние концентраторов напряжений (перепад диаметров). Показанное в таблице 2.6 сопряжение двух участков вала, может осуществляться посредством канавок для выхода шлифовального круга (тип 2 - шлифование по цилиндру; тип 3— шлифование по цилиндру и торцу) или посредством галтели радиусом « r » (рис.2.3). При резком перепаде диаметров, а также при малых радиусах галтелей, создающих значительную концентрацию напряжений, уменьшение напряжений на 20-40% может быть достигнуто с помощью разгружающих канавок (рис.2.2а,б), или высверливанием отверстий в ступенях большего диаметра (рис.2.2в). Если на сопрягаемых с валом деталях имеются фаски или скругления, то их размеры определяют параметры переходных поверхностей вала. Для снижения концентрации напряжений, и, следовательно, для повышения усталостной прочности вала, переходные участки чаще всего выполняют с галтелями (табл.2.7).

Таблица 2.6 Канавки для выхода шлифовального круга (ГОСТ 8820-69)



Диаметр вала, мм	b, мм	h, мм	r, мм	r1, мм
св. 10 до 50	3	0,25	1,0	0,5
св. 50 до 100	5	0,5	1,6	0,5
св. 100	8	0,5	2,0	1,0

У высоконагруженных валов вместо канавок предусматривают галтели.

На рисунке 2.3 показаны возможные варианты сопряжений валов, имеющих галтельные переходы, с различными деталями. В этих случаях размеры фасок и закруглений на деталях должны быть согласованы с размером галтели на валу

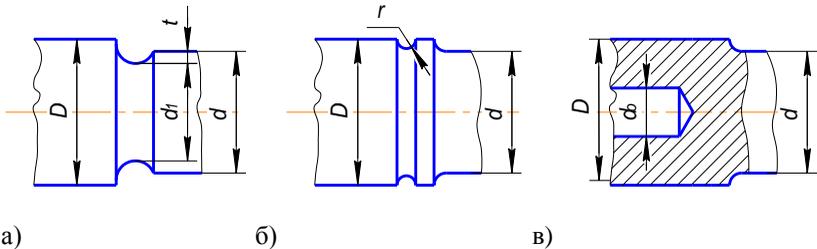


Рисунок 2.2 Вид переходных участков вала

(табл.2.7). Если уступ служит для осевой фиксации подшипника, то высота $h = \frac{d_1 - d}{2}$ (табл.2.8) должна быть меньше толщины внутреннего кольца подшипника на величину t , достаточную для размещения лапок съемника при демонтаже. Для

удобства монтажа участок вала под посадку с натягом должен иметь скосы и фаски (рис. 2.4а,б; табл. 2.9) или переходные участки (рис. 2.4в). Чтобы исключить осевые зазоры, длину посадочного участка вала следует выполнять несколько меньше длины ступицы насаживаемой детали (рис. 2.3-в).

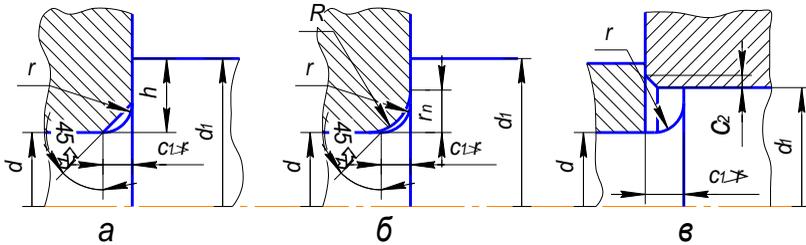


Рисунок 2.3 Варианты сопряжений валов.

Таблица 2.7 Параметры сопряжений и переходов по галтели.

d	12...19	20...28	30...48	50...75	80...125
r	1	1,6	2	2,5	3
R, c ₁	1,6	2	2,5	3	4

Таблица 2.8 Размеры посадочных мест подшипников качения (рис.2.3б)

r _n	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5
r, менее	0,3	0,6	1	1	1,5	2	2	2,5	3
h, более	1	2,5	3	3,5	4,5	5	6	7	9

На участках валов, предназначенных для установки зубчатых и червячных колес, а также на концевых участках, необходимо предусмотреть шпоночные пазы или шлицевые участки при передаче больших вращающих моментов. Форма и размеры шпоночных канавок на валу зависят от типа шпонок. Преимущественное применение имеют призматические шпонки (табл.2.10), обеспечивающие наименьшее ослабление сечения вала.

При сравнительно небольших диаметрах сопряжений валов с деталями (порядка до 40мм) допустимы сегментные шпонки (табл.2.11). Длину шпонки назначают по длине ступицы детали (на 5-10мм меньше) из ряда стандартных значений, указанных в таблице.

Таблица 2.9 Формы и размеры фасок и скосов.

d, мм	30...45	45...70	70...100	100...150
c, мм	2	2,5	3	4
a, мм	3	5	5	8

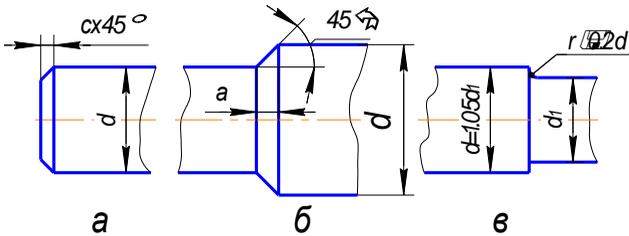


Рисунок 2.4 Скосы и фаски переходных участков валов.

2.1 Технологические условия и рекомендации по проектированию

Технологией сборки узла к конструкции валов предъявляется, по существу, одно принципиальное требование: вал должен быть сконструирован так, чтобы каждая деталь на нем проходила при сборке до места посадки без натяга. Поэтому, если две (и больше) детали устанавливают на вал с одной стороны, то не рекомендуется применять вал одного диаметра при посадке с натягом. Установка первой детали усложняется, а посадка второй детали после прохождения первой ослабляется. В таком случае диаметр вала под первую деталь должен быть больше диаметра под вторую деталь.

Трудоемкость технологии изготовления вала должна быть наименьшей. Изготовление гладких валов значительно

проще ступенчатых. Поэтому, там, где возможно, валы нужно конструировать гладкими. Кроме простоты конструкции и меньшей трудоемкости изготовления у гладких валов есть еще одно преимущество: у них почти отсутствуют концентраторы напряжений (кроме шпоночных канавок и посадок с натягом). Недостатком гладких валов является применение посадок в системе вала и неудобство посадки деталей с гарантированным натягом. Ступенчатые валы не имеют недостатков, свойственных гладким валам, но изготовление их значительно сложнее и дороже.

Чтобы не увеличивать номенклатуру резцов, радиусы галтелей и углы фасок на одном валу должны быть по возможности одинаковыми. Для выхода резьбонарезного оборудования и шлифовального круга желательно предусмотреть проточки одинаковой ширины. Если на валу имеется несколько шпоночных канавок, то для удобства фрезерования они должны располагаться на одной образующей вала и иметь одинаковую ширину.

Поперечные отверстия на валах должны быть круглыми или овальными, но не с малыми диаметрами и не прямоугольными. Продольные пазы на шлифовальной поверхности крайне нежелательны, так как в этом случае трудно получить точную геометрическую форму таких участков вала.

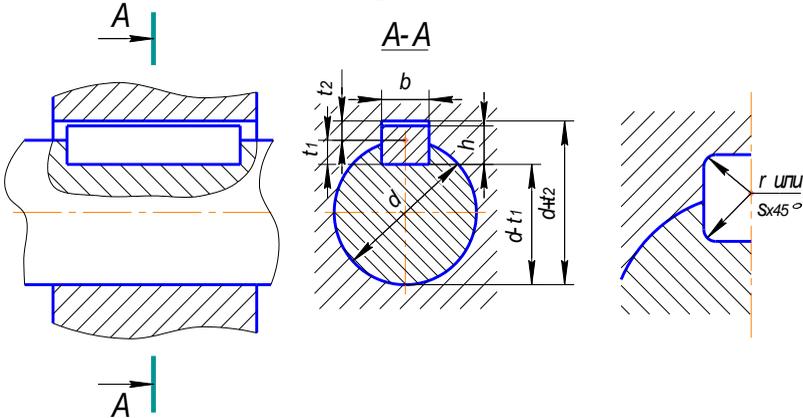
На торцах и уступах валов делают фаски для удобства сборки и притупления острых кромок. Размеры фасок принимают из стандартного ряда: 0.4, 0.6, 1.0, 1.6, 2.0, 2.5, 3.0 (табл. 2.9)

Поперечные отверстия на валах, термически обрабатываемых с нагревом ТВЧ, во избежание оплавления кромок, следует оформлять фасками.

Для уменьшения расхода металла, а также снижения трудоемкости обработки величину перепадов диаметров ступеней необходимо делать минимальной. Диаметры посадочных ступеней должны иметь стандартные значения (табл.2.1), отличающиеся, как правило, на одну-две ступени нормальных линейных размеров по таблице 2.1.

Призматическую шпонку после посадки её в паз вала вынимать крайне нежелательно. Это вынуждает принимать такие перепады диаметров, которые не мешали бы свободному

Таблица 2.10 Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

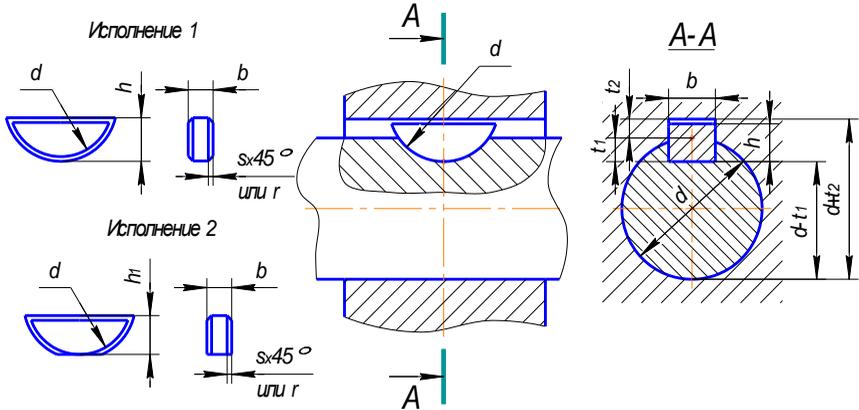


Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Радиус закругления r или фаски $Sx45^\circ$
		вала t_1	втулки t_2	
Св. 10 до 12	4 x 4	2,5	1,8	0,08 – 0,16
» 12 » 17	5 x 5	3,0	2,3	0,16 – 0,25
» 17 » 22	6 x 6	3,5	2,8	0,16 – 0,25
» 22 » 30	8 x 7	4,0	3,3	0,16 – 0,25
Св. 30 до 38	10 x 8	5,0	3,3	0,25 – 0,4
» 38 » 44	12 x 8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14 x 9	5,5	3,8	
» 50 » 58	16 x 10	6,0	4,3	
» 58 » 65	18 x 11	7,0	4,4	
Св. 65 до 75	20 x 12	7,5	4,9	0,4 – 0,6
» 75 » 85	22 x 14	9,0	5,4	
» 85 » 95	25 x 14	9,0	5,4	
» 95 » 110	28 x 16	10,0	6,4	
» 110 » 130	32 x 18	11,0	7,4	

Примечание: Длина шпонок выбирается из ряда 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 250. Таблица дана с сокращениями.

Материал шпонок – сталь чистотянутая для шпонок с $\sigma_6=590$ МПа.

Таблица 2.11 Шпонки сегментные (по ГОСТ 24071-80, с сокращениями – в стандарте диапазон диаметров вала d от 3 до 38 мм)



Диаметр вала d	Размеры шпонки		Глубина паза		Радиус закругления r или фаски $S \times 45$
	$b \times h \times d$	l	вала	втулки	
Св. 10 до 12	3x6,5x16	15,2	5,3	1,4	0,08 – 0,16
Св. 12 до 14	4x6,5x16	15,2	5,0	1,8	0,16 – 0,25
» 14 » 16	4x7,5x19	18,1	6,0	1,8	
» 16 » 18	5x6,5x16	15,2	4,5	2,3	
» 18 » 20	5x7,5x19	18,1	5,0	2,3	
» 20 » 22	5x9x22	20,9	7,0	2,3	
» 22 » 25	6x9x22	20,9	6,5	2,8	
» 25 » 28	6x10x25	23,8	7,5	2,8	
Св. 28 до 32	8x11x28	26,6	8,0	3,3	0,25 – 0,40
» 32 » 38	10x13x32	30,4	10,0	3,3	

Примечание: 1. Условное обозначение сегментной шпонки исполнения 1 сечением $b \times h = 5 \times 6,5$ мм:

Шпонка 5 x 6,5 ГОСТ 24071-80

То же, исполнения 2 сечением $b \times h = 5 \times 5,2$:

Шпонка 2 - 5 x 5,2 ГОСТ 24071-80

2. Материал шпонок – сталь чистотянутая с $\sigma_s = 590$ МПа.

3. В зависимости от принятой базы обработки и измерения на рабочем чертеже должен указываться размер для вала d (предпочтительный вариант) или $d - t_1$, для втулки $d + t_2$.

проходу по валу через шпонку других деталей. Сегментные шпонки легко вставляются в паз вала и вынимаются. Поэтому применение их вместо призматических иногда позволяет уменьшить перепад диаметров.

Крайне нежелательны узкие кольцевые буртики на валах и особенно на средних участках вала. Эти буртики приводят к увеличению диаметра заготовки. Везде, где это возможно (по условиям усталостной прочности вала или по условию осевой нагрузки на буртик), их следует заменять пружинными кольцами или врезными полукольцами.

При конструировании валов следует учитывать, что предел выносливости соединений с гарантированным натягом в 1,5-3 раза ниже, чем прочность гладких (стандартных) образцов. Это объясняется высокой концентрацией напряжений и контактной коррозией, вызываемой местным проскальзыванием деталей при переменных внешних нагрузках. Одним из конструктивных способов повышения сопротивления усталости соединений с натягом является увеличение подступичной части вала (обычный диаметр вала увеличивают на 5-7 %) с плавным переходом к утолщению ($r \geq 0,2d$). Предел выносливости при утолщении вала повышается на 20-25% (рис. 2.4 в).

Предел выносливости прессовых соединений можно повысить на 30-50% за счет применения накатных разгружающих выточек на валу или на охватывающей детали. Обычно диаметр проточки $d_n = (0,92 \dots 0,95)d$; радиус проточки $r = (0,1 \dots 0,15)d_n$;

Значительное, на 15-20%, повышение сопротивления усталости соединений можно получить при напрессовке ступиц конической формы.

Сопротивление усталости прессовых соединений со шпонкой такое же, как и для обычных прессовых соединений. Оно определяется концентрацией напряжений от посадки. Сопротивление усталости прессовых соединений зависит и от материала охватывающей детали. Это следует учитывать при выборе материала для вала. Использование более прочных и

менее пластичных материалов для валов, чем для охватывающей детали, приводит к повышению сопротивления усталости.

Существенное повышение сопротивления усталости (80-100%) можно получить поверхностным упрочнением подступичной части вала дробеструйной обработкой, обкаткой роликом, алмазным выглаживанием и т.п. За счет химико-термического поверхностного упрочнения (цементация, азотирование) предел выносливости прессовых соединений может быть повышен в 2-3 раза.

2.2 Выбор материалов для изготовления валов

Выбор материала, вида и режима термической и химико-термической обработки определяется конструкцией вала и опор, условиями эксплуатации. Основными материалами валов и осей являются углеродистые и легированные стали.

Сталь качественная конструкционная углеродистая (ГОСТ 1050-88) используется для поковок, служащих заготовками фасонных (ступенчатых) валов или валов большого диаметра ($\varnothing > 150$ мм). Эти стали экономичны и используются без термообработки для средненагруженных валов и осей, когда решающим фактором для них является жесткость. Для упрочнения поверхностей эти стали могут подвергаться цементации, азотированию. Из сталей 40, 45, 50 часто изготавливают кованные и штампованные заготовки для прямых валов и валов-шестерен, эти стали нормализуются или улучшаются и применяются в более ответственных случаях.

Иногда, для изготовления валов и осей без термообработки, используют углеродистые стали обычного качества (ГОСТ 380-60): Ст3, Ст4, Ст5. В более ответственных случаях или при тяжелых нагрузках валы делают из легированных сталей (ГОСТ 4543-71), например, из стали 15X, 20X – поковки для валов, валов-шестерен, червяков, распределительных валов и т.д. Стали 30X, 40X, улучшаемые, с объемной закалкой или поверхностной закалкой ТВЧ, используются для валов,

осей червяков, полуосей автомобилей, коленчатых валов. Тяжело нагруженные и ответственные валы изготавливают из легированных сталей 40ХН, 40ХНМА, 12ХНЗА, 18ХГТ, 30ХГС с соответствующей термообработкой, улучшающей механические свойства стали (отжиг, нормализация, закалка, отпуск). Легированные стали хорошо воспринимают объемную термообработку и отличаются высокой прокаливаемостью.

Так, например, быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф и их изготавливают из цементуемых сталей 12Х2Н4А, участки валов, контактирующие с уплотнительными устройствами, должны иметь твердость не ниже 30HRC и для их изготовления используют сталь 18ХГТ. Для обеспечения высокой твердости шлицевых валов используют азотируемые стали 38ХЮ, 38ХМЮА.

Реже валы и оси изготавливают из стального литья (стали 35Л, 40Л, 45Л, 50Л) с термообработкой (отжиг или нормализация). Иногда применяют качественный серый чугун, высокопрочный и модифицированный чугун (коленчатые валы) или сплавы цветных металлов (в приборах).

Механические характеристики некоторых сталей приведены в таблице 2.12.

2.3 Последовательность проектного расчета валов

Результатом проектного расчета вала является его конструкция (рис.2.5) с известными диаметрами всех участков, назначенными формой, размерами и расположением переходных поверхностей.

Разработку конструкции вала удобно выполнять в следующей последовательности.

1.В соответствии с заданием, по выбранной кинематической схеме редуктора, пользуясь табл. 5.1, выбрать схему рас-

положения зубчатых колес на валу, определить необходимое число ступеней.

2. Определить, если не задана, величину крутящего момента (по угловой скорости и мощности), выбрать материал вала, вид термообработки. Выбрать или определить величину допускаемых напряжений на кручение по рекомендациям с.7 или по выражению: $[\tau_K] = (0,025 \dots 0,03)\sigma_B$. Величина напряжений должна находиться в пределах $[\tau_K] = (15 \dots 25)\text{МПа}$.

Таблица 2.12 Механические характеристики сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Тверд. НВ \geq	Механические характеристики, МПа					Коэф. Ψ_σ
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст.5	любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	до 80	270	900	650	390	410	230	0,10
	св. 80 до 120	240	780	540	290	360	200	0,09
40X	до 120	270	900	750	450	410	240	0,10
	св. 120 до 200	240	790	640	380	370	210	0,09
40XH	до 200	270	920	750	450	420	230	0,10
20X	до 120	197	650	400	240	310	170	0,07
18XГТ	до 60	330	1150	950	660	500	280	0,12

Примечание: Значение коэффициента $\Psi_\tau = \Psi_\sigma - 0,05$

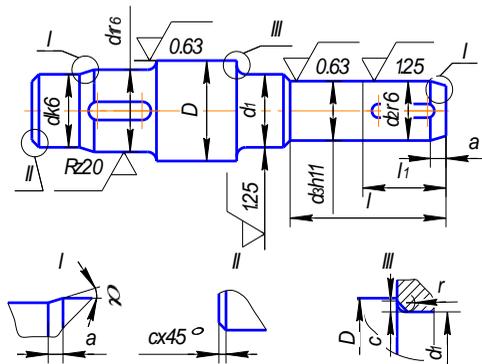


Рисунок 2.5 Конструкция вала

3. По выражению (2.1) определить диаметр вала, следуя рекомендациям стр.6. Согласовать значение диаметра (d , мм) с рядом стандартных диаметров (табл.2.1; с.7). Если определяется диаметр головки вала (ведущий или ведомый валы), соединяемой посредством муфты с валом электродвигателя или рабочей машины, необходимо соблюсти условие:

$$d_g = (0,75 \dots 1,1) d_{p.m.}$$

здесь d_g – диаметр головки проектируемого вала (мм), $d_{p.m.}$ – диаметр вала электродвигателя, рабочей машины или любого другого механизма.

4. Ориентируясь на выбранную схему вала, технологию изготовления и сборки вала, вид и конструкцию сопрягаемых деталей, назначить вид переходных поверхностей. Пользуясь рекомендациями раздела 2.1, и данными таблиц 2.2...2.11, определить значения диаметров всех участков, параметров переходных поверхностей и шпоночных пазов. При использовании призматических шпонок диаметр d_n под подшипником и уплотнением определяют из условия возможности установки подшипника без съема шпонки: $d_n \geq d + 2t_2 + 1$ (мм) – где t_2 – глубина паза в ступице (табл.2.9), d – диаметр цилиндрического конца вала; для конического конца вала принимают $d = d_{cp}$ (табл.2.3). Длина участка под подшипником и уплотнением принимается равной $l = 1,2d_n$.

5. Пользуясь рекомендациями таблицы 2.13 назначить предельные отклонения размеров, выбрать параметры шероховатости поверхностей, определить допуски формы и расположения поверхностей.

6. Разработать подробный эскиз вала (рис.2.5). Эскиз выполняют в масштабе 1:1, проставляют на нем все размеры, следуя рекомендациям, изложенным в разделе 5.2. Осевые размеры вала при курсовом проектировании определяются из эскизной компоновки передач. При выполнении расчетно-проектировочных заданий по проектированию валов, эти размеры могут быть определены с учетом размеров деталей, устанавливаемых на вал (подшипники, зубчатые колеса).

Таблица 2.13 Рекомендуемые поля допуска размеров и параметры шероховатости поверхностей R_a для валов

Наименование поверхности	Поле допуска размера	Параметр шероховатости поверхности R_a , мкм
Посадочная поверхность выходного конца вала (цилиндрическая)	n6	0,8
Участок под манжетным уплотнением	d6	0,2
Поверхность под подшипники качения	k6	0,8
Направляющие цилиндрические участки вала для обеспечения сборки: -соединение с натягом -шпоночного соединения	d9 d11	3,2 3,2
Посадочные диаметры шпоночных соединений под колесами: -цилиндрическими прямозубыми -цилиндрическими косозубыми и червячными -коническими	p6 или r6* r6 или s6 s6 или r6*	0,8 0,8 0,8
Ширина паза для призматической шпонки	P9	3,2
Нерабочие поверхности шпоночных пазов	-	6,3
Торцы заплечиков для базирования подшипников качения класса точности 0	-	2,5
Торцы заплечиков для базирования зубчатых, червячных колес при $l_{ст}/d \geq 0.7$	-	3,2
Канавки, фаски, радиусы галтелей	-	6,3

Примечание: поля допусков, отмеченные знаком, применяют при реверсивной нагрузке*

3 РАСЧЕТЫ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ

3.1 Расчетные схемы и нагрузки

На этом этапе расчета и проектирования вала определяют реакции в опорах, значения изгибающих и крутящего моментов для нескольких сечений, строят эпюры изгибающих моментов в двух плоскостях. Намечают положения опасных

сечений. Расчеты выполняют на ЭВМ. Для упрощения диалога с ЭВМ необходимо получить данные и заполнить предлагаемую ниже таблицу (табл. 3.1).

Работу начинают с определения внешних нагрузок, которые передаются валу от сопряженных с ним деталей. Эти нагрузки могут быть заданы, определены экспериментально или получены расчетным путем (например, при расчете передач).

Для заданного или принятого к расчету вала (см. 2.3 п.4) по известной кинематической схеме и предварительно выполненной компоновке передач, составляется расчетная схема.

Для упрощения задачи выполняется схематизация конструкции вала и нагрузок, при этом действительные условия работы вала заменяют условными, вследствие чего расчет вала становится приближенным. Подробно принципы схематизации формы, нагрузок и опора вала приведены в [1] с. 321, [2] с. 235. Отметим лишь основные, которые были использованы при составлении автоматизированной программы расчета реакций опор, определения значений изгибающих моментов, вычисления суммарного и эквивалентного моментов в опасных сечениях.

Все валы рассматриваются как балки на шарнирных опорах. Подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки шарнирно-подвижными. Расчетные нагрузки рассматривают как сосредоточенные, действующие раздельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Точки приложения нагрузок со стороны зубчатых колес находятся на диаметрах делительных окружностей, и передаются на валы на середине длины ступицы. Нагрузки на концевые участки валов предварительно (до уточнения типа муфты) определяют по выражению [3] с. 341:

$$F_M = 125\sqrt{T} - \text{ для валов одноступенчатых редукторов;}$$

$F_M = 250\sqrt{T}$ - для выходных валов многоступенчатых редукторов.

Если тип устанавливаемого на выходном конце вала устройства неизвестен, для редуктора многоцелевого назначения рекомендуется принимать следующие величины консольных нагрузок F_k (кН):

быстроходные валы - $F_k = 125\sqrt{T_B}$;

тихоходные валы одноступенчатых редукторов-

$F_k = 125\sqrt{T_T}$;

двухступенчатых редукторов - $F_k = 250\sqrt{T_T}$; здесь T_B и T_T – соответственно вращающие моменты на быстроходном и тихоходном валах, Нм.

Для радиальных подшипников качения точка приложения реакций расположена на середине ширины подшипника, для радиально-упорных подшипников расстояние между точкой приложения реакции и торцом подшипника a , мм, можно определить по выражению:

$a = 0,5 \cdot [B + 0,5 \cdot (d + B) \cdot \operatorname{tg} \alpha]$ - для шариковых радиально-упорных, и

$a = 0,5 \cdot [T + (d + D) \cdot \frac{e}{3}]$ - для роликовых конических однорядных подшипников.

В этих выражениях d и D – соответственно внутренний и наружный диаметры подшипника, B – его ширина, α – угол контакта, град.

T - монтажная высота подшипника, мм; e – коэффициент осевого нагружения.

3.2 Таблица исходных данных для расчета на ЭВМ

После определения численных значений всех силовых факторов, действующих на вал со стороны сопрягаемых с ним деталей (F_M, F_k, F_t, F_r, F_a), наносят их на расчетную схему вала. На схеме намечают точки приложения нагрузок и реак-

ций в опорах. При этом всегда расстояние между опорами вала обозначают l_3 , координата точки приложения усилия от муфты F_m на выходном конце ведущего вала - l_m , консольная нагрузка на выходном конце ведомого вала F_k определяется координатой l_k .

Координаты точек приложения нагрузок со стороны редукторных передач отсчитываются от левой опоры вала и обозначаются буквой l с индексом, соответствующим номеру зубчатого колеса на валу (слева направо): l_1 - для первого колеса, l_2 - для второго. При этом радиальная сила обозначается буквами F_r , окружная - F_t , осевая - F_a с индексами, соответствующими номеру колеса.

Под расчетной схемой необходимо оставить место для последующего построения эпюр изгибающих и крутящего моментов (см. рис. 4.1). Численные значения усилий, координаты всех точек и величины делительных диаметров зубчатых колес заносятся в таблицу 3.1 и передаются в кафедральный класс ЭВМ для расчетов. Расчеты могут быть выполнены студентом самостоятельно в ЦИТ института.

Таблица 3.1 Данные для предварительного расчета вала

Схема №		Студент:					Группа:				
№ колеса	Усилия в зацеплении (Н)					Линейные размеры (мм)					
	F_m	F_t	F_r	F_a	F_k	l_m	l_1	l_2	l_3	l_k	d
1											
2											
<i>Здесь - $d=mz$, диаметр делительной окружности зубчатых колес.</i>											

Полученные после расчетов на ЭВМ числовые значения составляющих реакций, суммарных реакций в опорах вала, значения изгибающих моментов, действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, а также значения суммарного и эквивалентного моментов заносятся в таблицу 3.2 для дальнейшего анализа, построения эпюр и подбора подшипников.

Таблица 3.2 Результаты предварительного расчета вала

Составляющие и реакции в опорах		Изгибающие моменты, (Нм), по координате – z.			Суммарный и эквивалентные моменты	
X_a		Z, мм	M_x	M_y	M_Σ	$M_{ЭКВ}$
Y_a						
X_b						
Y_b						
R_a						
R_b						
<i>В таблице под координатой Z следует понимать расстояние вдоль оси вала, до сечения в которой определяется величина моментов</i>						

3.3 Расчет на сопротивление усталости

При расчетах на усталость необходимо учитывать ряд факторов, значительно влияющих на сопротивление усталости, при этом на статическую прочность их влияние не существенно. К таким факторам относятся концентрация напряжений, абсолютные размеры поперечных сечений, состояние поверхности (шероховатость, наличие коррозии, окалины и др).

Известно, что циклическая прочность деталей значительно снижается в тех местах, где имеются разного рода отверстия, выточки, переходы от одних форм сечений к другим, какие - либо внутренние или внешние пороки в материале, а также в зоне контакта деталей.

В сечениях, проходящих через указанные участки, отмечается местное повышение (концентрация) напряжений, максимальная величина которых может в 2...5 и более раз превышать средний уровень напряжений. Это явление называется концентрацией напряжений, а причина, вызвавшая концентрацию напряжений – концентратором напряжений. Наличие концентратора приводит при переменных напряжениях к существенному снижению предела выносливости деталей

Проверка усталостной прочности вала проводится в форме определения коэффициента запаса для наиболее опас-

ных сечений. Предположительно опасными сечениями вала будут те, в которых имеют место наиболее неблагоприятные сочетания максимальных изгибающих и крутящего моментов, ослабление вала шпоночным пазом или напрессовкой деталей (зубчатые колеса, подшипники и др.), переходами по галтели, канавками и проточками.

Условие усталостной прочности для валов с неограниченным числом циклов нагружения N , т.е. при $N \geq N_0$, где $N_0 = 10^7$ - базовое число циклов напряжений, имеет вид

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq \left[\sigma \right] \approx 1,7 \div 2,5 \quad (3.1)$$

где коэффициенты запаса прочности по нормальным напряжениям S_σ и касательным напряжениям S_τ , определяются по выражениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (3.2)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (3.3)$$

Общие коэффициенты снижения предела выносливости вала по нормальным $K_{\sigma d}$ и касательным $K_{\tau d}$ напряжениям определяют по выражениям:

$$K_{\sigma d} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} \quad (3.4)$$

$$K_{\tau d} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} \quad (3.5)$$

Как следует из выражений (3.1...3.5), расчет коэффициента запаса усталостной прочности для произвольного сечения вала, требует учета большого количества факторов, так или иначе влияющих на его величину. Оценка их влияния осуще-

ствляется введением различных коэффициентов, полученных на основе теоретических исследований или экспериментов.

При расчете валов принято считать, что нормальные напряжения изменяются по симметричному, а касательные напряжения по отнулевому циклу. В соответствии с этим, амплитуду напряжений σ_a и τ_a и средние напряжения σ_m и τ_m , определяют по выражениям $\sigma_a = \sigma_u = M_u/W_{нетто}$ для симметричного и $\tau_a = \tau_m = \tau_k = T/2W_{кнетто}$ - для отнулевого циклов (рис.3.1). Значения изгибающего $M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ и крутящего T (Нм) моментов рассчитывают по данным построения эпюр.

Различные материалы не одинаково реагируют на наличие одного и того же концентратора. Для оценки влияния концентрации напряжений на снижение сопротивления усталости с учетом чувствительности материала к концентрации напряжений вводят эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ , зависящие от вида концентратора и механических свойств стали, из которой изготовлен вал. Значения этих коэффициентов приведены в таблицах 3.3 и 3.4.

Известно, что усталостное разрушение начинается с поверхности, особенно тогда, когда наибольшие напряжения возникают в поверхностных слоях (изгиб, кручение, сложное напряженное состояние). Грубая механическая обработка, вызывающая пластические сдвиги, надрывы, прижоги в поверхностном слое, резко снижает предел выносливости, а тонкая (полирование, суперфиниширование) - повышает. Предел выносливости снижается при наличии случайных царапин, повреждений поверхностного слоя и износа поверхности. Особенности, связанные с обработкой поверхности, учитываются при расчетах на усталостную прочность посредством коэффициента качества (влияния шероховатости) поверхности. Коэффициенты качества поверхности K_F , входящие в выражения (3.4, 3.5), определяются по таблице 3.5. Влияние поверхностных повреждений возрастает с увеличением прочности мате-

Таблица 3.3 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении валов для различных концентраторов

σ_b , МПа	Шлицы		Шпоночная канавка		Резьба		Поперечное отверстие	
	K_σ	K_τ *	K_σ **	K_τ	K_σ	K_τ	K_σ ***	K_τ
600	1,55	2,36/1,46	1,46/1,76	1,54	1,96	1,54	2,05/1,85	1,80
800	1,65	2,55/1,58	1,62/2,01	1,88	2,20	1,71	2,10/1,90	1,95
1000	1,72	2,70/1,58	1,77/2,26	2,22	2,61	2,22	2,20/2,00	1,90
1200	1,75	2,80/1,60	1,92/2,50	2,39	2,90	2,39	2,30/2,10	2,00

* В числителе приведены значения коэффициента K_τ для валов с прямобочными шлицами, а в знаменателе – с эвольвентными.

** В числителе указаны значения коэффициента K_σ для канавок, полученных пальцевой фрезой, в знаменателе – дисковой.

*** В числителе приведены значения коэффициента K_σ для валов при диаметре отверстия $a = (0,05 \div 0,15) \cdot d$, в знаменателе – при $a = (0,15 \div 0,25) \cdot d$

риалов, что свидетельствует о повышенной чувствительности этих материалов к концентрации напряжений.

Повышения усталостной прочности достигают также путем упрочнения поверхности детали. В промышленности широко применяются методы поверхностного упрочнения деталей, работающих в условиях циклических нагрузжений (валы, зубья шестерен, рессоры и полуоси автомобилей и т.д.).

К технологическим методам поверхностного упрочнения деталей машин относятся следующие:

- Наклеп поверхности путем обкатки роликами, обдувки дробью, чеканки, алмазного выглаживания и т.п;
- Поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты;
- Химико-термические методы (цементация, азотирование, цианирование и др.);
- Комбинированные методы, например, цементация с последующей обдувкой дробью;

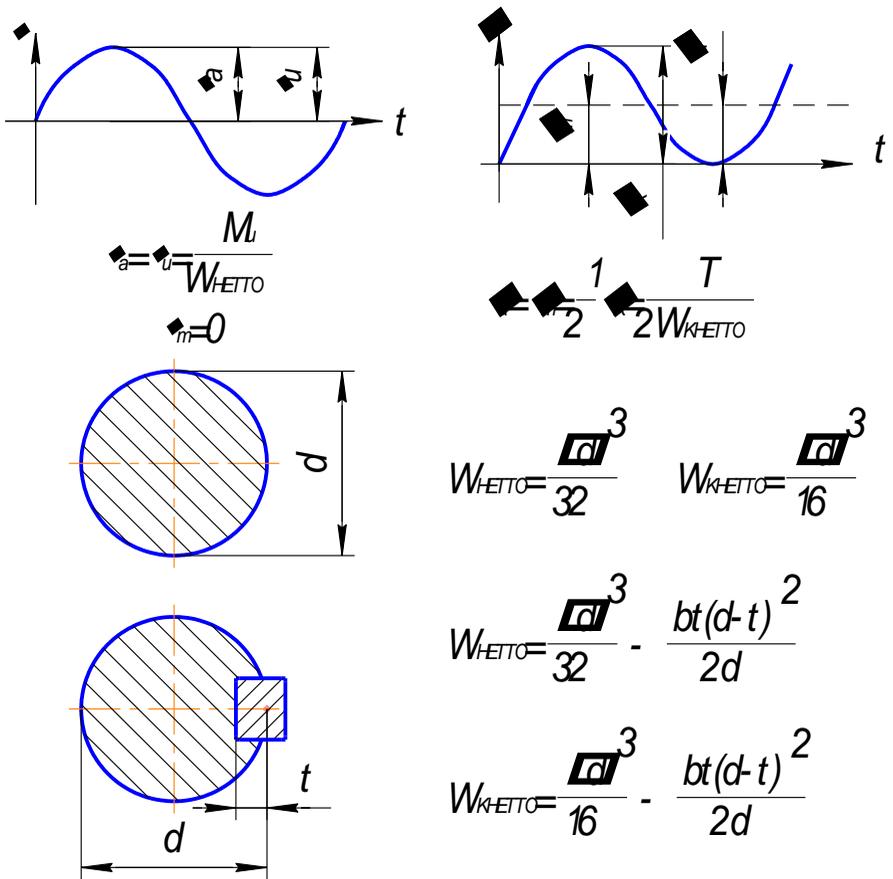


Рис. 3.1 Характеристики циклов изменения напряжений.

Таблица 3.4 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью

t/r	r/d	K_{σ} при σ_s , МПа				K_{τ} при σ_s , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	800	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,95	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,010	1,45	1,55	1,65	1,85	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 3.5 Коэффициент качества поверхности

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra, мкм	K_{σ} при σ_B , МПа		K_{τ} при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	До 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99±0,93	0,99±0,91	0,99±0,96	0,99±0,96
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93±0,89	0,91±0,86	0,96±0,94	0,95±0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89±0,86	0,86±0,82	0,94±0,92	0,92±0,89

Эти методы значительно повышают несущую способность, долговечность и надежность деталей машин. При этом достигается двойной эффект. Во-первых, повышается прочность поверхностного слоя, но сохраняется вязкость нижележащих слоев, а во-вторых, в поверхностном слое создаются остаточные сжимающие напряжения, препятствующие образованию

трещины. В результате обработки предел выносливости в оптимальных случаях может увеличиваться в несколько раз, а долговечность детали – в десятки раз. Поверхностная обработка наиболее эффективна для деталей, имеющих большую концентрацию напряжений.

Коэффициент влияния упрочнения поверхности K_V (табл. 3.6) учитывает зависимость усталостной прочности от использования некоторых видов термической, химикотермической и механической обработки поверхности вала.

В местах напрессовки на вал деталей (зубчатых колес, колец подшипников, полумуфт и т.п.), а также в других случаях контакта сопрягаемых деталей, возникает резкое снижение (в 3...6 раз) пределов выносливости. При этом образование усталостной трещины начинается, как правило, у края напрессованной детали. Причинами резкого снижения выносливости

Таблица 3.6 Коэффициент упрочнения K_V

Вид упрочнения поверхности	Значение K_V для валов		
	$K_\sigma=1,0$	$K_\sigma=1,1\div 1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0
Закалка ТВЧ	1,3÷1,6	1,6÷1,7	2,4-2,8
Азотирование	1,15÷1,25	1,3÷1,9	2,0÷3,0
Обработка роликом	1,2÷1,4	1,5÷1,7	1,8÷2,2
Дробеструйная обработка	1,1÷1,3	1,4÷1,5	1,4÷2,5

в зонах контакта является значительная концентрация напряжений у края контакта и сложные механические и физикохимические процессы (фреттингпроцессы), протекающие на стыке двух сопрягаемых деталей при малых взаимных циклических смещениях. Концентрация напряжений при этом учитывается специальным отношением коэффициентов $K_\sigma/K_{d\sigma}$ и $K_\tau/K_{d\tau}$, значения которых выбирают по таблице 3.7.

Экспериментально установлено, что предел выносливости уменьшается с увеличением размеров сечения (диаметра).

Циклическая прочность резко снижается в интервале размеров до 100 ... 120 мм, после чего снижение замедляется. Для определения влияния абсолютных размеров на снижение усталостной прочности вводятся коэффициенты масштабного фактора $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$. В расчетах (выражения 3.4, 3.5) эти коэффициенты используются как единый множитель $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ или $K_{\tau}/K_{d\tau}$. Числитель отражает в основном роль концентрации напряжений, но, в то же время, зависит и от размеров детали, а знаменатель, отражая масштабный эффект, определяется, в какой - то мере, и концентрацией напряжений.

3.4 Расчет на статическую прочность

При проверочном расчете валов на усталость не учитываются кратковременные пиковые нагрузки, возникающие, например, при пуске машины. Они не влияют на усталость, поскольку число циклов нагружений, связанных с этим, невелико. Вместе с тем, пиковые нагрузки опасны возможностью появления остаточных пластических деформаций, особенно при недостаточной крутильной жесткости валов. С целью их предупреждения некоторые валы следует рассчитывать на статическую прочность и жесткость.

Если в сечении вала действуют несколько концентраторов напряжений (например, посадка с натягом и шпоночный паз) в расчет вводят большее из значений $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ и $K_{\tau}/K_{d\tau}$.

Расчет на статическую прочность ведут по наибольшей кратковременной перегрузке. Эквивалентное напряжение для опасного сечения вала определяют по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_K^2} \leq \sigma_{\text{ст}} \quad (3.6)$$

где (по рис.3.1): $\sigma_{max} = \sigma_u = \frac{M_u}{W_{\text{нетто}}}$ и $\tau_K = \frac{T}{W_{\text{кнетто}}}$

После построения эпюр изгибающего и крутящего моментов и определения эквивалентного момента (табл. 3.2) определяют эквивалентное напряжение:

$$\sigma_E = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot T^2} \quad (3.7)$$

и коэффициент безопасности вала по текучести:

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_E} \geq (3...1,8) \quad (3.8)$$

Таблица 3.7 Влияние посадки сопряженных деталей

Диаметр вала d, мм	Посадка	σ_B , МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
		$K_\sigma/K_{d\sigma}$ (изгиб)							
30	I	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	II	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	III	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50	I	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	II	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	III	1,80	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,00	3,40
100 и более	I	2,95	3,28	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,60
	II	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	III	1,92	2,13	2,34	2,56	2,76	3,00	3,18	3,64
		$K_\tau/K_{d\tau}$ (кручение)							
30	I	1,75	1,9	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
	II	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	III	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	I	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	II	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	III	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
100 и более	I	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	II	1,73	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	III	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58
Примечание: I-посадка с гарантированным натягом; II-переменная посадка; III-посадки типа H/h.									

Таблица 3.8 Коэффициент влияния масштабного фактора

Напряженное состояние детали и ее материал	Значения $K_{дс}$, $K_{дт}$ пр диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

3.5 Расчет валов на жесткость

Проверочный расчет валов на жесткость выполняется в тех случаях, когда их деформации существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей. Так, повышенный прогиб упругой линии вала под зубчатым колесом, вызывает перекося колес, концентрацию нагрузки по длине зубьев, преждевременный их износ и даже излом. Значительный наклон сечений цапф вала отрицательно сказывается на работе подшипников, вызывая защемление тел качения, повышенное трение и нагрев.

В большинстве случаев валы редукторов на жесткость не проверяют. Вместе с тем, при расчетах валов на ЭВМ с использованием модуля Shaft комплекса APM WinMachine, значения углов поворота сечений и углов закручивания (крутильная жесткость) могут быть выведены на печать. При ручном счете эти расчеты выполнить с достаточной точностью, используя методы сопротивления материалов, достаточно сложно.

4 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

4.1 Расчет без применения ЭВМ

Выполнить проектный и проверочный расчеты ведомого вала одноступенчатого цилиндрического косозубого редуктора, соединенного с валом рабочей машины фланцевой муфтой. Исходные данные для проектирования и расчета вала получены из силового расчета редукторных передач и компоновки редуктора и представлены в таблице 4.1: T – передаваемый валом крутящий момент; F_t – окружное усилие; F_r – радиальное усилие; F_a – осевое усилие; F_m – консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части вала; d – диаметр делительной окружности; l_1 – расстояние от левой опоры до центра колеса; l_3 – расстояние между опорами; l_k – расстояние от правой опоры до центра ступицы полушлицы.

Таблица 4.1 Исходные данные для расчета

Схема №		Студент:					Группа:					
№ колеса	Усилия в зацеплении (Н)					Линейные размеры (мм)						
	F_m	F_t	F_r	F_a	F_k	l_m	l_1	l_2	l_3	l_k	d	
1	-	4500	1800	900	3248	-	70	-	140	80	300	
2												
<i>Где $d = mz$, диаметр делительной окружности зубчатых колес.</i>												

Проектный расчет вала

В соответствии с заданием принимаем к расчету схему II по таблице 5.1. Для изготовления вала принимаем Сталь 45 (табл. 2.12) с параметрами:

$$\sigma_b = 900 \text{ МПа}; \sigma_T = 650 \text{ МПа}; \tau_T = 390 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 230 \text{ МПа};$$

$$\psi_\sigma = 0,1; \psi_\tau = 0,05; \text{HB270.}$$

По выражению (2.1) определяем диаметр выходного конца вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot \sigma_k}} \quad \text{или} \quad d = \sqrt[3]{\frac{675 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 51,3 \text{ мм}$$

С учетом рекомендаций (п.2 разд. 2.3) принято - $[\tau_k]=25$ МПа, для тихоходных валов редукторов.

В соответствии с примечанием в табл. 2.1, принимаем окончательно диаметр выходного конца вала $d=50$ мм.

Остальные размеры (диаметры и длины участков ступенчатого вала, размеры шпоночных пазов и т.д.) определяются из конструктивных соображений при выполнении эскизной компоновки проектируемого редуктора. В настоящем примере эти данные частично даны в условии. Диаметр вала в месте установки уплотнения и подшипников определяем по выражению (2.2), принимая $t=4,5$ мм (табл.2.4):

$$d_n = d + 2 \cdot t \quad d_n = 50 + 2 \cdot 4,5 = 59 \text{ мм}$$

Округляя, получим диаметр цапф: $d_n=60$ мм.

Проверим возможность установки подшипника без съема шпонки по выражению (2.3):

$$d_n \geq d + 2 \cdot t_2 + 0,5 \quad d_n = 50 + 2 \cdot 4,3 + 0,5 = 59,1 \text{ мм}$$

Условие выполняется.

Диаметр буртика определяем по выражению (2.4)

$$d_{\delta n} = d_n + 3 \cdot r \quad d_{\delta n} = 60 + 3 \cdot 2,5 = 67,5 \text{ мм}$$

где $r=2,5$ мм координата фаски подшипника с посадочным диаметром

$d_n=60$ мм по таблице 108...110 [4]

По таблице 2.1 принимаем $d_{\delta n}=71$ мм. При этом высота заплечика

$$t_n = \frac{d_{\delta n} - d}{2} \quad t_n = \frac{71 - 60}{2} = 5,5 > [t_n] \text{ мм}$$

где $[t_n]=4$ мм – по таблице 2.5

Диаметр вала под колесом принимаем по ряду нормальных линейных размеров на одну ступень выше диаметра d_n под

подшипником. По табл. 2.1 $d_k = 63$ мм. Между ступицей колеса и наиболее удаленным от выходного конца вала подшипником устанавливаем кольцо длиной 8...10 мм с размерами;

$$d_{\text{вн}} = d_n = 60 \text{ мм}, \quad d_{\text{свл}} = d_{\text{вн}} = 71 \text{ мм}, \quad d_{\text{свл2}} = d_{\text{вк}}$$

Здесь $d_{\text{вк}}$ – диаметр буртика для колеса по выражению $d_{\text{вк}} = d_k + 3 \cdot f$

Размер фаски колеса $f = 2,5$ мм принимаем по таблице 2.9, тогда $d_{\text{вк}} = 63 + 3 \times 2,5 = 70,5$ мм.

По таблице 2.1 принимаем $d_{\text{вк}} = 71$ мм, т.е. имеем возможность выполнить буртики для подшипника и колеса одного диаметра $d = 71$ мм, размеры фасок, радиусы галтелей и параметры канавок принимаем по таблицам в соответствии с рассчитанными диаметрами участков вала, поля допусков и параметры шероховатости принимаем по таблице 2.13. Конструкция ведомого вала одноступенчатого косозубого редуктора показана на рисунке 2.5. Пример оформления чертежа вала на рисунке – 4.2 (показан ведущий вал редуктора). На этом проектный расчет вала считается законченным.

Проверочный расчет вала (расчет на сопротивление усталости)

Расчетная схема вала, эпюры изгибающих и крутящего моментов показаны на рисунке (4.1). Данные для построения эпюр, определения реакций в опорах, величин моментов и напряжений получаем в соответствии с разделом 3.1 настоящего методического пособия. В данном примере эти расчеты выполнены на ЭВМ, результаты расчетов сведены в таблицу 4.2:

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad - \quad \text{суммарный изгибающий момент}$$

для отдельных сечений, показанных на рисунке 4.1.

Предположительно опасными сечениями вала будут сечения А-А, Б-Б, В-В и Г-Г, (в этих сечениях, при неблагоприятных сочетаниях нагрузок, присутствуют мощные концентраторы напряжений – шпоночный паз, напряженная посадка,

Таблица 4.2 Результаты предварительного расчета вал

Составляющие и реакции в опорах, Н		Изгибающие моменты, (Нм), по координате – z.			Суммарный и эквивалентный моменты	
X _a	4106	Z, мм	M _x	M _y	M _Σ	M _{ЭКВ}
Y _a	-64,286	0	0,000	0,000	0,000	
X _b	2854	70(л)	-4,500	-292,0	292,03	
Y _b	1864	70(п)	+130,5	-287,4	315,64	
R _a	4107	110	55,92	-270,2	275,92	
R _b	3409	140	0,000	-259,8	259,8	

Координата z определяет положение точки вдоль оси вала; литера – л – слева, п- справа от сечения

галтельные переходы и т.п.). Расчет выполним вручную, отдельно для каждого сечения

Расчет по сечению А-А (наличие шпоночного паза и напрессовки зубчатого колеса).

Если в рассматриваемом сечении имеется два или более концентратора, то для расчета берется тот, для которого отношение $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ больше.

Для шпоночного паза $K_{\sigma}=1,7$; $K_{\tau}=1,9$; $K_{d\sigma}=K_{d\tau}=0,75$ (табл. 3.4; 3.6) отношение коэффициентов

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = \frac{1,7}{0,75} = 2,267 \qquad \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} = \frac{1,9}{0,75} = 2,533$$

Для прессовой посадки отношение коэффициентов по таблице 3.7

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = 4,3 \qquad \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} = 3,07$$

таким образом, наиболее опасным концентратором является прессовая посадка.

Коэффициенты, учитывающие влияние шероховатости и упрочнение поверхности (табл. 3.5) $K_{F\sigma}=K_{F\tau}=0,95$, т.к. поверхность вала шлифуется: при отсутствии упрочнения $K_v=1$.

Общие коэффициенты снижения предела выносливости для детали, при наличии напрессовки зубчатого колеса , по выражениям (3.4, 3.5) равны:

$$K_{\sigma d} = \frac{\left(4,3 + \frac{1}{0,95} - 1\right)}{1} = 4,352$$

$$K_{\sigma t} = \frac{\left(3,07 + \frac{1}{0,95} - 1\right)}{1} = 3,123$$

Суммарный изгибающий момент (табл.4.2, рис. 4.1)

$$M_{u(A-A)} = \sqrt{130500^2 + 287400^2} = 315641 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Размеры шпоночного паза (табл. 2.8) при $d = 63$ мм равны: $b=18$ мм; $t_1=7$ мм. Моменты сопротивления сечений (см. рис.3.1):

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 63^2}{32} - \frac{18 \cdot 7(63-7)^2}{2 \cdot 63} = 21412,31 \text{ мм}^3$$

$$W_{\text{рыетто}} = \frac{3,14 \cdot 63^2}{16} - \frac{18 \cdot 7(63-7)^2}{2 \cdot 63} = 45960,61 \text{ мм}^3$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{315641}{21412,31} = 14,741 \text{ МПа} \quad \sigma_m = 0$$

Коэффициенты чувствительности к асимметрии циклов напряжений

$$\psi_\sigma = 0,1, \quad \psi_\tau = 0,05 \text{ (табл. 2.12)}$$

Максимальные касательные напряжения

$$\tau_{\text{max}} = \tau_\kappa = \frac{T}{W_{\text{рыетто}}} = \frac{675000}{45960,61} = 14,686 \text{ МПа}$$

Амплитуда касательных напряжений от кручения и среднее касательное напряжение

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_\kappa}{2} = \frac{14,686}{2} = 7,343 \text{ МПа}$$

Коэффициенты запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{410}{4,3 \cdot 14,741 + 0} = 6,47$$

Коэффициенты запаса усталостной прочности по касательным напряжениям

$$S_{\tau} = \frac{250}{3,07 \cdot 7,343 + 0,05 \cdot 7,343} = 10,91$$

Суммарный коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{6,47 \cdot 10,91}{\sqrt{6,47^2 + 10,91^2}} = 5,56$$

Условие прочности для сечения А-А выполняется.

Расчет по сечению Б-Б (наличие изменения размеров от $d=63$ мм до $d=71$ мм, радиус галтели $r=1,5$ мм).

По таблице 3.3 при

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{60} = 0,025, \quad \text{при } \sigma_B = 900 \text{ МПа}; \quad K_{\sigma} = 1,75; \quad K_{\tau} = 1,42;$$

$K_{d\sigma} = K_{d\tau} = 0,77$ (табл. 3.6); $K_{F\sigma} = K_{F\tau} = 0,95$ (табл. 3.7); $K_V = 1$.

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = \frac{1,75}{0,77} = 2,273 \quad \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} = \frac{1,42}{0,775} = 1,844$$

$M_{u(B-B)} = \sqrt{74571^2 + 276600^2} = 286476 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ (определяем по эпюрам).

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 63^2}{32} = 24548,3 \text{ мм}^3$$

$$W_{\text{рыетто}} = \frac{3,14 \cdot 63^2}{16} = 49096,6 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{286476}{24548,3} = 11,67 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{max}} = \tau_{\kappa} = \frac{T}{W_{\text{рыетто}}} = \frac{675000}{49096,6} = 13,748 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\kappa}}{2} = \frac{13,75}{2} = 6,874 \text{ МПа}$$

$$S_{\sigma} = \frac{410}{2,273 \cdot 11,67 + 0} = 15,457$$

$$S_{\tau} = \frac{250}{1,844 \cdot 6,874 + 0,05 \cdot 6,874} = 19,2$$

$$S = \frac{15,457 \cdot 19,2}{\sqrt{15,457^2 + 19,2^2}} = 12,04 > [S] = 2,5$$

Условие усталостной прочности для сечения Б-Б – выполняется.

Расчет по сечению В-В(наличие напрессовки подшипника).

Диаметр вала в месте установки подшипника - $d_n = 60$ мм; по табл. 3.8 отношение

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 3,95 \qquad \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 2,88$$

Остальные коэффициенты принимаются такими же, как и для сечения А-А, учитывая одинаковую шероховатость поверхности и отсутствие упрочнения. Тогда по выражениям (3.4, 3.5)

$$K_{\sigma d} = \frac{\left(3,95 + \frac{1}{0,95} - 1\right)}{1} = 4,003$$

$$K_{\tau d} = \frac{\left(2,88 + \frac{1}{0,95} - 1\right)}{1} = 2,933$$

Из эпюр изгибающих моментов

$$M_{B-B} = \sqrt{0^2 + 259840^2} = 259840 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$W_{нетто} = \frac{3,14 \cdot 60^2}{32} = 21205,8 \text{ мм}^3$$

$$W_{\rho_{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 60^2}{16} = 42411,5 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{259840}{21205,8} = 12,25 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} = \tau_\kappa = \frac{T}{W_{\rho_{нетто}}} = \frac{675000}{42411,5} = 15,915 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_\kappa}{2} = \frac{15,915}{2} = 7,957 \text{ МПа}$$

$$S_{\sigma} = \frac{410}{4,003 \cdot 12,25 + 0} = 8,361$$

$$S_{\tau} = \frac{250}{2,933 \cdot 7,957 + 0,05 \cdot 7,957} = 10,53$$

$$S = \frac{8,361 \cdot 10,53}{\sqrt{8,361^2 + 10,53^2}} = 6,55 > [S] = 2,5$$

Сечение Г-Г считается аналогично сечению Б-Б и в данном примере не приводится. По результатам расчета данного сечения получен коэффициент запаса $S=8,52$.

Результаты расчетов вала по выбранным опасным сечениям сведены в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 Результаты расчета опасных сечений

Значение	Сечение			
	А-А	Б-Б	В-В	Г-Г
Коэффициент запаса S	5,56	12,04	6,55	8,52
Условие прочности	Выполнено	Выполнено	Выполнено	Выполнено

4.2 Расчет вала с использованием программы ТМВАЛ.

Проведенный в разделе 4.1 подробный расчет вала позволяет глубоко прочувствовать влияние различных факторов на усталостную прочность, что, безусловно, является положительным фактором при освоении учебного материала. Однако, такой расчет требует значительных затрат времени в силу необходимости просчета нескольких опасных сечений для каждого вала редуктора. Следует отметить, что потребуется дополнительное время на проведение объемных расчетов по определению реакций в опорах валов и нахождению численных значений величин изгибающих моментов для нескольких сечений (в разделе 4.1 эти расчеты выполнены на ЭВМ).

Задача значительно упрощается, если ЭВМ использовать как при предварительном, так и при проверочных расчетах, оставляя свободным от использования ЭВМ только проектный расчет.

При таком подходе время не просто экономится, оно высвобождается для творческой оптимизации конструкции вала, с целью обеспечения его равнопрочности. Этого добиваются, меняя вид переходных поверхностей, требования к механической и химикотермической обработке, материалам и размерам сечений. При машинном счете, меняя тот или иной параметр, конечный результат (величину коэффициента запаса) получают практически мгновенно, что дает возможность сравнивать валы, например, изготовленные из различных марок стали или с различной термообработкой.

При использовании программы ТМВАЛ проектирование вала осуществляется в следующей последовательности:

- Проектный расчет. Проводится в полном соответствии с разделом 2.3 без использования ЭВМ.
- Предварительный расчет. Расчет проводят на ЭВМ, для чего предварительно готовят таблицу исходных данных. Эта таблица (табл.4.1) использовалась и при ручном счете. По результатам расчетов (таблицы 3.2, 4.2) строят эпюры изгибающих и крутящего моментов, выбирают опасные сечения, с учетом действующих в них концентраторов напряжений. На этом этапе желательно провести уточненный расчет подшипников качения, для чего следует воспользоваться программным модулем ТМПК, разработанным на кафедре.
- Расчет на сопротивление усталости. Расчет выполняется на ЭВМ, для чего готовят таблицу данных (табл. 4.4), занося туда значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений K_σ и K_τ , коэффициента качества поверхности K_F , коэффициента упрочнения K_v ,

- масштабных коэффициентов $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$, а также отношение коэффициентов $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ и $K_{\tau}/K_{d\tau}$ для посадки сопряженных деталей (таблицы 3.3...3.8).
- Анализ результатов расчета. По значениям коэффициентов запаса прочности оценивают возможность их изменения с целью оптимизации конструкции вала, стремясь добиться равнопрочности отдельных сечений вала.
- Выполнение рабочего чертежа вала.

Результаты расчета вала по данным таблицы 4.1 с использованием программы ТМВАЛ приведены в таблице 4.5. Высокая сходимость результатов машинного и ручного счета объясняется тем, что программа ТМВАЛ написана на основе уравнений, используемых при ручном счете. Некоторые расхождения связаны с ограничением количества знаков после запятой при вычислениях, а также возможным изменением параметра I_3 , после уточненного расчета подшипников качения.

Таблица 4.4. Значение коэффициентов концентрации

Коэффициенты	Сечение/Вид концентратора							
	А-А		Б-Б		В-В		Г-Г	
	Вид ПШ	Вид НП	Вид ГП	Вид НП	Вид НП	Вид -	Вид ПШ	Вид НП
K_{σ}	1,7	-	1,75	-	-	-	1,7	-
K_{τ}	1,9	-	1,42	-	-	-	1,9	-
$K_{d\sigma}$	0,75	-	0,77	-	-	-	0,75	-
$K_{d\tau}$	0,75	-	0,77	-	-	-	0,75	-
K_F	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95		0,95	0,95
K_V	1	1	1	1	1		1	1
$K_{\sigma}/K_{d\sigma}$	2,267	4,3	-	2,273	3,95		2,267	4,3
$K_{\tau}/K_{d\tau}$	1,844	2,533	-	1,844	2,88		1,844	2,53

Примечание. Вид концентраторов напряжений: ПШ – паз шпоночный или шлицевое соединение; ГП – галтельный переход; ПК – переходная рванка; НП – напряженная посадка; УП – упрочнение поверхности; РН – резьба наружная

4.3 Расчет вала с использованием модуля Shaft APM WinMachine

Расчет выполняется одновременно как проектный и проверочный и предоставляет широкие возможности для оптимизации валов, начиная с эскизного проектирования. Работу с использованием различных модулей APM WinMachine желательно проводить при выполнении курсовых проектов, после проведения подобных расчетов (на практических и лабораторных занятиях) по методикам, изложенным в разделах 4.1 и 4.2 настоящего методического пособия. В целом, такой подход к проблеме конструирования позволяет осознано выполнять и процедуру подготовки исходных данных, и анализ результатов, полученных с помощью ЭВМ.

Расчет, как и в предыдущих случаях, начинают с подготовки данных, заполняя таблицу 4.1. После этого приступают к конструктивной проработке вала на ЭВМ, подбирая оптимальные размеры сечений (пока с позиций собираемости вала), параметры переходных поверхностей, методы обработки, учитывая при этом рекомендации программы. После разработки конструкции вала вводят исходные данные, проводят его схематизацию и выполняют предварительный расчет. Следующий этап, это прочностные расчеты вала, которые выполняются в автоматическом режиме, без участия проектировщика. Значения коэффициентов, учитывающих влияние различных факторов на усталостную прочность, выбираются программой из библиотеки или рассчитываются аналитически. Так, коэффициенты асимметрии цикла, учитывающие влияние средних напряжений на величину усталостной прочности, в соответствии с ГОСТ 25.504-82, рассчитываются по выражениям:

$$\psi_{\sigma} = 0.02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_{\sigma} \quad (4.1)$$

$$\psi_{\tau} = 0.5 - \psi_{\sigma}$$

Масштабные факторы, характеризующие повышение вероятности появления усталостных трещин при возрастании линейных размеров детали вычисляются по формулам:

$$K_{d\sigma} = 0.5 \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{7.5} \right)^{-2 \cdot v_{\sigma}} \right] \quad (4.2)$$

$$K_{d\tau} = 0.5 \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{7.5} \right)^{-2 \cdot v_{\tau}} \right]$$

где d , выраженный в миллиметрах диаметр вала.

Результаты расчетов представлены в виде графиков на рисунках 5.5 ... 5.11, таблица нагрузок и предварительных результатов расчета в таблице 5.9, а сводные результаты расчетов коэффициента запаса усталостной прочности представлены в таблице 4.5. На рисунке 4.2 показан рабочий чертеж вала, выполненный программой АРМ WinMachine. При выполнении рабочего чертежа после ручного счета или с использованием программы ТМВАЛ, следует руководствоваться материалом, изложенным в разделах 2.1, 2.3 и рекомендациями раздела 5.2 приложений.

Таблица 4.5 Результаты расчета коэффициентов запаса прочности

сечение	Коэффициент запаса прочности		
	Ручной счет	ЭВМ ТМВАЛ	ЭВМ WinMachine
А – А	5,56	5,50	6,24
Б – Б	12,04	12,5	10,53
В – В	6,55	6,62	6,05
Г – Г	7,52	7,81	7,20

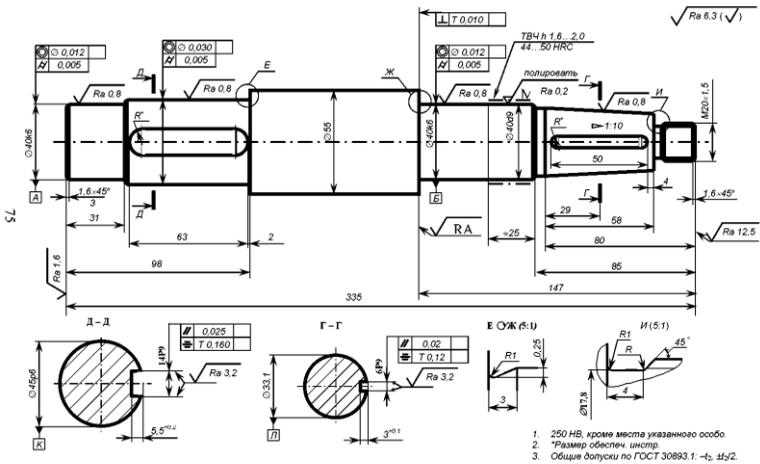
Результаты параллельного счета дают схожую картину оценки усталостной прочности. Очевидно, что они не могли

получиться абсолютно одинаковыми, в силу существенных различий в методиках определения значений различных коэффициентов, выбора параметров переходных поверхностей и точек приложения нагрузок. Трудно сказать, какой из методов более точен, но самым трудоемким, безусловно, является метод ручного счета. Наиболее продуктивным, позволяющим с больших сторон оценить работоспособность валов, является расчет с использованием модуля Shaft APM WinMachine. Последовательное применение этих методов расчета (практические занятия, РПЗ, курсовое проектирование) способно значительно повысить качество и глубину усвоения соответствующего материала и значительно уменьшить трудоемкость выполнения курсового проекта, как расчетной, так и графической его части.

4.4 Выполнение рабочего чертежа вала

Изготовление рабочего чертежа вала является заключительным этапом его конструирования. Этот чертеж должен давать полное представление о конструкции и содержать все данные, необходимые для изготовления, контроля, испытания и приемки. Чертеж вала выполняется вручную в масштабе 1:1 после расчетов по вариантам 4.1 и 4.2 (ручной и с использованием программы ТМВАЛ соответственно). При использовании модуля Shaft APM WinMachine чертеж вала может быть получен автоматически. В этом случае, возможно, потребуются его редактирование в соответствии с требованиями, изложенными в приложениях в разделе 5.2. На чертеж нужно будет нанести поля допусков сопряженных размеров (под муфту, шпонки, подшипники, зубчатые колеса и т.д.). Указать поля допусков цепных и свободных размеров.

На рисунке 4.2 показан пример оформления рабочего чертежа вала. Здесь представлен ведущий вал редуктора, не рассчитываемый в данном пособии, чертеж ведомого вала легко получить, доработав рисунок 2.5.

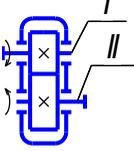
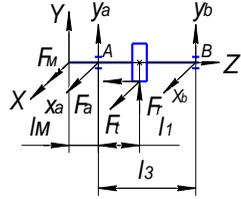
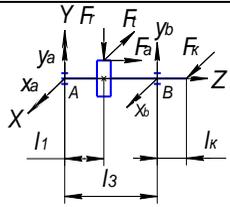
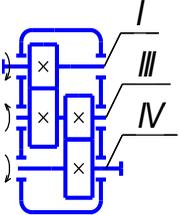
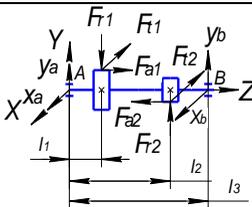
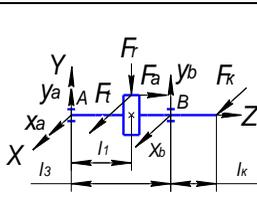
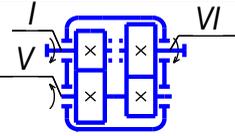
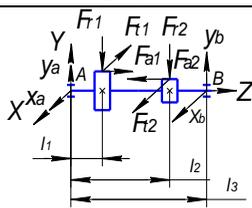
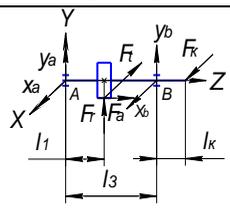
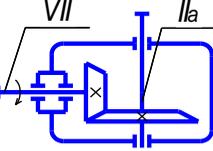
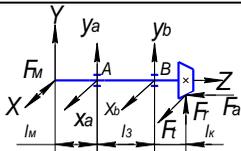
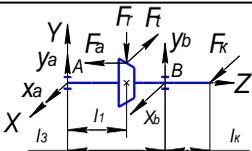


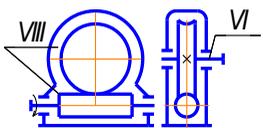
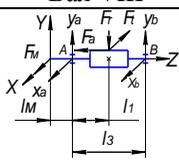
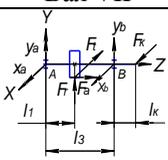
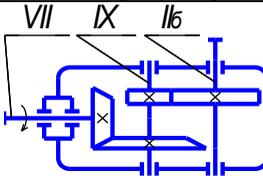
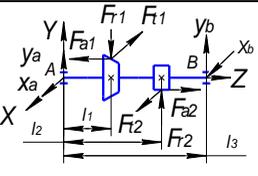
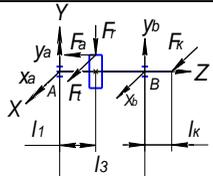
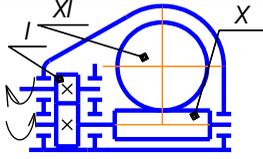
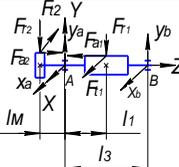
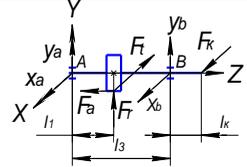
1. 250 НВ, кроме места указанного особо.
2. Размер объектив. инстр.
3. Общие допуски по ГОСТ 30893.1 – кз. 11/2.

Рисунок 4.2 Чертеж ведущего вала

5. ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 5.1 Схемы редукторов и расчетные схемы валов (к программе ТМВАЛ)

Схема редуктора	Расчетные схемы валов	
	Вал I	Вал II
		
Схема редуктора	Вал III	Вал IV
		
Схема редуктора	Вал V	Вал VI
		
Схема редуктора	Вал VII	Вал IIa
		

<p>Схема редуктора</p> 	<p>Вал VIII</p> 	<p>Вал VII</p> 
<p>Схема редуктора</p> 	<p>Вал IX</p> 	<p>Вал II б</p> 
<p>Схема редуктора</p> 	<p>Вал X</p> 	<p>Вал XI</p> 

5.2 Рекомендации по оформлению рабочего чертежа вала.

5.2.1 Нанесение размеров

В соответствии с общими требованиями к рабочим чертежам деталей – телам вращения (вал, зубчатое колесо, шкив, полумуфта), вал располагают на чертеже в положении, в котором его устанавливают на станке, располагая ось детали параллельно основной надписи. При этом изображение вала ориентируют вправо стороной, более трудоемкой для токарной обработки.

На рабочем чертеже необходимо указывать размеры, предельные отклонения, шероховатость поверхностей и другие данные, которым вал должен соответствовать. Число размеров на чертеже должно быть минимальным, каждый размер следует приводить на чертеже лишь один раз. Не допускается

включение ширины фасок и канавок в общую размерную цепь. Размеры фасок и канавок должны быть заданы отдельно.

На чертежах валов задают сопряженные, цепные, габаритные и свободные размеры. На рисунке 5.1 показаны способы задания осевых размеров вала. На этом рисунке обозначены размеры: $C1$ и $C2$ – сопряженные (длины шпоночных пазов), Γ – габаритный, K_1 и K_2 координирующие расположение шпоночных пазов; l_1 длина выступающего конца вала (присоединительный размер), l_2, l_3, l_4 длины посадочных поверхностей (размеры $l_1 - l_5$ отвечают последовательным этапам токарной обработки вала).

На чертежах валов задают также глубину шпоночного паза – размер t_1 (табл. 2.10, 2.11). Если шпоночный паз, расположенный на конце вала, сквозной, то удобнее для контроля задавать размер $d-t_1$. На ширину шпоночного паза приводят обозначение поля допуска, чаще всего $P9$. Предельное отклонение глубины шпоночного паза t_1 при высоте шпонки h :

от 2 до 6 мм – 0,1 мм

от 6 до 18 мм – 0,2 мм

от 18 до 50 мм – 0,3 мм

эти отклонения назначают со знаком минус.

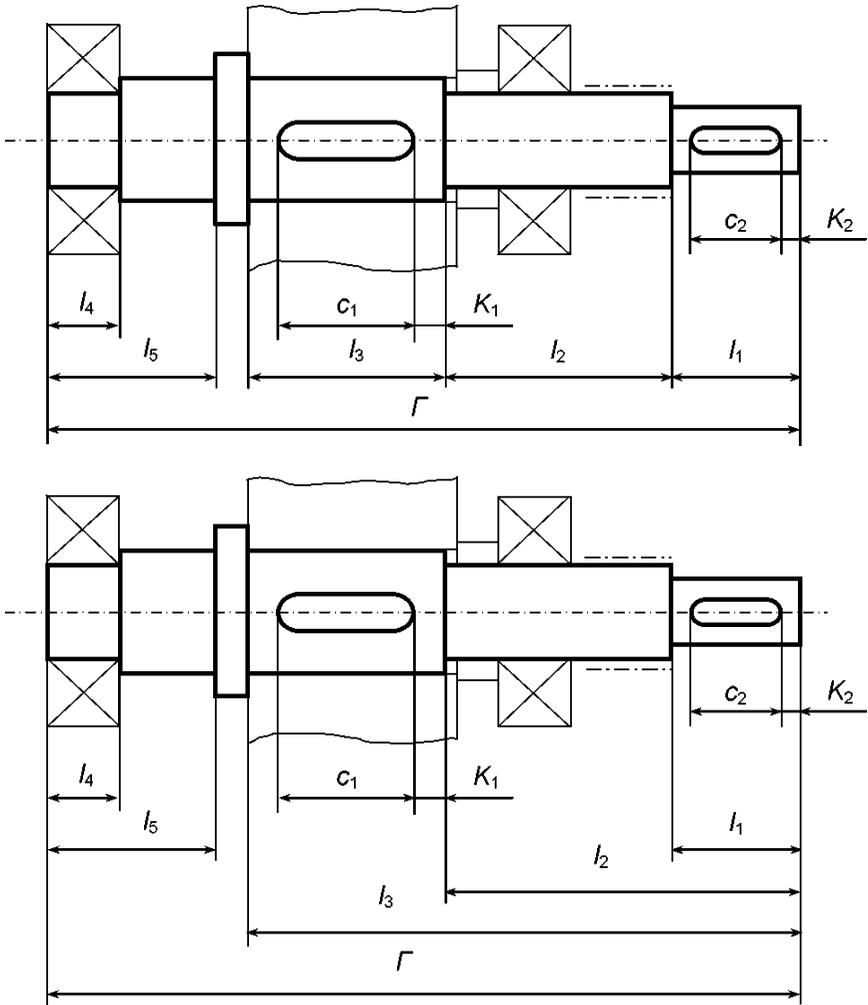


Рисунок 5.1 Способы задания осевых размеров вала

5.2.2 Предельные отклонения размеров

Для всех размеров, нанесенных на чертеже, указывают предельные отклонения в миллиметрах. Допускается не указывать предельные отклонения на размерах, определяющих зоны различной шероховатости и различной точности одной и той же поверхности, зоны термической обработки, покрытия, накатки, а также на диаметрах накатанных поверхностей. В этих случаях непосредственно у таких размеров наносят знак \approx . Предельные отклонения многократно повторяющихся размеров относительно низкой точности (от 12 квалитета и грубее) на изображении детали не наносят, а указывают в технических требованиях общей записью типа H14, h14, $\pm IT14/2$ или для среднего класса точности: «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $+t_2, -t_2, \pm t_2/2$ ».

Предельные отклонения линейных размеров следует указывать непосредственно после номинальных размеров по одному из следующих трех способов:

- условными обозначениями полей допусков по ГОСТ 25346-89, например, 40h7, $\varnothing 40k6$.
- числовыми значениями предельных отклонений, например, $\varnothing 50_{-0.05}^{-0.012}$
- условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках значений предельных отклонений, например $\varnothing 40k6 \left(\begin{smallmatrix} 0.018 \\ 0.002 \end{smallmatrix} \right)$

Рекомендуется применять первый способ при номинальных размерах, входящих в ряд стандартных чисел, второй при нестандартных числах номинальных размеров и третий при стандартных числах, но при не рекомендуемых полях допусков. Предельные отклонения свободных размеров оговаривают в технических требованиях записью, аналогичной записи для размеров низкой точности.

5.2.3 Допуски формы и расположения поверхностей

При обработке деталей возникают погрешности не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также погрешности в относительном расположении осей, поверхностей и конструктивных элементов. Эти погрешности могут оказывать вредное влияние на работоспособность деталей машин. Например, для подшипников качения важно, чтобы не искажались дорожки качения колец подшипников. Кольца подшипников очень податливы, при установке на вал или в корпус они копируют форму посадочной поверхности. В случае перекоса колец подшипников увеличиваются сопротивление вращению валов и потери энергии, снижается их долговечность.

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертеже условными обозначениями – графическими знаками, которые записывают в рамке, разделенной на две или три части (таблица 5.2). В первой части размещают графический знак допуска формы и расположения, во второй – числовое значение допуска и в третьей – обозначение базы, относительно которой задан допуск.

5.2.4 Шероховатость поверхностей

Из числа параметров и характеристик шероховатости, установленных ГОСТ 2789 - 73, наибольшее применение в машиностроении нашли следующие:

R_a – среднее арифметическое отклонение профиля, мкм;

R_z – высота неровностей профиля по десяти точкам, мкм;

t_p – относительная опорная длина профиля, где индекс p – значение уровня сечения профиля.

Для обозначения на чертежах шероховатостей применяют знаки, показанные на рисунке 5.2. Если вид обработки

поверхности не устанавливается, применяют знак (рисунок 5.2 а). Это обозначение является предпочтительным. Если требуется, чтобы поверхность была образована обязательно удалением слоя материала, например, точением, шлифованием, применяют знак (рисунок 5.2 б). Если важно, чтобы поверхность была образована без удаления слоя материала (чеканка, накатывание роликом) применяют знак (рисунок 5.2 в). Такой же знак применяют для обозначения шероховатости поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу. Числовые значения параметра шероховатости можно принимать по таблице 2.13.

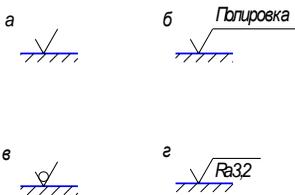


Рисунок 5.2 Обозначение шероховатости

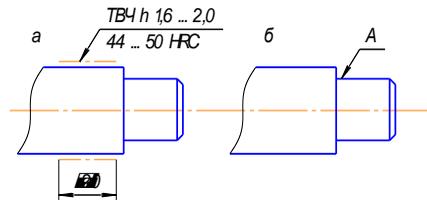


Рисунок 5.3 Обозначение термической обработки

5.2.5 Обозначение термической обработки

Стандартом (ГОСТ 2.310 - 68) установлены следующие правила нанесения на чертежах указаний о термической и химико-термической термической обработке, обеспечивающей получение необходимых свойств материала детали.

Если всю деталь подвергают термообработке одного вида, то в технических требованиях чертежа приводят требуемые показатели свойств материала; запись типа:

- а) 235... 265 НВ или 205+15 НВ;
- б) 44... 50 HRC или 44+5 HRC;
- в) ТВЧ h 1,6... 2,0, 44... 50 HRC (буквой h обозначена глубина обработки в мм);
- г) цементировать h 1,6... 2,0; 44... 50 HRC.

Если термообработке подвергают отдельный участок детали, то его обводят на чертеже утолщенной штрих - пунктирной линией ($s/2 \dots 2/3s$), где s - толщина основной контурной линии), а на полке линии-выноски наносят показатели свойств материала (рис.5.3).

5.2.6 Назначение допусков формы и расположения поверхностей

На рисунке 5.4 показан пример нанесения требований точности формы и расположения поверхностей. Рабочей осью вала является общая ось посадочных поверхностей для подшипников качения. Эта ось обозначена на чертеже буквами *АВ*. Здесь же приведены обозначения некоторых размеров, а в рамках – условные обозначения допусков формы и расположения.

Назначение каждого из допусков формы и расположения следующее:

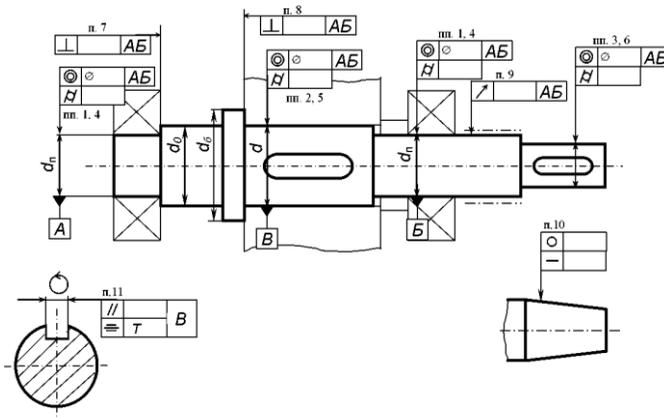


Рисунок 5.4 Обозначение допусков формы и расположения поверхностей валов

Допуск цилиндричности посадочных поверхностей для подшипников качения (поз.1) задают, чтобы ограничить от-

клонения геометрической формы этих поверхностей и тем самым ограничить отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников;

Зубчатые и червячные колеса, муфты, шкивы, звездочки насаживают на валы с натягом. Чтобы ограничить концентрацию давлений на посадочные поверхности валов, задают допуск цилиндричности (поз.2, 3);

допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения относительно их общей оси (поз. 4) задают, чтобы ограничить перекося колец подшипников качения;

допуск соосности посадочной поверхности для зубчатого, червячного колеса (поз.5) задают, чтобы обеспечить нормы кинематической точности и нормы контакта зубчатых и червячных передач;

допуск соосности посадочной поверхности для полу-муфты, шкива, звездочки (поз.6) задают, чтобы снизить дисбаланс вала и деталей, установленных на этой поверхности. Допуск соосности по этой позиции задают при частоте вращения вала $n \geq 1000$ об/мин, а при меньшей частоте его не задают;

допуск перпендикулярности базового торца вала (поз.8) задают для узких колес, у которых $l/d < 0,8$. Допуск задают, чтобы обеспечить выполнение норм контакта зубьев в передаче. При отношении $l/d \geq 0,8$ допуск перпендикулярности по поз.8 не задают;

допуск радиального биения поверхности вала (поз.9), расположенной под резиновой уплотняющей манжетой, задают, чтобы ограничить амплитуду колебаний рабочей кромки резины, вызывающих ее усталостное разрушение. Этот допуск задают при частоте вращения вала $n \geq 1000$ об/мин;

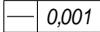
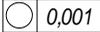
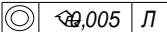
для конического конца вала (поз.10) устанавливают допуск круглости поперечного сечения конуса и прямолинейности его образующих.

В таблице 5.3 в соответствии с позициями, указанными на рисунке 5.4, приведены указания по определению допусков формы и расположения поверхностей.

Допуски расположения элементов деталей для базирования подшипников качения зависят от типа подшипников, которые делятся на следующие три группы:

- I – шариковые радиальные и радиально-упорные;
- II – радиальные с короткими цилиндрическими роликами;
- III – конические роликовые.

Таблица 5.2 Условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей

Допуск	Пример обозначения
Прямолинейности	
Круглости	
Цилиндричности	
Соосности*	
Параллельности	
Симметричности*	
Перпендикулярности	
Радиального биения Торцевого биения Биения в заданном направлении	
* Знаки ϕ и T означают, что допуски заданы в диаметральном выражении	

Допуск перпендикулярности базового торца вала (поз.7) назначают, чтобы уменьшить перекосящиеся кольца подшипников и искажение геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца подшипника;

Таблица 5.3 Определение допусков формы и расположения поверхностей

Позиция	Определение величины допуска:
1,2,3	Цилиндричности $T \approx 0,3t$, где t – допуск размера поверхности (табл.5.4)
4	Соосности на диаметре d_n по таблице 5.5. Степень точности для групп подшипников: I -7, II- 6, III- 5.
5	Соосности на диаметре d по таблице 5.5. Степень точности по таблице 5.6.
6	Соосности $T \approx 48/n$, $n \geq 1000 \text{мин}^{-1}$; допуск в мм.
7	перпендикулярности на диаметре d_0 по таблице 5.7. Степень точности для групп подшипников: I-8, II -7, III – 6.
8	перпендикулярности на диаметре d_0 при $l/d < 0,8$ по таблице 5.7. Степень точности по таблице 5.8.
9	Радиальное биение $T \approx 48/n$, $n \geq 1000 \text{мин}^{-1}$; допуск в мм
11	Параллельности - $T \approx 0,6t_{\text{шп}}$, симметричности - $T \approx 4t_{\text{шп}}$, где $t_{\text{шп}}$ – допуск ширины шпоночного паза

Допуски цилиндричности, а также допуски симметричности и параллельности шпоночных пазов после их определения должны быть округлены в ближайшую сторону до числа из ряда предпочтительных: 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 80

Таблица 5.4 Значения допусков

Интервалы размеров	Квалитеты			
	6	7	8	9
	Допуск, мкм			
Св. 5 до 6	8	12	18	30
Св. 6 до 10	9	15	22	36
Св. 10 до 18	11	18	27	43
Св. 18 до 30	13	21	33	52
Св. 30 до 50	16	25	39	62
Св. 50 до 80	19	30	46	74
Св. 80 до 120	22	35	54	87
Св. 120 до 180	25	40	63	100

Таблица 5.5 Допуск соосности

Интервалы размеров	Степень точности допусков соосности				
	5	6	7	8	9
	Допуск соосности, <i>мкм</i>				
Св. 16 до 30	10	16	25	40	60
Св. 30 до 50	12	20	30	50	80
Св. 50 до 120	16	25	40	60	100
Св. 120 до 250	20	30	50	80	120
Св. 250 до 400	25	40	60	100	160

Таблица 5.6 Степень точности допусков соосности

Степень кинематической точности передачи	Диаметр делительной окружности		
	Св. 50 до 125	Св. 125 до 280	Св. 280 до 560
	Степень точности допусков соосности		
6	5	6	7
7	6	7	7
8	7	7	8
9	7	8	8

Таблица 5.7 Допуск параллельности, перпендикулярности

Интервалы размеров	Степень точности допусков параллельности, перпендикулярности					
	5	6	7	8	9	10
	Допуск параллельности, перпендикулярности, <i>мкм</i>					
Св. 16 до 30	4	6	10	16	25	40
Св. 25 до 40	5	8	12	20	30	50
Св. 40 до 63	6	10	16	25	40	60
Св. 63 до 100	8	12	20	30	50	80
Св. 100 до 160	10	16	25	40	60	100
Св. 160 до 250	12	20	30	50	80	120
Св. 250 до 400	16	25	40	60	100	160

Таблица 5.8 Степень точности допусков перпендикулярности

Тип колеса	Степень точности передач по нормам контакта		
	6	7,8	9
	Степень точности допусков перпендикулярности		
Зубчатые	5	6	7
Червячные	6	7	8

Таблица 5.9 Результаты расчета по модулю Shaft WinMachine

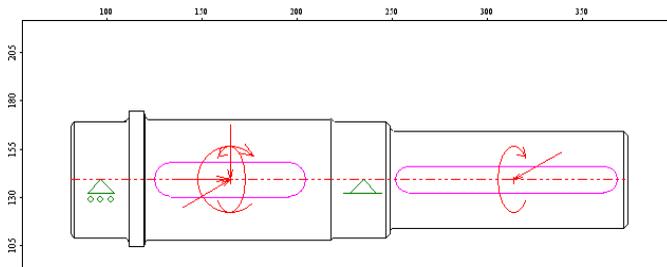


Таблица нагрузок

Радиальные силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Н	Угол, град
0	84.00	1800.00	180.00
1	84.00	4500.00	90.00
2	233.00	3377.00	-90.00

Моменты изгиба

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Нм	Угол, град
0	84.00	270.00	0.00

Осевые силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Н
0	84.00	900.00

Моменты кручения

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Нхм
0	84.00	675.00
1	233.00	-675.00

Реакции в опорах

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Реакция верт., Н	Реакция гориз., Н	Реакция осевая, Н	Мо- дуль, Н	Угол, град
0	16.00	-1043.48	-4215.82	-0.00	4343.04	-166.10
1	154.00	2843.48	3092.82	-900.00	4201.30	42.59

Момент изгиба в вертикальной плоскости

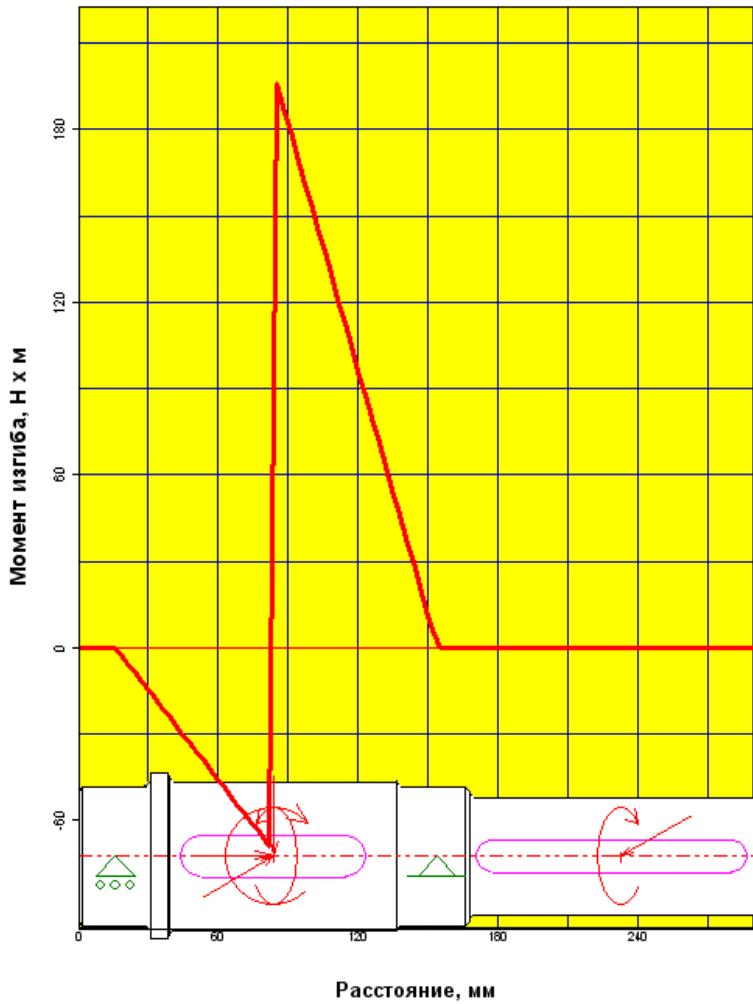


Рисунок 5.5 Момент изгиба в вертикальной плоскости

Момент изгиба в горизонтальной плоскости

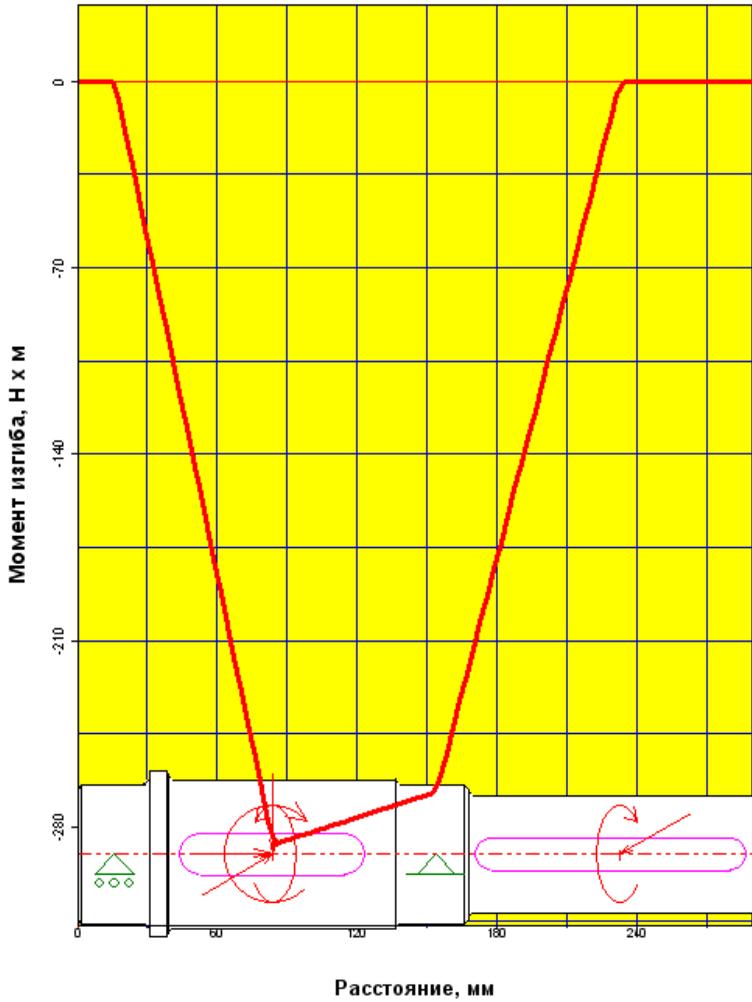


Рисунок 5.6 Момент изгиба в горизонтальной плоскости

Поперечные силы в вертикальной плоскости



Рисунок 5.7 Поперечной силы в вертикальной плоскости

Поперечные силы в горизонтальной плоскости

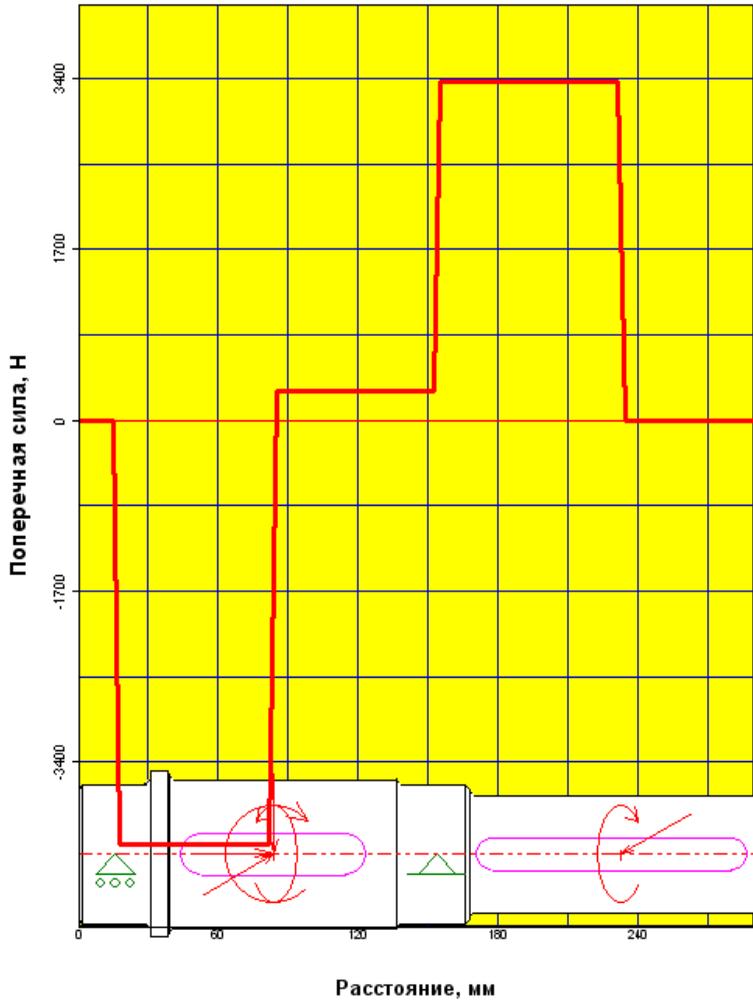


Рисунок 5.7 Поперечной силы в горизонтальной плоскости

Момент кручения

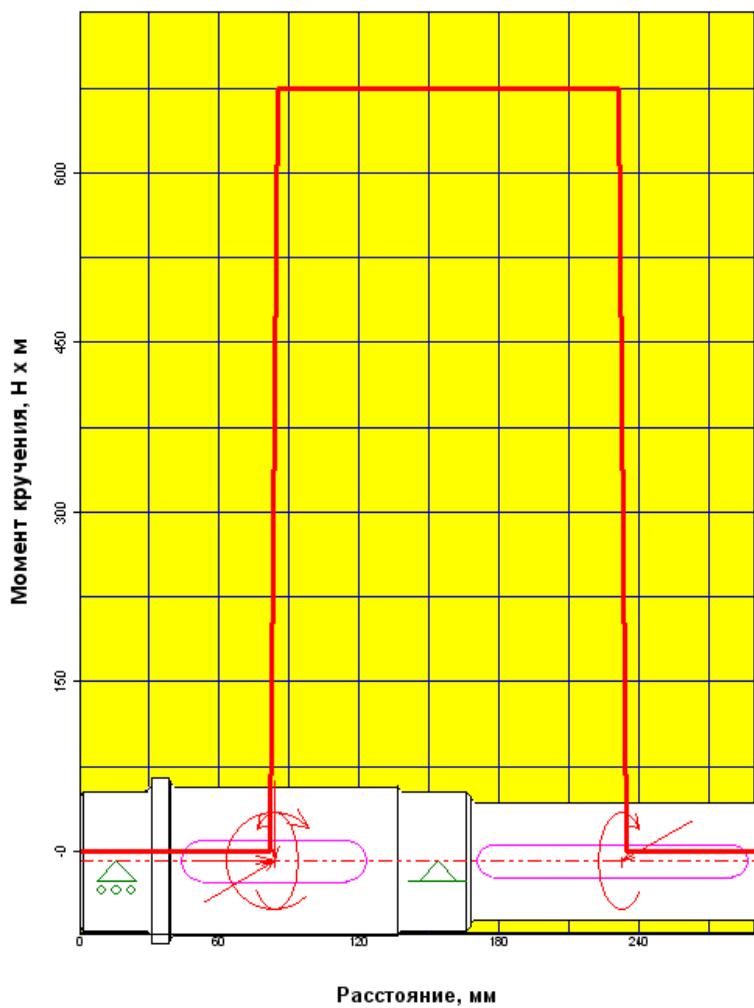


Рисунок 5.9 Момент кручения

Эквивалентное напряжение

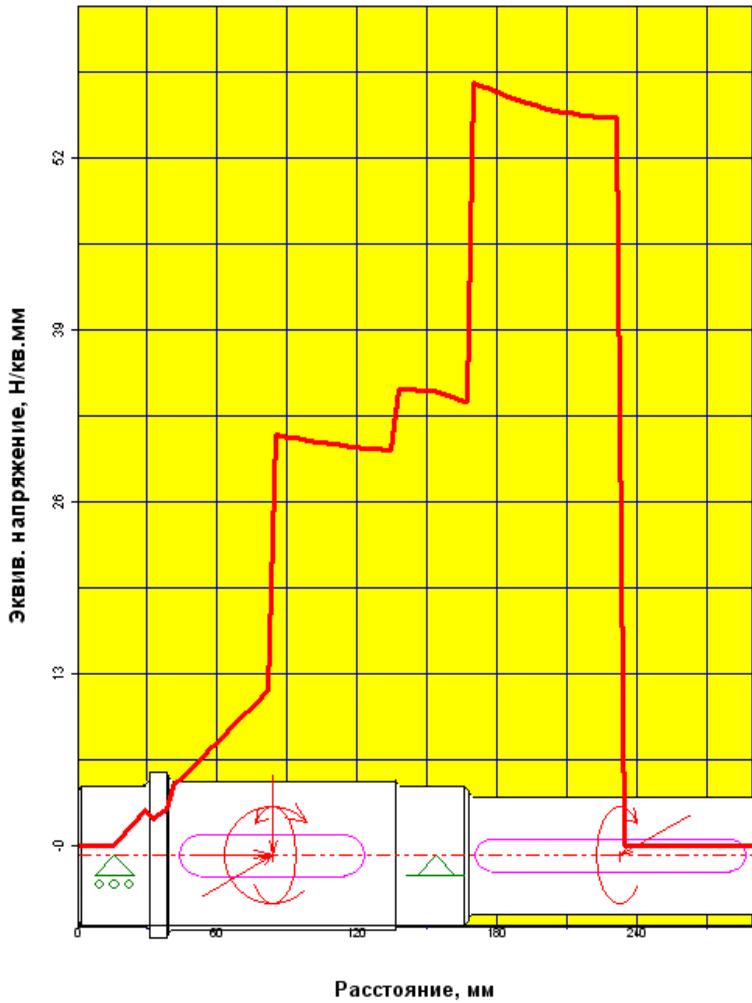


Рисунок 5.10 Эквивалентное напряжение

Коэффициент запаса по усталостной прочности



Рисунок 5.11 Коэффициент запаса по усталостной прочности

1. Общие сведения о проектировании валов.....
2. Проектный расчет валов.....
 - 2.1 Технологические условия и рекомендации по проектированию.....
 - 2.2 Выбор материалов для изготовления валов.....
 - 2.3 Последовательность проектного расчета валов.....
3. Расчеты валов на прочность.....
 - 3.1 Расчетные схемы и нагрузки.....
 - 3.2 Таблица исходных данных.....
 - 3.3 Расчет на сопротивление усталости.....
 - 3.4 Расчет на статическую прочность.....
 - 3.5 Расчет валов на жесткость.....
4. Примеры расчетов.....
 - 4.1 Расчет без применения ЭВМ.....
 - 4.2 Расчет с использованием программы ТМВАЛ.....
 - 4.3 Расчет с использованием модуля АРМ Win Machine.....
 - 4.4 Выполнение рабочего чертежа вала.....
5. Приложения.....
 - 5.1 Схемы редукторов и расчетные схемы валов.....
 - 5.2 Рекомендации по оформлению рабочего чертежа вала.
 - 5.2.1 Нанесение размеров.....
 - 5.2.2 Предельные отклонения размеров.....
 - 5.2.3 Допуски формы и расположение поверхности.....
 - 5.2.4 Шероховатости поверхностей.....
 - 5.2.5 Обозначения термической обработки.....
 - 5.2.6 Назначения допусков формы и расположения поверхностей.....