



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра «Основы конструирования машин»

## **Практикум**

«Проектирование технических систем (ТС)  
с заданным уровнем надежности»  
по дисциплине

# **«Надежность технических систем и техногенный риск»**

Авторы  
Маньшин Ю. П.,  
Маньшина Е. Ю.

Ростов-на-Дону, 2019

## Аннотация

Практикум предназначен для студентов очной, заочной форм обучения направления 20.03.01 «Техносферная безопасность» и других механических специальностей.

## Авторы

к.т.н., доцент кафедры «Основы конструирования машин» Маньшин Ю. П.,  
ст. преподаватель кафедры «Основы конструирования машин» Маньшина Е. Ю.



## Оглавление

<b>Приложение</b> .....	<b>5</b>
<b>Введение</b> .....	<b>6</b>
<b>Техническое задание (ТЗ)</b> .....	<b>7</b>
<b>1. Определение требуемого уровня ВБР подсистем и выбранных элементов по условию заданной ВБР ТС</b> .....	<b>9</b>
1.1 Анализ характеристик надежности заданной технической системы .....	9
1.2. Структурная схема ТС .....	12
1.3. Расчеты интенсивности отказов и ВБР подсистем и элементов .....	14
<b>2. Определение достигнутого в заданной конструкции уровня надежности элементов</b> .....	<b>19</b>
2.1. Определение параметров, размеров передач, валов и нагрузок в зацеплении Передаточные числа ступеней редуктора: .....	19
2.2. Расчеты опорных реакций и изгибающих моментов вала при действии номинального крутящего момента .....	23
2.3. Расчеты и оценка напряжений в опасных сечениях вала .....	28
2.4. Характеристики выносливости детали в опасных сечениях .....	32
2.5. Параметры динамических нагрузок и напряжений ...	37
2.6. Расчеты ресурса в наиболее опасном сечении вала.	41
2.7. Графическое представление расчетных ресурсов и определение ресурса с требуемой ВБР.....	43
2.8. Анализ расчетных ресурсов в наиболее опасном сечении вала.....	44
<b>3. Разработка мер по сближению достигнутого требуемого уровней ВБР вала</b> .....	<b>45</b>
3.1. Снижение изгибающего момента на левой опоре. ...	46
3.2. Повышение предела выносливости путем выбора нового материала: .....	46
3.3. Повышение посадочного диаметра. ....	47
<b>4. Разработка выводов и рекомендаций по</b>	



**конструктивному исполнению выбранных элементов. ....49**

**Литература.....50**

## ПРИЛОЖЕНИЕ



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
(ДГТУ)**

Факультет «Технология машиностроения»  
(наименование факультета)

Кафедра «Основы конструирования машин»  
(наименование кафедры)

### ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к расчетно-графической (контрольной) работе по дисциплине

\_\_\_\_\_

(наименование учебной дисциплины)

на тему: Проектирование редуктора с заданным уровнем надежности

Автор работы \_\_\_\_\_

подпись

И.О.Ф.

Группа \_\_\_\_\_

Направление/специальность, профиль/специализация:

код направления \_\_\_\_\_

наименование направления (специальности)

\_\_\_\_\_

наименование профиля (специализации)

Руководитель проекта \_\_\_\_\_

подпись

(должность, И.О.Ф.)

Работа защищена \_\_\_\_\_

дата

оценка

подпись

Ростов-на-Дону

201\_

## ВВЕДЕНИЕ

Согласно ГОСТ 27.002-89 **надежность** — это свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах **значения всех параметров**, характеризующих способность выполнять **требуемые функции в заданных режимах и условиях применения**.

Обеспечение надежности начинается на этапе формирования функциональной модели, приведенной на рис. 1. Из чертежа редуктора следует: входное воздействие на ТС в виде вращающего момента  $T_b$ , Нм, с частотой  $n_b$ , об/мин, приложено к быстроходному валу редуктора со стороны двигателя. Напрямую через муфту, или через передачу (зубчатую, ременную или цепную). Функция редуктора заключается в преобразовании параметров входного воздействия к параметрам на выходе ТС: вращение тихоходного вала с моментом  $T_t$ , Нм, и частотой  $n_t$ , об/мин. Ясное представление о функциональной схеме позволяет присвоить основным частям редуктора, определяющим его работоспособность, характер взаимодействия (последовательный, параллельный или комбинированный) и разработать структурную схему надежности ТС. Структурная схема представляет математическую модель надежности ТС и служит для расчетов требуемых показателей надежности элементов, обеспечивающих заданный уровень надежности системы в целом.

Достигнутый уровень надежности разработанного технического проекта может определяться проверочными расчетами и уточняется после эксплуатационных испытаний опытного образца.

Целью работы является отработка методов проектирования ТС, ее подсистем (ПС) и элементов (деталей) с заданным уровнем надежности. Для достижения этой цели студент решает задачи:

1. Оценка характеристик надежности заданной технической системы. Разработка структурной схемы надежности ТС и расчеты требуемого уровня вероятности безотказной работы (ВБР) подсистем и выбранных элементов по условию заданной ВБР ТС.
2. Определение достигнутого уровня надежности элементов в заданной ТС.
3. Анализ соотношения достигнутого и требуемого уровней ВБР элементов.
4. Разработка мер по сближению достигнутого и требуемого

уровней ВБР элементов.

5. Разработка выводов и рекомендаций по обеспечению заданной ВБР ТС.

Формы расчетов, эскизов и графиков ПЗ рекомендуются в пособии [1].

В примере приводятся расчеты по типовым заданиям, в которых технической системой являются редуктора цилиндрические и червячные, а элементами для разработки – детали (валы быстроходный или тихоходный), подшипники качения.

Задания содержат геометрические, кинематические, силовые параметры ТС. Требуемый уровень надежности ТС задается основными параметрами надежности: вероятность безотказной работы  $P(t)$  (ВБР) и наработка ТС  $t = T$  час, на которую заданная ВБР должна быть обеспечена.

При выполнении оригинального задания по любой ТС план работы и алгоритмы расчетов по всем разделам не меняются.

На всех этапах расчеты легко программируются в электронных таблицах EXEL, что значительно уточняет и ускоряет расчеты и оформление.

### ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ (ТЗ)

Спроектировать деталь, входящую в качестве элемента в ТС «Редуктор цилиндрический двухступенчатый типа Ц2У» с заданным уровнем надежности

Задание	01	Вариант	1
		2	2
Параметры		Значения	
Нарработка технической системы (ТС)	$t$ , час	10000	
Вероятность безотказной работы (ВБР) ТС	$P(t)$	0,86	
Деталь:	вал	T	
Передаточное число редуктора	$U$	12,5	
Частота вращен. пб, об/мин		1000	
Вращающий момент на тихоходном валу Нм	$T_T$ ,	250	
Радиальная нагрузка на вал	$R_B$ , Н	250	
Радиальная нагрузка на вал	$R_T$ , Н	4000	
Диаметр конца вала	$d_B$ , мм	20	
Длина конца вала	$l_B$ , мм	36	
Диаметр конца вала	$d_T$ , мм	35	
Длина конца вала	$l_T$ , мм	85	

Межосевые	$a_{wБ}$ , мм	80
расстояния	$a_{wТ}$ , мм	100
Размеры редуктора:	$C$ , мм	136
	$L$ , мм	387
	$B$ , мм	160
	$H$ , мм	230
	$h$ , мм	112

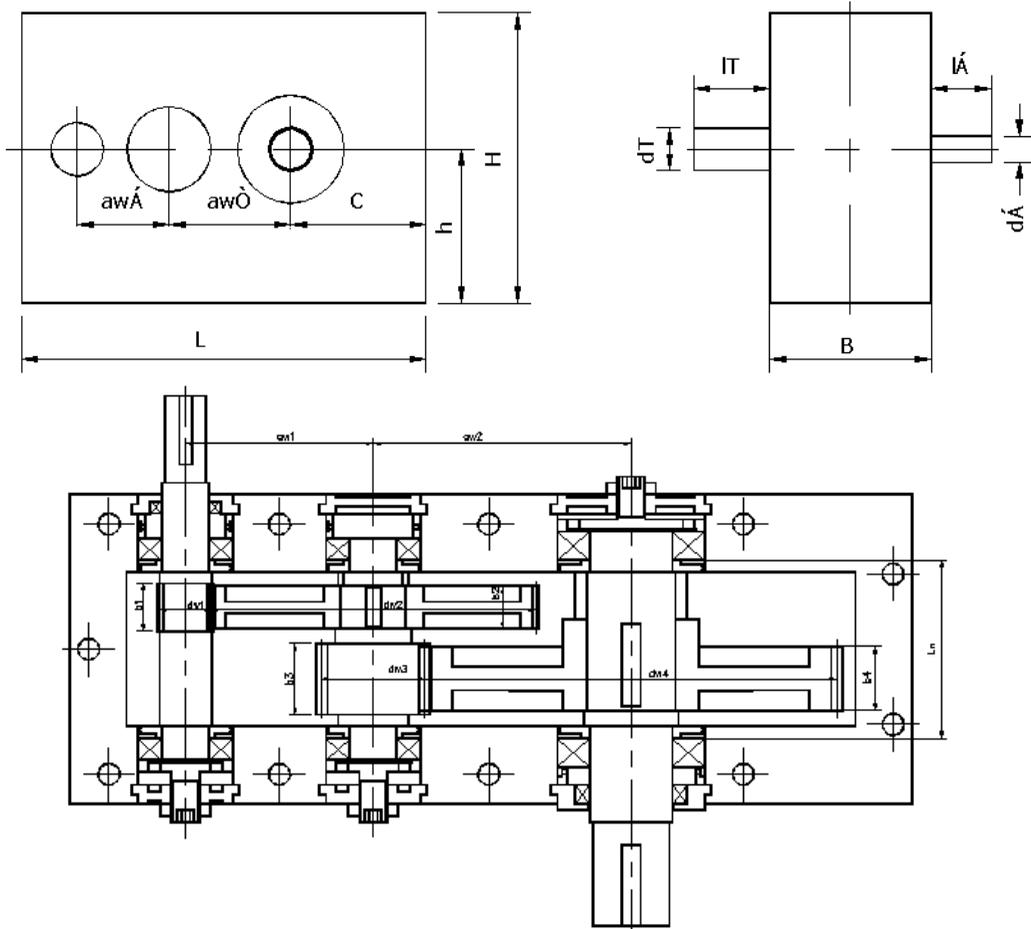


Рисунок 1. Габаритный чертеж и компоновка передач двухступенчатого цилиндрического редуктора типа Ц2У по ГОСТ 20758-75.

# 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОГО УРОВНЯ ВБР ПОДСИСТЕМ И ВЫБРАННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПО УСЛОВИЮ ЗАДАННОЙ ВБР ТС.

## 1.1 Анализ характеристик надежности заданной технической системы

Проводится с целью тестирования исходных данных по надежности, определения влияния величины ВБР на среднюю наработку системы на отказ и выбора рациональной величины ВБР с возможным изменением заданной величины  $P(t)$ .

Оценка параметров надежности выполняется на основании представления вероятности безотказной работы (ВБР) ТС и ее элементов экспоненциальным законом распределения наработки на отказ экспоненциальным законом:

$$P(t) = e^{-\lambda t}$$

где  $e$  – основание натурального логарифма,

$\lambda$  – интенсивность отказов, 1/час,

$t$  – наработка, час.

Выбор класса надежности выполняется по значениям вероятности безотказной работы для заданной технической системы, табп. 1.1.

Классы надежности изделий

Таб-

лица 1

Класс надежности	0	1	2	3	4	5
$P(t)$	$\leq 0,9$	$\geq 0,9$	$\geq 0,99$	$\geq 0,999$	$\geq 0,9999$	1

Рассчитать интенсивность отказов ТС  $\lambda$  по формуле:

$$\lambda = - \ln P(t) / t \quad (2.6, 1),$$

где заданная наработка

$t = 10000$  час

заданная ВБР системы

$P(t) = 0,86$

$$\lambda = - \ln 0,86 / 10000 = 1,51E-05 \text{ отк/час}$$

Исходя из характера работы ТС задать коэффициенты использования  $K_{год}$ ,  $K_{сут}$ , относительную продолжительность включения

ПВ и рассчитать годовую наработку  $t_{год}$  по формуле:

$$t_{год} = 365 K_{год} 24 K_{сут} ПВ, \text{ час} \quad (2.5, 1):$$

Принимается:  $K_{год} = 0,7$  (круглогодичная работа),  
 $K_{сут} = 0,6$  (для односменного режима работы),  
 $ПВ = 1$  (непрерывная работа в течении смены)

$$t_{год} = 365 \times 0,7 \times 24 \times 0,6 \times 1 = 3679,2 \text{ час}$$

Рассчитать число отказов за календарный год эксплуатации  $n_{год}$  по формуле

$$n_{год} = \lambda * t_{год}, \text{ отказов/год}, \quad (2.4, 1):$$

$$n_{год} = 1,51E-05 \times 3679,2 = 0,055491 \text{ отк/год}$$

Средняя наработка на отказ в часах

$$\check{T} = 1/\lambda = 1 / 1,51E-05 = 66302,93 \text{ час}$$

Средняя наработка на отказ в годах

$$\check{T}_г = 1 / n_{год} = 1 / 0,055491 = 18,02102 \text{ лет}$$

Проведенные и последующие расчеты по тому же алгоритму сведены в табл. 2

Выбрать значения  $P(t)$  на 0,05 больше и на 0,05 меньше заданной и рассчитать параметры  $\lambda$  и  $n_{год}$  для этих значений  $P(t)$ .

Из сравнения полученных значений  $n_{год}$  сделать вывод о приемлемости заданной  $P(t)$  или выбрать другое значение  $P(t)$ .



Таблица 2 Анализ и оценка параметров надежности ТС.

Класс надежности	ВБР	Заданная наработка	Коэфф исполъз в год	Коэфф исполъз в сутки	Относит продолж включен	Годовая наработка	Интенсив отказов
*	$P(t)^*$	$T, \text{ час}^*$	$K^*_{\text{год}}$	$K^*_{\text{сут}}$	$PВ^*$	$t_{\text{год}} \text{ час}$	$\lambda$ 1/час
0	0,86	10000	0,7	0,6	1	3679,2	1,51E-05
0	0,81	10000	0,7	0,6	1	3679,2	2,11E-05
1	0,91	10000	0,7	0,6	1	3679,2	9,43E-06

◀ выбор варианта

\* - метка исходных данных, выбираемых студентом

Ср.число отказов в год	Ср.нараб. на отказ в часах	Ср.нараб. на отказ в годах
$n_{\text{год}} 1/\text{год}$	$\check{T}, \text{ час}$	$\check{T}_Г, \text{ год}$
0,055491	66302,93	18
0,077528	47456,11	12,9
0,034699	106032,5	28,8

◀ выбор варианта

**Заключение по п.1.1.** По параметру средней наработки на 1 отказ 18 лет заданный вариант приемлем и выбирается как основой для дальнейших расчетов (отмечен в табл. 1.2)

## 1.2. Структурная схема ТС

Назначение ТС: преобразование параметров движения быстроходного вала редуктора (частоты вращения и вращающего момента) к параметрам о движения тихоходного вала.

Функциональная схема ТС ясна из конструктивной и кинематической схем по заданию (рис. 1):

При вращении от быстроходного вала через зацепления зубчатых или червячных передач происходит преобразование частоты вращения  $n_T = n_B / u$  и вращающего момента  $T_T = T_B u\eta$ .

Структурная схема надежности (ТС) редуктора на рис. 2 развернута по трем уровням.

Подсистемы (ПС) 1 уровня:

ПС1 – подсистема преобразования движения (все вращающиеся элементы, связанные с передачами);

ПС2– подсистема поддержания валов и зацеплений в проектном положении (корпус и крышка редуктора, крышки подшипников и их элементы крепления);

ПС3 – подсистема защиты и смазки (машинные масла и устройства смазки передач и подшипников. Манжеты выходных концов валов и отдушина)

Подсистемы 2 уровня – это вложенные в ПС1 сборочные (СБ) единицы валов с посаженными на них деталями.

Элементы на 3 уровне – это вложенные в ПС1.3 детали вала тихоходного.

### Вид взаимодействия элементов

Из анализа функционирования редуктора вытекает последовательное взаимодействие структурных единиц системы. Признаком последовательного взаимодействия является отказ системы при отказе любой структурной единицы. Математическим выражением последовательного взаимодействия является соотношение ВБР системы  $P(t)$  и ее элементов  $P_i(t)$ :

$$P(t) = \prod P_i(t)$$

ТС ▼	Редуктор двухступенчатый цилиндрический				
Подсистемы 1 уровня ▶	ПС1 ▶ Преобраз. движен. ▼	ПС2 ▶ поддерж. валов и зацепл.	ПС3 ▶ защиты и смазки		
Подсистемы 2 уровня ПС1 ▶	ПС_1.1 ▶ Вал быстроход СБ	_ ПС 1.2 ▶ Вал промежуток СБ	_ ПС 1.3 ▶ Вал тихоходн СБ▼		
3 уровень ▶ Элементы ПС 1.3	ПС 1;3;1 ▶ Вал	ПС 1;3;2 ▶ Колесо зубчатое цилиндр.	ПС 1;3;3 ▶ Подшипник правой опоры	ПС 1;3;4 ▶ Подшипник левой опоры	ПС 1;3;5 ▶ Шпонка

СБ - сборочная единица;

▶ направление взаимодействия структурных единиц

▼ выбор структурных единиц для анализа на следующем уровне

Рис. 2. Структурная схема редуктора

### Стоимости восстановления элементов при их отказе

В стоимости восстановления могут быть включены стоимости используемых для ремонта материалов, изделий, диагностики и ремонтных работ. Могут быть включены оцененные в денежных единицах потери от простоя ТС, страховые выплаты на возмещение различного рода ущерба и др.

Структурным единицам 1 уровня на основании каталогов, ценников или экспертной

оценки студента назначаются стоимости восстановления в случае отказа:

1-П/С преобразования движения  $C_1 = 10000$  УЕ

2 - П/С поддержания валов и зацеплений в проектном положении  
 $C_2 = 8000$  УЕ

3-П/С защиты и смазки  $C_3 = 2000$  УЕ

### 1.3. Расчеты интенсивности отказов и ВБР подсистем и элементов

методом стоимости восстановления отказавших структурных единиц, с использованием экспоненциального закона распределения времени отказа.

**Расчеты по 1 уровню** структурной схемы п.1.1 исходят из анализа параметров системы:

Заданная наработка  $t = 10000$  час

Выбранная ВБР системы  $P(t) = 0,86$

Интенсивность отказов ТС (п.1.1)  $\lambda = 1,51E-05$ , отк/час

Эти параметры указаны в шапке таб. 1.3.

**Весовые коэффициенты**  $a_i = (1/C_i) / \Sigma (1/C_i)$ .

Для ПС 1:  $a_1 = (1/10000) / (1/10000) + (1/8000) + (1/2000) = 0,137931$

Сумма весовых коэффициентов по уровню:  $\Sigma a_i = 1$

Для ПС 1:  $\lambda_1 = 1,51E-05 \times 0,137931 = 2,08E-06$  отказов/час

Сумма интенсивностей отказов по уровню равна интенсивности отказов системы:  $\Sigma \lambda_i = \lambda$

**ВБР подсистем** на основании экспоненциального закона распределения времени отказа.

$$P_i(t) = EXP(-\lambda_i t)$$

Для ПС 1:  $P_1(t) = EXP(-2,08E-06 \times 10000) = 0,979412$

Контрольное произведение ВБР подсистем по уровню равно ВБР системы:

$$\Pi P_i(t) = P(t)$$

Расчеты этих параметров по тому же алгоритму для ПС1 в таблице 3.

По структурной схеме ТС наибольшее число подсистем и элементов на третьем уровне – 5.

Поэтому таблица 3 для расчета параметров надежности подсистем 1 уровня составляется на 5 строк для удобной возможности провести в Microsoft Excel расчеты по всем уровням в копиях таблицы.

Метод стоимости восстановления Таблица 3

Определение параметров надежности подсистем 1 уровня редуктора двухступенчатого

ТС	Задан. нараб. $t$ час таб. 2 10000				$\lambda$ сис таб. 2 1,51E-05	ВБРсис $P(t)$ , таб. 2 0,86
Подсистема 1 уровня		Стоим. восстан. $C_i$ , уЕ	$1/C_i$	Весовой коэф. $a_i$	Интенсив отказов $\lambda_i$	ВБР пс $P_i(t)$
1	преоб.дв	10000	0,0001	0,137931	2,08E-06	0,979412
2	под.вал	8000	0,000125	0,172414	2,60E-06	0,974331
3	защ.и см	2000	0,0005	0,689655	1,04E-05	0,901211
Контроль		Сумма 20000	Сумма 0,000725	Сумма 1	Сумма 1,51E-05	Произвед. 0,86

 ссылка на пред-  
шеств.уровень


Расчеты по 2 уровню структурной схемы п.1.1 исходят из анализа параметров подсистемы 1 (таб. 3):

Заданная наработка

 $t =$ 

10000

час

ВБР П/С1

 $P_1(t) =$ 

0,979412

Интенсивность отказов П/С1

 $\lambda_1 =$ 

2,08E-06

отк/час

Эти параметры продублированы в шапке табл. 4 ссылками на таблицу 3.

Расчеты по 2 уровню структурной схемы выполняются по тем же алгоритмам, что и для таблицы 3.

Метод стоимости восстановления Таблица 4  
 Определение параметров надежности подсистем 2 уровня: п/система преобр. движения

П/С 1 ур.	Заданная нараб. $t$ час таб. 3 10000				$\lambda$ сис таб. 3  2,08E-06	ВБРсис $P(t)$ , таб. 3  0,979412
Подсис 2 уровня		Стоим. восстан. $C_i$ , УЕ	$1/C_i$	Весовой коэф. $a_i$	Интенсив отказов $\lambda_i$	ВБР пс $P_i(t)$
1.1	вал быст	2000	0,0005	0,496063	1,03E-06	0,989733
1.2	вал пром	3500	0,000286	0,283465	5,90E-07	0,99412
1.3	вал тихох	4500	0,000222	0,220472	4,59E-07	0,995424
	Контроль	Сумма 10000	Сумма 0,001008	Сумма 1	Сумма 2,08E-06	Произвед. 0,979412

ссылка на пред-  
шеств.уровень



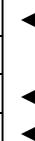
Расчеты параметров надежности элементов на 3 уровне структурной схемы п.1.2 проводятся по аналогии 1 и 2 уровнем.

в табл. 5.

Метод стоимости восстановления Таблица 5  
 Определение параметров надежности элементов 3 уровня: п/с вал промежут.в сб

П/С 2 ур.	Заданная нараб $t$ час таб. 4				$\lambda$ сис таб. 4	ВБРсис $P(t)$ , таб. 4
	10000				4,59E-07	0,995424
Элементы 3 уровня	Стоим. восстан. $C_i$ , УЕ		Весовой коэф. $a_i$	Интенсивн. отказов $\lambda_i$	ВБР пс $P_i(t)$	
1.2.1 вал	1700	0,000588	0,058513	2,68E-08	0,999732	
1.2.2 кол. зубч	1300	0,000769	0,076517	3,51E-08	0,999649	
1.2.3 ПК прав	230	0,004348	0,432485	1,98E-07	0,998018	
1.2.4 ПК лев	230	0,004348	0,432485	1,98E-07	0,998018	
1.2.5 шпонка	40	0,025	2,486791	1,14E-06	0,988659	
Контроль	Сумма	Сумма	Сумма	Сумма	Произвед.	
	3500	0,010053	1	4,59E-07	0,995424	

ссылка на пред-  
шеств.уровень





### Заключение по п.1.3.

Из табл. 5 следует: чтобы ТС имела на заданную наработку  $t = 10000$  часов , заданную ВБР  $P(t) = 0,86$  , вал должен иметь ВБР  $P_{1.2.1} = 0,999732$  , подшипники (ПК) должны иметь ВБР  $P_{1.2.3} = P_{1.2.4} = 0,998018$  на ту же наработку.

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОСТИГНУТОГО В ЗАДАННОЙ КОНСТРУКЦИИ УРОВНЯ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ

### 2.1. Определение параметров, размеров передач, валов и нагрузок в зацеплении Передаточные числа ступеней редуктора:

тихоходной

$$u_T \approx 0,88\sqrt{u} = 0,88 (12,5)^{0,5} = 3,11,$$

быстроходной

$$u_B = u / u_T = 12,5 / 3,11 = 4,02.$$

**Диаметры делительных окружностей зубчатых пар:**

быстроходной

$$d_{w1} = 2a_B / (1 + u_B) = 2 \times 85 \times (1 + 4,02) = 33,86, \text{ мм},$$

$$d_{w2} = d_{w1} u_B = 33,86 \times 4,02 = 136,12, \text{ мм},$$

тихоходной

$$d_{w3} = 2a_T / (1 + u_T) = 2 \times 100 \times (1 + 3,11) = 48,66, \text{ мм},$$

$$d_{w4} = d_{w3} u_T = 48,66 \times 3,11 = 151,33, \text{ мм}.$$

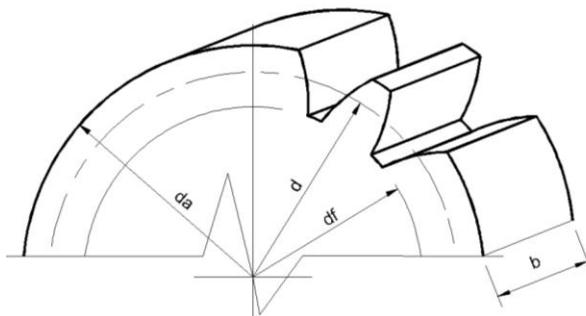


Рисунок 2. Основные размеры зацепления зубчатых колес.

Коэффициент ширины шестерен принимается  $\psi_{bd} = 0,6$   
Тогда ширина зубчатых колес, округленная до ближайшего большего четного (рис. 1):

$$b_1 = \psi_{bd} d_{w1} = 0,6 \times 33,86 = 20, \text{ мм},$$

$$b_2 = b_1 - (2..6) = 20 - 4 = 16, \text{ мм},$$

$$b_3 = \psi_{bd} d_{w3} = 0,6 \times 48,66 = 30, \text{ мм},$$

$$b_4 = b_3 (4..8) = 30 - 4 = 26, \text{ мм}.$$

Стандартный угол зацепления  $\alpha = 20$  , град,  
 Угол наклона зубьев передач принимается  $\beta = 16$ , град.

**Частоты вращения валов:**

$$n_5 = 1000, \text{ об/мин},$$

$$n_{\text{пром}} = n_5 / u_5 = 1000 / 4,02 = 248,76, \text{ об/мин},$$

$$n_7 = n_5 / u = 1000 / 12,5 = 80, \text{ об/мин}.$$

Коэффициенты полезного действия в узлах трения редуктора на валу быстроходном (ведущий вал редуктора):

подшипники качения  $\eta_{\text{пк}} = 0,99$ ,

на валу пром (промеж. редуктора):

передача зубчатая цилиндрическая  $\eta_{\text{цз}} = 0,99$ ,

подшипники качения  $\eta_{\text{пк}} = 0,99$ ,

на валу тихоходном ( ведомый вал редуктора)

передача зубчатая цилиндрическая  $\eta_{\text{цз}} = 0,99$ ,

подшипники качения  $\eta_{\text{пк}} = 0,99$ ,

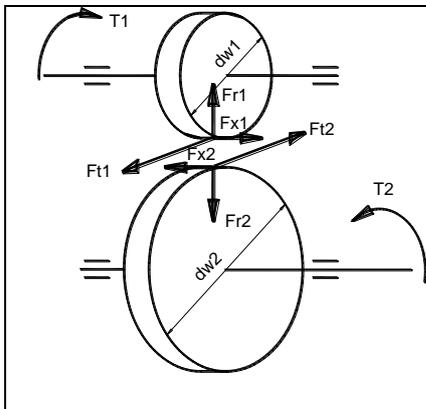
**Коэффициент полезного действия редуктора**

$$\eta = \eta_{\text{цз}}^2 * \eta_{\text{пк}}^3 = 0,99^2 \times 0,99^3 = 0,95.$$

Крутящие моменты на валах:

быстроходной  $T_5 = T_7 / u \eta = 250 / 12,5 \times 0,95 = 21, \text{ Нм},$

тихоходном  $T_7 = 250, \text{ Нм}$  (по исходным данным).

**Силы в зацеплении тихоходной пары**

 Рис. 3. Силы в зацеплении  
быстроходной пары:

окружная  $F_{t2} = 2T_{\text{пром}} / d_{w2} = -F_{t1}, \text{ Н}$ ,  
радиальная  $F_{R2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{Cos} \beta = -F_{R1}, \text{ Н}$ ,

осевая  $F_{x2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = -F_{x1}, \text{ Н}$ ;

тихоходной пары:  
окружная  $F_{t4} = 2T_T / d_{w4} = -F_{t3}, \text{ Н}$ ,  
радиальная  $F_{R4} = F_{t4} \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{Cos} \beta = -F_{R3}, \text{ Н}$ ,

осевая  $F_{x4} = F_{t4} \operatorname{tg} \beta = -F_{x3}, \text{ Н}$ .

окружная

$$F_{t4} = 2T_T / d_{w4} = 2 \times 250 / 151,33 = 3304, \text{ Н},$$

радиальная

$$F_{R4} = F_{t4} \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{Cos} \beta = 3304 \times \operatorname{tg} 20 / \operatorname{Cos} 16 = 1251, \text{ Н},$$

осевая

$$F_{x4} = F_{t4} \operatorname{tg} \beta = 3304 \times \operatorname{tg} 16 = 947, \text{ Н}.$$

Консольная нагрузка на конец тихоходного вала (таблица задания)  $R_T = 4000, \text{ Н}$ .

### Размеры тихоходного вала на основании исходных данных и конструктивных соотношений

Из таблицы задания и рис. 1 и 4 :

габаритная ширина редуктора  $B = 160$ , мм,

диаметр конца вала  $d_T = 35$ , мм,

длина конца вала  $l_T = 85$ , мм.

Назначаются:

расстояние между торцами подшипников  $L_n = B \times 0,56 = 90$ , мм,

диаметр под подшипники  $d_n = d_T + 5 = 40$ , мм,

диаметр под посадку зубчатое колеса  $d_1 = d_n + 5 = 45$ , мм,

диаметр упорного буртика  $d_2 = d_1 + 5 = 50$ , мм,

дистанционная длина от колеса до стенки редуктора  $l_d = 10$ . мм;

длина колец маслосащитных  $l_k = 10$ , мм;

Выбирается подшипник шариковый радиально-упорный легкой серии № 36208 ГОСТ 831-75 с характеристиками :

диаметр вала  $d = 40$ , мм,

диаметр наружный  $D = 80$ , мм,

ширина на диаметре  $d$   $B = 18$ , мм.

ширина габаритная  $T = B$ ,

радиус скругления колец  $r = 2$ , мм,

расстояние от подшипника до упорного выступа конца вала

$$L_1 = 0,31 L_n = 0,31 \times 90 = 28, \text{ мм,}$$

Пазы под шпонки (1, табл. П1)

на диаметр  $d_T$  ширина  $b = 10$  мм,

высота  $h = 8$ , мм,

длина  $l_o = 40$ , мм,

на диаметр  $d_1$  ширина  $b = 10$ , мм,

высота  $h = 8$ , мм,

минимальный диаметр канавок для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820-69 (1, таб. П4) на диаметре  $d_n$

$d_{\text{мин}} = 39,5$  мм с радиусом галтели канавки  $r = 1$ , мм,

радиусы галтелей на диаметрах  $d_T$  и  $d_1$   $r = 1$ , мм.

Шероховатости и посадки в соответствии с рис. 4.

Начальный вариант материала вала

Сталь 45 по ГОСТ 1050-72.

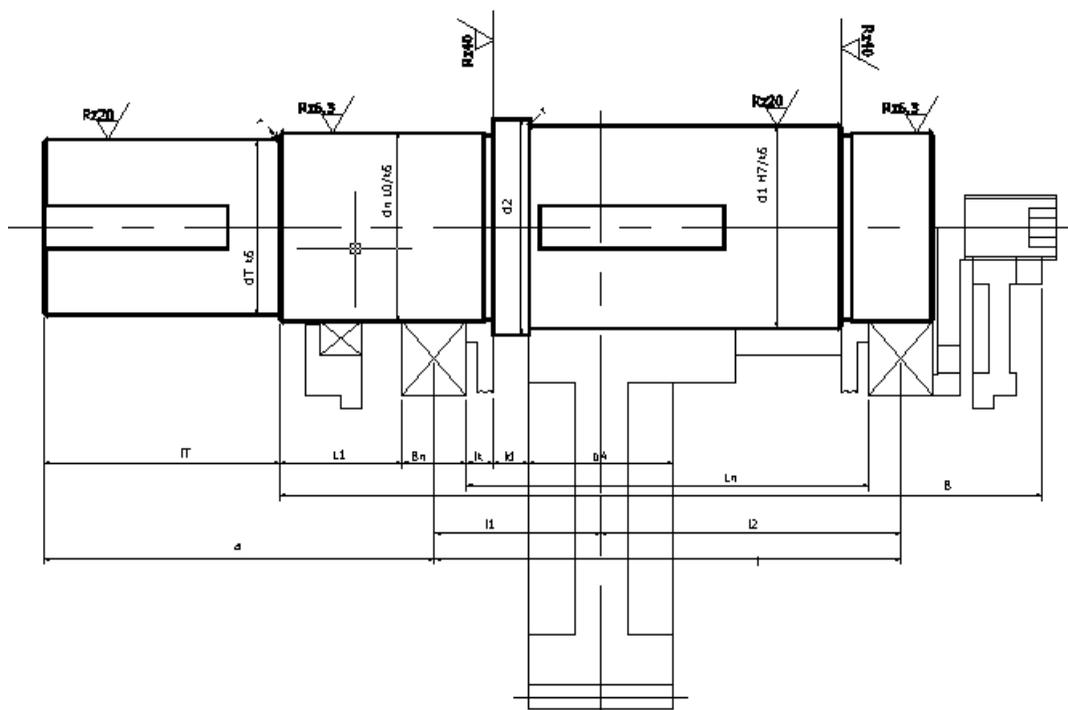


Рис. 4. Назначение размеров, посадок и шероховатостей тихоходного вала

### Размеры расчетной схемы вала:

- пролет между опорами  $l = L_n + B_n = 90 + 18 = 108$  мм,

- длина участков вала

$$l_1 = 0,5 b_4 + l_d + l_k + 0,5 B_n = 0,5 \cdot 26 + 10 + 10 + 0,5 \cdot 18 = 42$$

мм,

$$l_2 = l - l_1 = 108 - 42 = 66 \text{ мм};$$

- вылет  $a = l_r + L_1 + 0,5 B_n = 85 + 28 + 0,5 \cdot 18 = 122$  мм.

Расчетная схема вала, полученная на основании этого выбора на рис. 5.

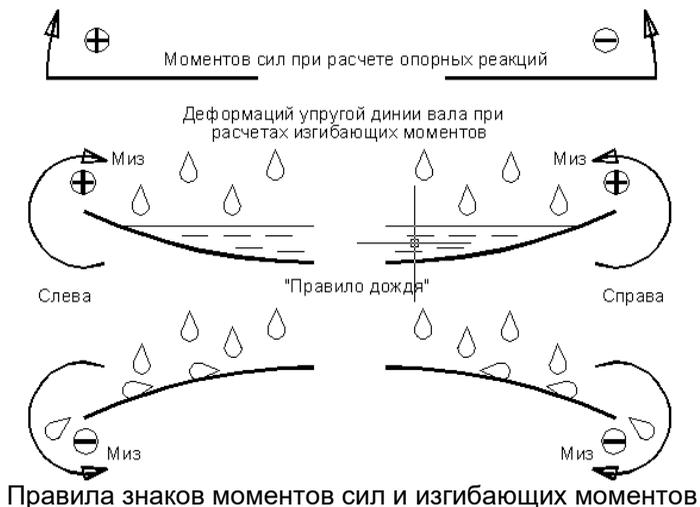
## 2.2. Расчеты опорных реакций и изгибающих моментов вала при действии номинального крутящего момента

Основой для расчета является расчетная схема вала, в которой приведены размеры участков вала и приложенные нагрузки (рис.

5).

**Исходные данные по таблице задания и расчетам п. 2.1**

Вылет конца вала	$a =$	<b>122</b>	мм
Пролет от левой опоры до зубчатого колеса	$l_1 =$	<b>42</b>	мм
Пролет от правой опоры до зубчатого колеса	$l_2 =$	<b>66</b>	мм
Пролет между опорами	$l = l_1 + l_2 =$	<b>108</b>	мм
Делительный диаметр зубчатого колеса	$dw_4 =$	<b>151,33</b>	мм
Силы в зацеплении	окружная	$F_{t4} =$	<b>3304</b> Н
	радиальная	$F_{R4} =$	<b>1251</b> Н
	осевая	$F_{x4} =$	<b>947</b> Н
Радиальная сила на конце вала	$R_T =$	<b>4000</b>	Н
Крутящий момент 132510	$T_T =$	<b>250</b>	Н*мм



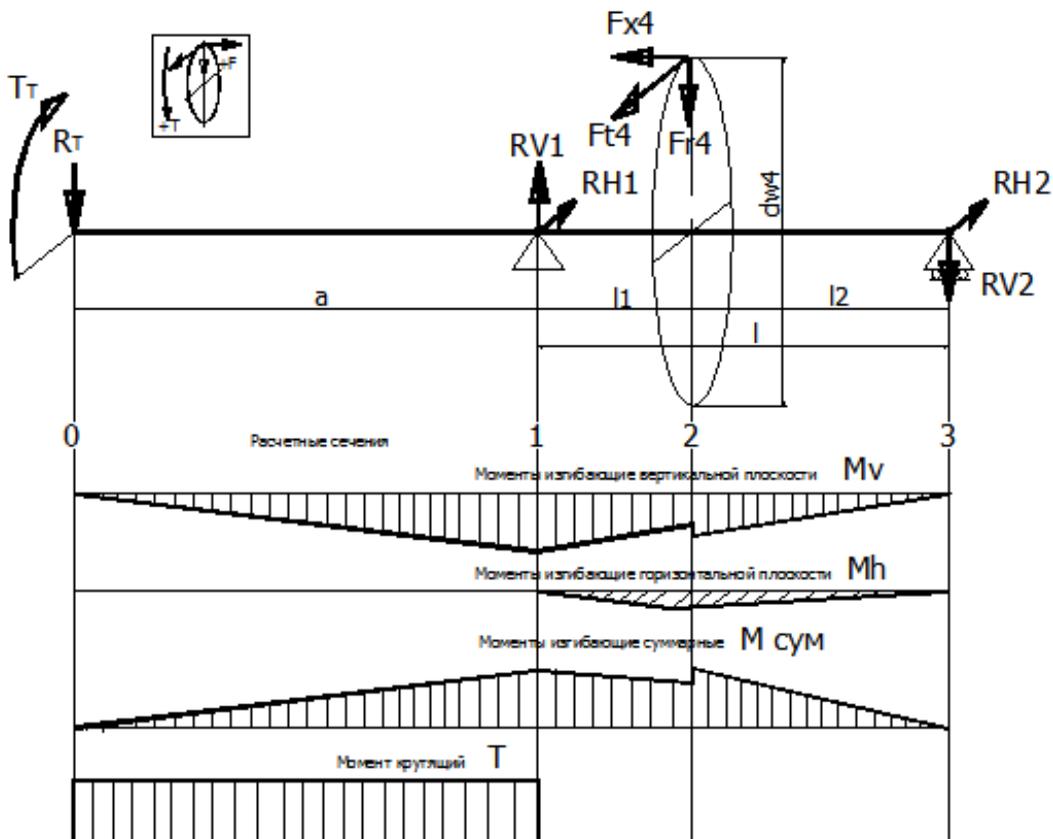


Рисунок 5. Расчетная схема тихоходного вала по компоновке рис. 1 и эскизу рис. 4.

### Расчеты опорных реакций из статических условий равновесия

#### В вертикальной плоскости

Сумма моментов сил относительно правой опоры из условия равновесия:

$$\Sigma M_{V2} = - R_T \cdot (a + l) + R_{V1} \cdot l - F_{R4} \cdot l_2 - F_{X4} \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 0 ,$$

откуда

вертикальная реакция на левой опоре

$$R_{V1} = \frac{R_T \cdot (a + l) + F_{R4} \cdot l_2 + F_{X4} \cdot \frac{d_{w4}}{2}}{l} =$$

$$\frac{4000(122 + 108) + 1251 * 66 + 947 \frac{151,33}{2}}{108} = 9946,49, \text{ Н}$$

Сумма моментов сил относительно правой опоры из условия равновесия:

$$\Sigma M_{V1} = -R_T * a + F_{R4} * l_1 - F_{X4} * d_{w4} / 2 + R_{V2} * l = 0, \text{ от-}$$

куда

вертикальная реакция на правой опоре

$$R_{V2} = \frac{R_T a - F_{R4} l_1 + F_{X4} \frac{d_{w4}}{2}}{l} =$$

$$\frac{4000 * 122 - 1251 * 42 + 947 \frac{151,33}{2}}{108} = 4695,49, \text{ Н}$$

### В горизонтальной плоскости

Сумма моментов сил относительно правой опоры:

$$\Sigma M_{H2} = R_{H1} * l - F_{t4} * l_2 = 0, \text{ откуда}$$

Горизонтальная реакция на левой опоре

$$R_{H1} = \frac{F_{t4} l_2}{l} = \frac{3304 * 66}{108} = 2019,11 \text{ Н.}$$

Сумма моментов сил относительно левой опоры:

$$\Sigma M_{H1} = R_{H2} * l - F_{t4} * l_1 = 0, \text{ откуда}$$

Горизонтальная реакция на правой опоре

$$R_{H2} = \frac{F_{t4} l_1}{l} = \frac{3304 * 42}{108} = 1284,89 \text{ Н.}$$

Суммарная реакция на левой опоре

$$R_1 = \sqrt{R_{V1}^2 + R_{H1}^2} = \sqrt{9946,49 + 2019,11} = 10149 \text{ Н.}$$

Суммарная реакция на правой опоре

$$R_2 = \sqrt{R_{V2}^2 + R_{H2}^2} = \sqrt{4695,49 + 1284,89} = 4868 \text{ Н.}$$

### Расчеты изгибающих моментов в нагруженных сечениях вала

Моменты изгибающие в вертикальной плоскости ;

в сечении 1 по левой опоре

$$M_{V1} = -R_T a = -4000 \times 122 = -488000 \text{ Н*мм}$$

в сечении 2 зубчатого колеса слева

$$M_{V2L} = -R_T(a + l_1) + R_{V1}l_1 = -4000 \times (122 + 42) + 9946,49 \times 42 = -238247 \text{ Н*мм}$$

в сечении 2 зубчатого колеса справа

$$M_{V2R} = -R_{V2}l_2 = -4695,49 \times 66 = -309902 \text{ Н*мм}$$

Моменты изгибающие в горизонтальной плоскости  
в сечении 2 зубчатого колеса слева

$$M_{H2L} = R_{H1}l_1 = 2019,11 \times 42 = 84802,67 \text{ Н*мм.}$$

в сечении 2 зубчатого колеса справа

$$M_{H2R} = R_{H2}l_2 = 1284,89 \times 66 = 84802,67 \text{ Н*мм}$$

Момент изгибающий суммарный в сечении 2 зубчатого колеса  
слева

$$M_{2L} = \sqrt{M_{V2L}^2 + M_{H2L}^2} = (-238247^2 + 84802,67^2)^{0,5}.$$

$$= 252890 \text{ Н*мм}$$

Момент изгибающий суммарный в сечении 2 зубчатого колеса  
справа

$$M_{2R} = \sqrt{M_{V2R}^2 + M_{H2R}^2} = (-309902^2 + 84802,67^2)^{0,5} = 321296 \text{ Н*мм}$$

Эпюры изгибающих моментов приведены под расчетной схемой, рис. 5, и построены в соответствии с их знаками на сжатой стороне упругой линии вала. Эпюра суммарного изгибающего момента всегда положительная.

По расчетной схеме момент крутящий равномерно распределен вдоль оси вала между входным концом вала (сечение 0) и зубчатым колесом (сечение 2).

Из расчетов следует что моменты изгибающие в данной схеме нагружения равны нулю на концах вала (сечения 0 и 3) и

имеют наибольшие значения в сечении 1 по левой опоре и в сечении 2 по зубчатому колесу справа. Эти сечения предварительно полагаются "опасными", т.е. требующими проверочного расчета.

### 2.3. Расчеты и оценка напряжений в опасных сечениях вала

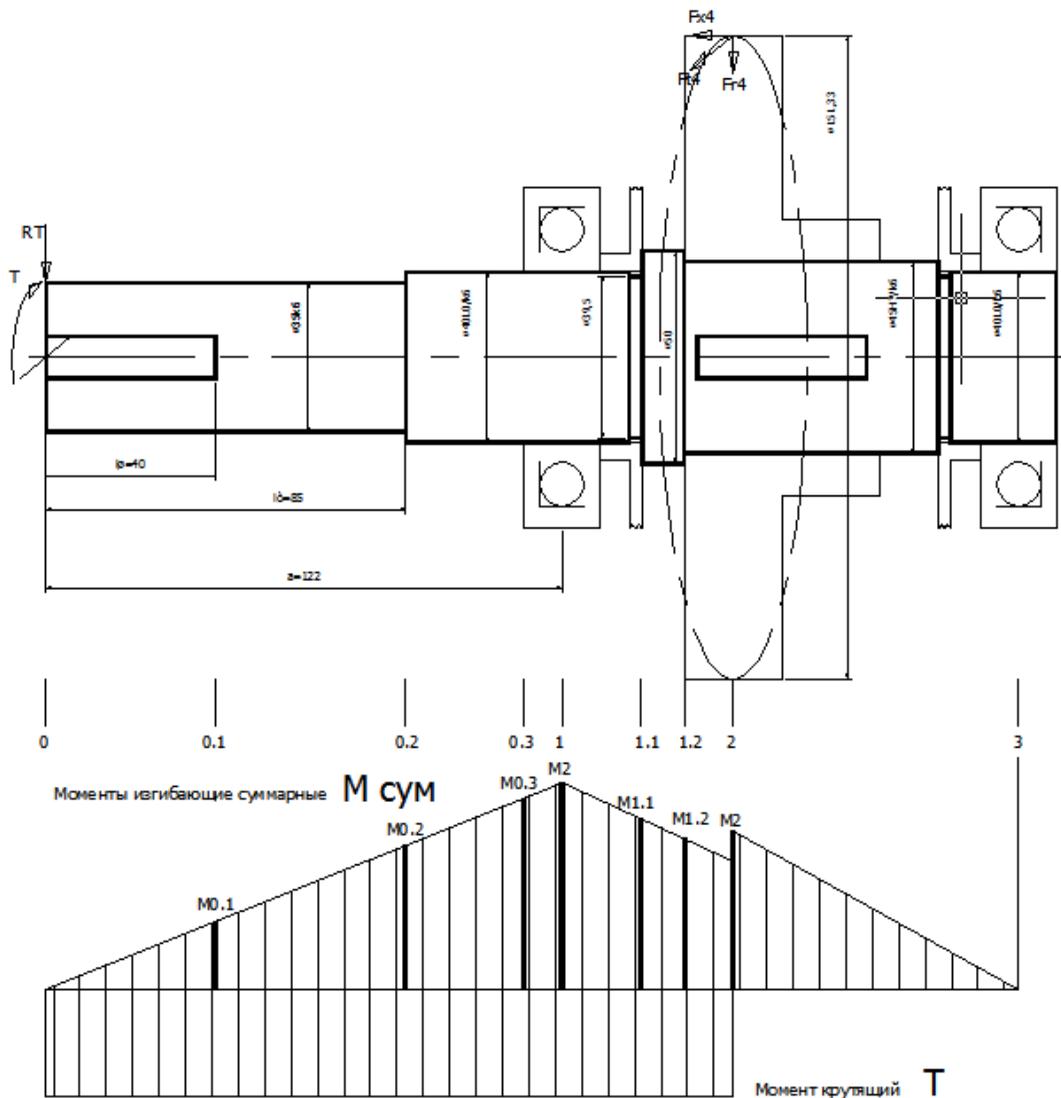


Рис. 6. Эскиз вала по расчетным размерам и эпюры изгибающего и крутящего моментов.

Сечения 0.1, 0.2, 0.3 1, 1.1, 1.2, 2 – потенциально опасные сечения для проверочного расчета.

При совмещении эскиза вала по размерам п. 2.1., и эпюр суммарного изгибающего и крутящего моментов по расчетам п. 2.2. заметно, что при ступенчатых диаметрах вала большие изгибающие моменты при наличии равномерно распределенного крутящего момента действуют на больших диаметрах, а меньшие моменты действуют на меньших диаметрах. Поэтому проверке подлежат как сечения с максимальными моментами, так и сечения с минимальными диаметрами. Критерием опасности выбирается **эффективное напряжение**, учитывающее одновременное действие изгиба и кручения, а также влияние факторов концентрации напряжений на развитие усталостного повреждения в области проверяемого сечения. На рис. 6 приведены потенциально опасные сечения, из которых:

- **сечение 0.1** на наименьшем диаметре вала 35 мм, ослабленное пазом под шпонку 10x8,

фактор концентрации напряжений – углы выборки под шпоночный паз,

факторы нагрузки:

изгибающий момент  $M_{0.1} = R_T * I_0 = 4000 * 40 = 160000$  Нмм,

крутящий момент  $T_T = 250000$  Нмм;

- **сечение 0.2** на наименьшем диаметре вала 35 мм,

фактор концентрации - галтель радиуса 1 мм в переходе диаметра 35 в диаметр 40 мм,

факторы нагрузки:

изгибающий момент  $M_{0.2} = R_T * I_T = 4000 * 85 = 340000$  Нмм,

крутящий момент  $T_T = 250000$  Нмм;

- **сечение 0.3** на посадочном диаметре под подшипник 40 мм,

фактор концентрации напряжений - краевое давление посаженного подшипника на вал,

факторы нагрузки:

изгибающий момент расчетный  $M_{V1\ 0.2} = M = 488000$  Н\*мм,

крутящий момент  $T_T = 250000$  Нмм;

- **сечение 1.1** на посадочном диаметре под подшипник 40 мм, ослабленное проточкой для выхода шлифовального круга диаметром 39,5 мм с радиусом галтели 1 мм,

фактор концентрации напряжений - галтель радиуса 1 мм в переходе диаметра 39,5 в диаметр 50 мм,

факторы нагрузки:

изгибающий момент расчетный  $M_{1.1} = M_{V1} = 488000$  Н\*мм,

крутящий момент

$$T_T = 250000 \text{ Нмм};$$

- **сечение 1.2** на посадочном диаметре зубчатого колеса 45 мм,  
фактор концентрации напряжений - галтель радиуса 1 мм в переходе диаметра 50 в диаметр 45 мм,

факторы нагрузки:

изгибающий момент расчетный  $M_{1.2} = M_{2L} = 252890 \text{ Н*мм}$ ,

крутящий момент

$$T_T = 250000 \text{ Нмм};$$

- **сечение 2** на посадочном диаметре зубчатого колеса 45 мм,  
ослабленное пазом под шпонку 14x9,

фактор концентрации напряжений - края выборки под шпоночный паз,,

факторы нагрузки:

изгибающий момент расчетный  $M_{1.2} = M_{2L} = 252890 \text{ Н*мм}$ ,

крутящий момент

$$T_T = 250000 \text{ Нмм}.$$

Расчеты эффективных напряжений в выбранных сечениях выполнены в табл. 6. для параметров прочности вала ([1], табл. 15):

Марка стали Сталь 45 ГОСТ 1050-88,

Твердость по Бринелю 270 НВ

Предел прочности  $\sigma_B$ , 900 МПа,

Предел текучести  $\sigma_T$ , 650 МПа,

Предел выносливости  $\sigma_{-1}$  380 МПа



Таблица 6. Параметры и расчеты напряжений в проверяемых сечениях

Параметры расчета для сечений	0.1	0.2	0.3	1.1	1.2	2
Диаметр вала $d$ , мм	35	35	40	39,5	45	45
Момент сопротивления при изгибе, $W_x = \pi d^3 / 32$ , мм <sup>3</sup>	3660	4207	6280	6047	8942	7800
Момент изгибающий, Нмм	160000	340000	-488000	-488000	321296	321296
Напряжения изгиба $\sigma = M / W_x$ , МПа	44	81	-78	-81	36	41
Момент сопротивления при кручении $W_\rho = \pi d^3 / 16$ , мм <sup>3</sup>	7870	8414	12560	12094	17884	16740
Момент крутящий, Нмм	250000	250000	250000	250000	250000	250000
Напряжения кручения $\tau = T_\tau / W_\rho$ , МПа	32	30	20	21	14	15
<b>Напряжения эквивалентные</b> $\sigma_\varepsilon = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2}$ , МПа	<b>78</b>	<b>101</b>	<b>88</b>	<b>91</b>	<b>46</b>	<b>51</b>
Фактор концентрации напряжений	Шпон.паз	Галтель	Посадка	Галтель	Галтель	Шпон.паз
Коэффициент концентрации напряжений $K_\sigma$ ва- ла ([1], табл. П 5, П8, П9)	2,14	2,14	3,89	2,45	2,14	2,14
<b>Эффективное напряжение</b> $\sigma_E = \sigma_\varepsilon K_\sigma$ , МПа	<b>167</b>	<b>216</b>	<b>342</b>	<b>223</b>	<b>98</b>	<b>109</b>
<b>Коэффициент запаса динамической прочно- сти</b> $S = \sigma_{-1} / \sigma_E$	<b>2,28</b>	<b>1,76</b>	<b>1,11</b>	<b>1,7</b>	<b>3,88</b>	<b>3,49</b>

Примечания:

1) Моменты сопротивления сечений, ослабленных шпоночным пазом по [1], табл. П.1.

2) Эквивалентные напряжения в соответствии с 3 теорией прочности.

3) Табличный выбор коэффициентов концентрации напряжений выполняется с использованием линейной интерполяции

Результатами расчетов табл.6 являются эквивалентные напряжения и эффективные напряжения.

**Эквивалентные напряжения** - рассматриваются в дальнейших расчетах как

средние напряжения, действующие в сечениях вала с вероятностью 0,5 или 50 %, и используются в модели нагруженности сечения.

**Эффективные напряжения** – это наибольшие напряжения, обусловленные факторами концентрации напряжений посредством коэффициентов концентрации напряжений и служат для оценки опасности напряженного состояния по коэффициентам запаса динамической прочности.

(табл. 6). Нормативный коэффициент  $S$  в диапазоне 1,7 – 2,5 соответствует неограниченному ресурсу вала с доверительной вероятностью в диапазоне 0,95 – 0,75.

С этой точки зрения характеристики напряжений вала:

**сечение 0.1:** коэффициент запаса динамической прочности близок к верхней границе, но есть вероятность ограниченного ресурса, желательна его проверка;

**сечения 0.2 и 1.1 :** коэффициенты запаса динамической прочности на нижней границе, высока вероятность ограниченных ресурсов, весьма желательна их проверка;

**сечение 0.3** коэффициент запаса динамической прочности недостаточный, высока вероятность недостаточного ресурса, обязательна его проа;

**сечения 1.2 и 2 :** коэффициенты запаса динамической прочности превышают верхнюю границу, ресурсы в сечениях неограничены, сечения исключаются из дальнейших расчетов.

## 2.4. Характеристики выносливости детали в опасных сечениях



Характеристики выносливости содержатся в графиках кривых выносливости, получаемых из испытаний партии образцов. Если испытываются стандартные образцы, получаются характеристики выносливости материала  $\sigma_{-1}$  при симметричном цикле динамического напряжения ([1], табл.15). Если испытываются конкретные детали, получаются характеристики выносливости этой детали  $\sigma_{-1Д}$  (рис. 7), в данном случае вала.

$\sigma_{-1Д}$  - неограниченный предел выносливости,  
 $N_{G\sigma}$  - базовое число циклов,  
 $m$  - показатель кривой выносливости

На графике ось ординат представляет амплитуды эквивалентных напряжений вала  $\sigma$ . Абсцисса амплитуды  $\sigma$  в точке пересечения с кривой выносливости дает число циклов до разрушения  $N_{\sigma}$  при стационарных напряжениях (условие разрушения сверху выноски). Для массива амплитуд  $\sigma_j$ , сгруппированных по уровням ( $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ), не дорабатывающих до кривой выносливости, условие разрушения от их суммарного воздействия под выноской.

### 2.4.1. Пределы выносливости

При определении ресурса действующие в сечениях вала динамические напряжения определяются по средним эквивалентным напряжениям (табл. 6). Коэффициенты концентрации вместе с другими физическими факторами определяют на снижение предела выносливости.

В соответствии с ГОСТ 25.504-82 предел выносливости детали в опасном сечении

по нормальным напряжениям:

$$\sigma_{-1Д} = \frac{\sigma_{-1} K_1}{K_H}$$

где

$\sigma_{-1}$  - предел выносливости материала, [1], табл. 15;

$K_1$  – коэффициент, учитывающий снижение механических свойств материала с ростом

размера заготовок. Для  $d \leq 150$  мм  $K_1 = 1 - 0,2 \lg(d / 7,5)$ .

Коэффициенты, учитывающие снижение пределов выносливости детали по нормальным напряжениям:

$$K_H = \left( \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{Fo}} - 1 \right) \frac{1}{K_V}$$

$K_\sigma$  - коэффициент концентрации напряжений при действии эквивалентного напряжения. Виды концентраторов для расчетных сечений, численные значения и ссылки на справочные данные в таблице 7 расчетов.

$K_{d\sigma}$  - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения.

$K_{Fo}$  - коэффициент влияния качества обработки поверхности.

при  $R_z > 1$  мкм (рис. 4)  $K_{Fo} = 1 - 0,22 (\lg(\sigma_B / 20) - 1) \lg R_z$ ,

$\sigma_B$  - предел прочности материала вала [1], табл. 15,

$R_z$  - шероховатость поверхности в области расчетного сечения, рис. 4.

$K_V$  – коэффициент повышения предела выносливости вала методами поверхностного

упрочнения. В исходном варианте упрочняющие технологии не применяются,  $K_V = 1$ .

Расчеты пределов выносливости в выбранных опасных сечениях сведены в расчетную таблицу 7.

#### 2.4.2. Показатель кривой выносливости

$m$  – показатель кривой выносливости (рис. 7), от которого зависит наклон левой ветви;

кривой выносливости. Принимается:

$$m = C / Kn,$$

где:

$$C = 5 + \sigma_v / 80;$$

Расчеты показатель кривой выносливости в выбранных опасных сечениях сведены в расчетную таблицу 7.

#### 2.4.3. Базовое число циклов

$NG\sigma$  – базовые числа циклов (рис. 7), характеризующее абсциссу точки слома кривой выносливости. По экспериментальным данным может находиться в диапазоне 2000000 .. 6000000 циклов.

Для всех сечений вала принимается  $NG\sigma = 2000000$  циклов.

Таблица 7. Расчеты пределов выносливости в выбранных опасных сечениях

Расчетное сечение №, рис. 6	0.1	0.2	0.3	.1.1
Диаметр вала (дубль из табл. 2) $d$ , мм	35	35	40	39,5
$\sigma_{-1}$ , Мпа [1], табл. 15	380	380	380	380
$K_1 = 1 - 0,2 \lg(d / 7,5)$	0,866	0,866	0,855	0,856
Вид концентрации напряжений напряжений Справ. данные из [1]	Шпон.паз 10x8 табл.П1.8	Галтель $r = 1$ табл.П1.5	Посадка ПК табл.П1.9	Галтель $r = 1$ табл.П1.5
$K_\sigma$	2,14	2,14	3,89	2,45
$K_{d\sigma}$ [1], табл. П10	0,88	0,88	0,84	0,84
$\sigma_B$ , Мпа [1], табл.15	900	900	900	900
$R_z$ рис. 4	20	20	6,3	20
$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 (\lg(\sigma_B / 20) - 1) \lg R_z$	0,813	0,813	0,885	0,813
$K_V$	1	1	1	1
$K_H = (K_\sigma / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) (1 / K_V)$	2,662	2,662	4,761	3,147
$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} K_1 / K_H$ , МПа	124	124	68	103
$C = 5 + \sigma_B / 80$	16,25	16,25	16,25	16,25
$m = C / K_H$	6	6	3	5
Расчетное сечение №, рис. 6 (дубль)	0.1	0.2	0.3	.1.1

Из сопоставления параметров по столбцам таб. 6 основной вклад в снижение пределов выносливости детали вносят коэффициенты концентрации напряжений.

Наименьшие пределы выносливости получены в сечениях 0.3 и 1.1, в местах посадки на вал подшипника и зубчатого колеса, дающие наибольшие коэффициенты концентрации напряжений.

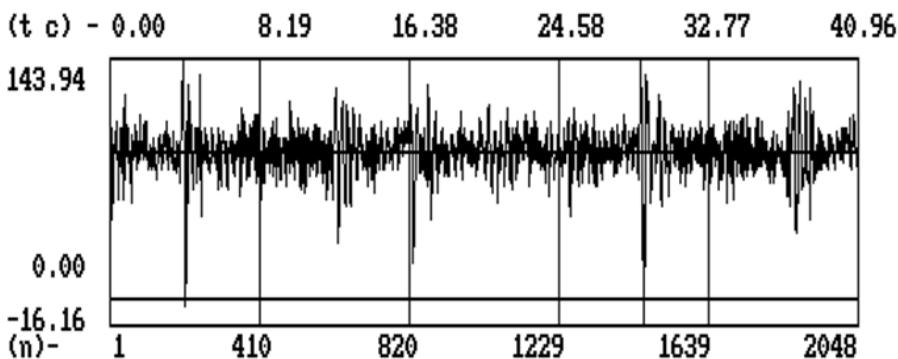
## 2.5. Параметры динамических нагрузок и напряжений

**Назначение редуктора:** приводы конвейеров непрерывного транспорта и технологических конвейеров межоперационного транспорта. Характеристика динамичности нагрузки, [1], табл. 20, **коэффициент вариации нагрузки** и линейно связанных с нагрузкой напряжений (формулы связи в п. 2.1, 2.2, табл. 6) принимается для всех заданий  $V\sigma = 0,15$ .

### Закон распределения ординат и амплитуд напряжении вала

получается из статистической обработки натурной записи (осциллограммы) напряжений из банка данных кафедры ОКМ, рис.8.

lmd-0-02.4kr



ОКНО ? (А/Н)

МАКС.	МИН.	М.О.	ДИСП.	С.К.О.	РАЗМ.
143.9	-16.2	88.0	174.6	13.2	МПа

**Рисунок 8.** Динамический процесс напряжений в сечении вала 0.3 и его статистические характеристики

На рис.8 : dmd-0-02.4kr - имя файла в банке динамических процессов;

$t = 40,96$  с - время записи;

$n = 2048$  - число ординат процесса, считанных через 0,02 с ( $0,02 \times 2048 = 40,96$ с);

горизонтальная прямая пересекающая весь динамический процесс - среднее

значение  $\sigma_{ср}$  (М.О.), рассчитанное в табл. 6, как эквивалентное напряжение в

наиболее опасном сечении 1.3;

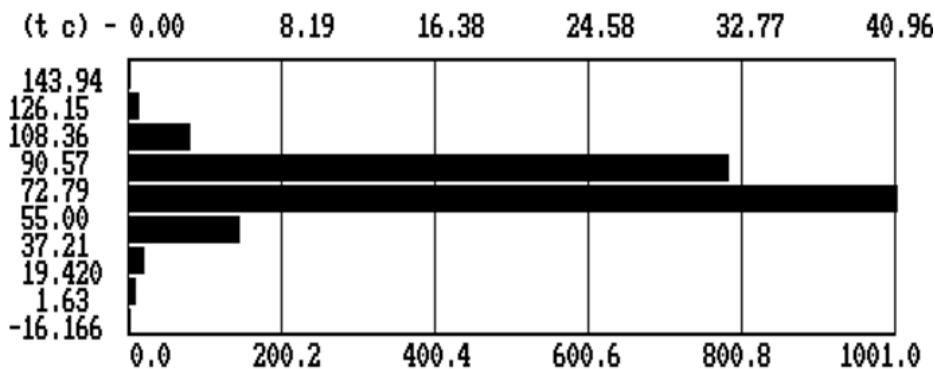
нижняя горизонтальная прямая в окне записи - "0" записи, на которой  $\sigma = 0$ ;

характеристика динамичности процесса - среднее квадратическое

отклонение  $\sigma_{ско} = \sigma_{ср} \sqrt{\sigma} = 88 \times 0,15 = 13,2$  МПа

Техника адаптации динамической записи банка данных к расчетным параметрам конкретной работы (табл. 6) с использованием программы SPD7.ALT приводится в [1], и применяется лабораторных работах.

lmd-0-02.4kr



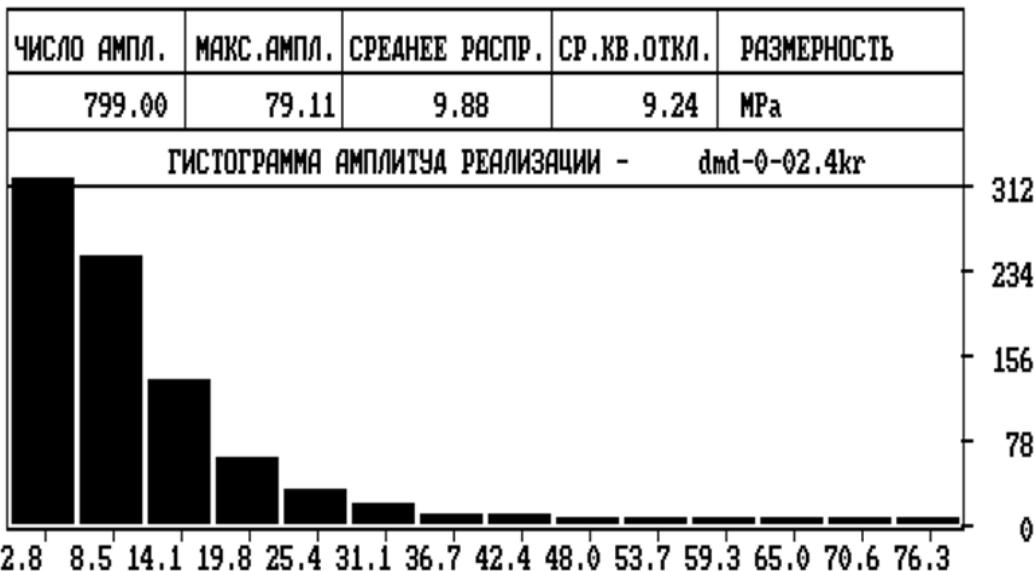
МАКС.	МИН.	М.О.	ДИСП.	С.К.О.	РАЗМ.
143.9	-16.2	88.0	174.6	13.2	МПа

ОКНО ? (Д/Н)

**Рисунок 9.** Гистограмма ординат напряжений для сечения вала 0.3. Ординаты, измеряемые от нулевой линии (рис.8), расположены горизонтально для удобства вписывания в формат А4 в наглядном масштабе. Статистические характеристики совпадают с рис. 8, т.к. в обработку включены все 2048 ординат. На вертикальной оси расположены значения разрядов в МПа. Длина столбцов гистограммы соответствует числу ординат, попавших в каждый разряд. В данном примере в разряд со значением 72, 79 МПа попали 1001 ордината.

**Рисунок 9.** Гистограмма ординат напряжений для сечения вала 0.3. Ординаты, измеряемые от нулевой линии (рис.8), расположены горизонтально для удобства вписывания в формат А4 в наглядном масштабе. Статистические характеристики совпадают с рис. 8, т.к. в обработку включены все 2048 ординат. На вертикальной оси расположены значения разрядов в МПа. Длина столбцов гистограммы соответствует числу ординат, попавших в каждый разряд. В данном примере в разряд со значением 72, 79 МПа попали 1001 ордината.

**ЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ** - схематизация по методу полных циклов



**Рисунок 10.** Гистограмма амплитуд напряжений для сечения вала 0.3.

Амплитуда каждого цикла получается:  $\sigma_{ai} = (\sigma_{maxi} - \sigma_{mini}) /$

2, МПа, с использованием двух ординат, размах между которыми ( $\sigma_{maxi} - \sigma_{mini}$ ) был не меньше цены одного разряда (около 5,7 МПа)

По оси абсцисс расположены значения разрядных амплитуд в МПа. Высота столбцов соответствует числу попаданий амплитуд в разряд. На данной гистограмме в разряд 2,8 МПа попали 312 амплитуд.

На накопление усталостного повреждения влияют амплитуды, имеющие величину  $\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1д}$  (эффективные амплитуды). Если предел выносливости  $\sigma_{-1д} = 68$  МПа в сечении вала 0.3, то эффективными амплитудами будут только 70,6 и 76,3 МПа.

## 2.6. Расчеты ресурса в наиболее опасном сечении вала

ЛИНЕЙНАЯ ГИПОТЕЗА		
УСТАЛОСТНОЕ ПОВРЕЖДЕНИЕ	СРЕДНИЙ РЕСУРС (ч)	98 - % РЕСУРС (ч)
65610.3	2662.5	606.1
ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ МАТЕРИАЛА ПОКАЗ. СТЕПЕНИ НАКЛОНА КРИВОЙ УСТАЛОСТИ КО ФФ. ВАРИАЦИИ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ КО ФФ. ВАРИАЦИИ АМПЛИТУДА БАЗОВОЕ ЧИСЛО ЦИКЛОВ		68 3 0.15 0.15 2000000
КОРРЕКТИРОВАННАЯ ГИПОТЕЗА		
СУММА ОТНОС. ДОЛГОВЕЧНОСТЕЙ	СРЕДНИЙ РЕСУРС (ч)	98 - % РЕСУРС (ч)
0.3541	942.8	214.6

**Рисунок 11.** Результаты расчета ресурса для сечения вала 0.3 по программе SPD7.ALT

Алгоритм расчета ресурса предусматривает расчет числа циклов эффективных амплитуд до разрушения, а затем расчет ресурса в часах.

Расчет среднего ресурса (с вероятностью 0,5 или 50%) по линейной гипотезе накопления усталостного повреждения основывается на уравнении наклонной ветви кривой выносливости (рис. 7) при многоступенчатом нагружении. Расчет среднего ресурса по скорректированной гипотезе выполняется по формуле:

среднее число циклов до разрушения  
, циклов,

$$N_{\sigma 0,5} = \frac{a_p \sigma_{-1D}^m N_{Go}}{\sum \sigma_j^{m_o} p_{jo}}$$

где корректирующая функция

$$a_p = \frac{\sum o_j p_j - 0,5o_{-1Д}}{o_{\max} - 0,5o_{-1Д}}$$

учитывает снижение предела выносливости под влиянием приложения максимальных амплитуд.

Средний ресурс в часах

$$t_{0,5} = \frac{N_{0,5}}{3600n_e}, \text{ час,}$$

где  $n_e = N \sum p_j e / t_{2048}$ , гц - средняя частота эффективных амплитуд;

$N$  - число амплитуд в распределении рис.10 (799);

$\sum p_j e$  - сумма вероятностей эффективных амплитуд;

$t_{2048}$ , - время записи 2048 ординат процесса рис. 8 (40,96)

Алгоритм расчета 98% ресурса использует функцию распределения ресурса с заданной вероятностью неразрушения, основанной на нормально - логарифмическом законе распределения ресурса

$$lgt_p = lgt_{0,5} - u_p S_{lgt_{0,5}},$$

где  $t_p$  – ресурс, час, соответствующий заданной вероятности безотказной работы детали  $P(T)$ ;

$$S_{lgt_{0,5}} = 0,434m \sqrt{V_{o_{-1Д}}^2 + V_{o_j}^2} \quad \text{- среднее}$$

квадратическое отклонение

логарифма среднего ресурса;

$m$  – показатель степени кривой выносливости ( $m = 3$ , рис. 10);

$V_{\sigma-1Д}$  – коэфф. вариации предела выносливости детали, принимается  $V_{\sigma-1Д} = 0,15$ ;

$V_{\sigma_j}$  - коэффициент вариации амплитуд напряжений, принимается  $V_{\sigma_j} = 0,15$ ;

$u_p$  – квантиль нормального распределения, соответствующий выбранной ВБР  $P(t)$ , [1], таб. П 14.

## 2.7. Графическое представление расчетных ресурсов и определение ресурса с требуемой ВБР

В нормально - логарифмических координатах функция распределения ресурса, рис. 12, спрямляется. Левая наклонная линия соответствует достигнутой функции

распределения ресурса, построенной по двум точкам:

ресурс (округленный до целых)  $t P = 943$  часа

при ВБР  $P(t) = 0,5$

и ресурс (округленный до целых)  $t P = 215$  часа

при ВБР  $P(t) = 0,98$

Достигнутый ресурс с требуемой ВБР получен в точке пересечения функции

распределения ресурса с требуемой ВБР (с округл. до 4 знака)

$P(t) = 0,9998$

**Достигнутый ресурс**

$t P = 71$  час

Правая наклонная линия (рис. 12) соответствует требуемой функции

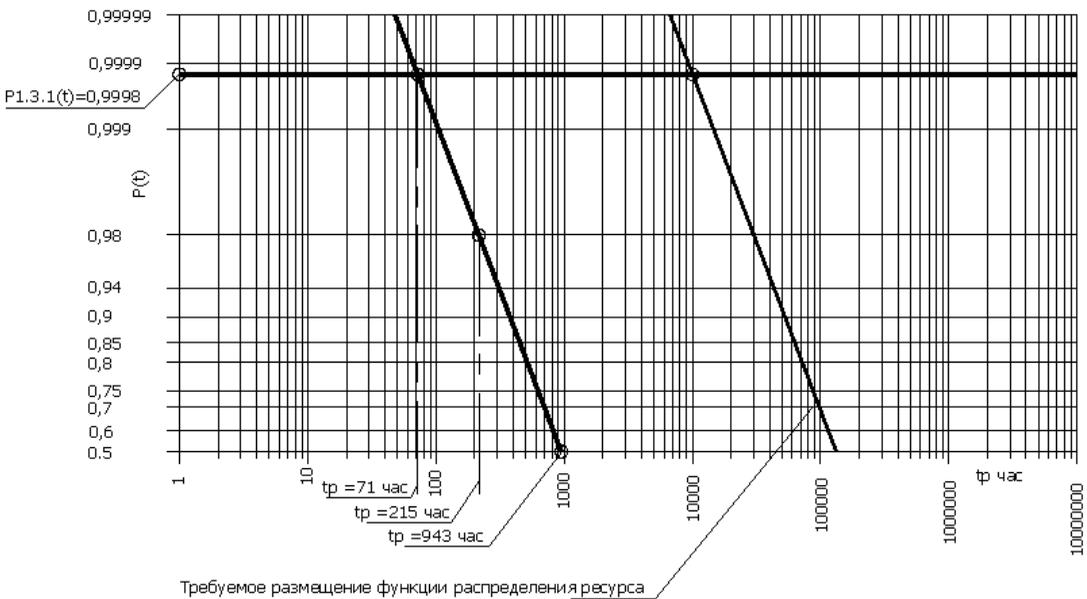
распределения ресурса. Графически она получена параллельным переносом

функции достигнутого ресурса по линии требуемой ВБР

$P(t) = 0,9998$

в точку со значением требуемого ресурса

$t P = 10000$  час



**Рисунок 12.** Достигнутая и требуемая функции ресурсов для сечения вала 0.3 из программы SPD7.ALT

## 2.8. Анализ расчетных ресурсов в наиболее опасном сечении вала

На основании ТЗ и структурного анализа, проведенного в п.1.3,

из табл. 5 следует: чтобы ТС имела на заданную наработку

$$t = 10000 \text{ час}$$

с заданной ВБР ТС

$$P(t) = 0,86$$

вал должен иметь ВБР (с округл. до 4 знака)

$$P_{1.3.1} = 0,9998$$

на ту же наработку.

Достигнутый при конструировании вала ресурс (п. 2.8) с требуемой ВБР

в расчетных сечениях 0.3 составляет

$$t_P = 71 \text{ час}$$

и является **недостаточным**.

### 3. РАЗРАБОТКА МЕР ПО СБЛИЖЕНИЮ ДОСТИГНУТОГО ТРЕБУЕМОГО УРОВНЕЙ ВБР ВАЛА

Алгоритм расчета ресурса при изменении параметров и размеров детали предусматривает, как и в основном варианте расчета (п. 2.5), расчет числа циклов эффективных амплитуд до разрушения с вероятностью 0,5 (формула (1), п. 2.6), расчет ресурса в часах (формула (2), п. 2.6), расчет ресурса с заданной вероятностью неразрушения (формула (3), п. 2.6), с подготовкой параметров по каждому мероприятию, т.е. достаточно трудоемкий метод.

В [1], п. 5.1, приводится метод приближенной оценки ресурса при изменениях параметров расчета. В [11] приводится оценка точности приближенного метода, который основывается на соотношении:

$$\frac{N_{0,5TP}}{N_{0,5ДОС}} = \frac{t_{TP}}{t_{ДОС}},$$

где индексами "ТР" и "ДОС" обозначаются параметры требуемые, к которым должна привести модернизация, и достигнутые в процессе предшествующего проектирования.

На рис. 12 между функциями ресурса достигнутой и требуемой на всех уровнях ВБР временная дистанция одинакова. Это говорит о справедливости приведенного соотношения для любой ВБР, и используется в расчетах для требуемой ВБР вала.

Модернизация проводится в наиболее напряженном месте вала, т.е., сечении 0.3, которое несет напрессованный подшипник левой опоры и имеет недостаточный достигнутый ресурс

$$t_{ДОС} = 71$$

с требуемой ВБР (п.1.3, с округлением до четвертого зна-

ка)  $P_{1.3.1}(t) =$   
 при требуемом ресурсе по ТЗ.  
 $t = 10000$

Для приближения к заданному ресурсу, начиная с наиболее простых в реализации принимаются следующие меры.

### 3.1. Снижение изгибающего момента на левой опоре.

Радиальную нагрузку на тихоходный вал приложить не на конец вала, а посередине посадочного участка длиной 85 мм. Тогда вылет  $a$  (рис. 6) сократится и станет

$$a = 122 - 42 = 80 \text{ мм}$$

Так как момент и напряжение пропорциональны вылету, повышенный ресурс  **$t_{пов}$**  (из соотношения (35), [1]):

$$t_{пов} = t_{дос} \left( \frac{M_{дос}}{M_{ум}} \right)^m$$

где показатель кривой выносливости в сечении 0,3 (табл. 7)  
 $m = 3$

для сечения 0.3, п. 2.7, 2.8,  
 $t_{пов} = 71 \times (122 / 80)^3 = 252 \text{ час}$

Этот ресурс вновь полагается достигнутым, и принимается следующая мера.

### 3.2. Повышение предела выносливости путем выбора нового материала:

материал вала Сталь 45 с пределом выносливости, табл.6,  
 $\sigma_{-1(45)} = 380$   
 и пределом выносливости детали в сечении 0.3, таб. 6,  
 $\sigma_{-1д(45)} = 68$   
 заменяется на материал Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71, термообработка

улучшение, твердость в расчетных сечениях НВ 250 – 280,  
 предел выносливости (таб. 15) [1]  
 $\sigma_{-1(40ХН)} = 420$

предел прочности (таб. 15 [1])  
 $\sigma_{в(40ХН)} = 920$

**Применяется технологическая операция накатки роликом** посадочной поверхности под подшипник, что дает упрочнение в соответствии с табл. П.11 [1] с коэффициентом упрочнения  $K_v = 1,9$

Применение параметров нового материала для расчетов по п. 2.4.1

даст предел выносливости детали в сечении 0.3  
 $\sigma_{-1д(40ХН)} = 143$

Повышенный ресурс с новым пределом выносливости детали по форм. (34), [1]

$$t_{пов} = t_{дос} (\sigma_{-1д(40ХН)} / \sigma_{-1д(45)})^m = 252 \times (143 / 68)^3 = 2344 \text{ час}$$

Этот ресурс (недостаточный) вновь полагается достигнутым, и принимается следующая мера.

### 3.3. Повышение посадочного диаметра.

Считая достигнутым в сечении 0.3 (рис. 6)  
 $d_{дос} = 40 \text{ мм}$

соответствии форм. (37), [1]:

$$d_{ТР} = d_{дос} \sqrt[3m]{\frac{t_{ТР}}{t_{дос}}}$$

или  $d_{ТР} = d_{дос} (t / t_{дос})^{(1 / 3m)} = 40 \times (10000 / 2344)^{(1 / 3 \times 3)}$   
 $= 47 \text{ мм}$

Так как на диаметр в сечении 0.3 устанавливается подшипник

качения, он может быть либо с превышением требуемого ресурса,

$d_{пов} = 50 \text{ мм}$

либо

$d_{пов} = 45 \text{ мм}$

По формуле (38), [1]  $t_{пов} = t_{дос} (d_{пов} / d_{дос})^3 m$ .

Тогда повышенные ресурсы с повышенными диаметрами:

$$t_{\text{пов}50} = 10000 \times (50 / 47)^{(3 \times 3)} = 17452 \text{ час}$$

$$t_{\text{пов}45} = 10000 \times (45 / 47)^{(3 \times 3)} = 7703 \text{ час}$$

Так как с диаметром 45 мм ресурс получается на  $100 \times (10000 - 7703) / 10000 = 23\%$  недостаточным, принимается диаметр под подшипник 50 мм.

Изменения параметров и конструкции вала по мероприятиям п. 3 на рис. 13.

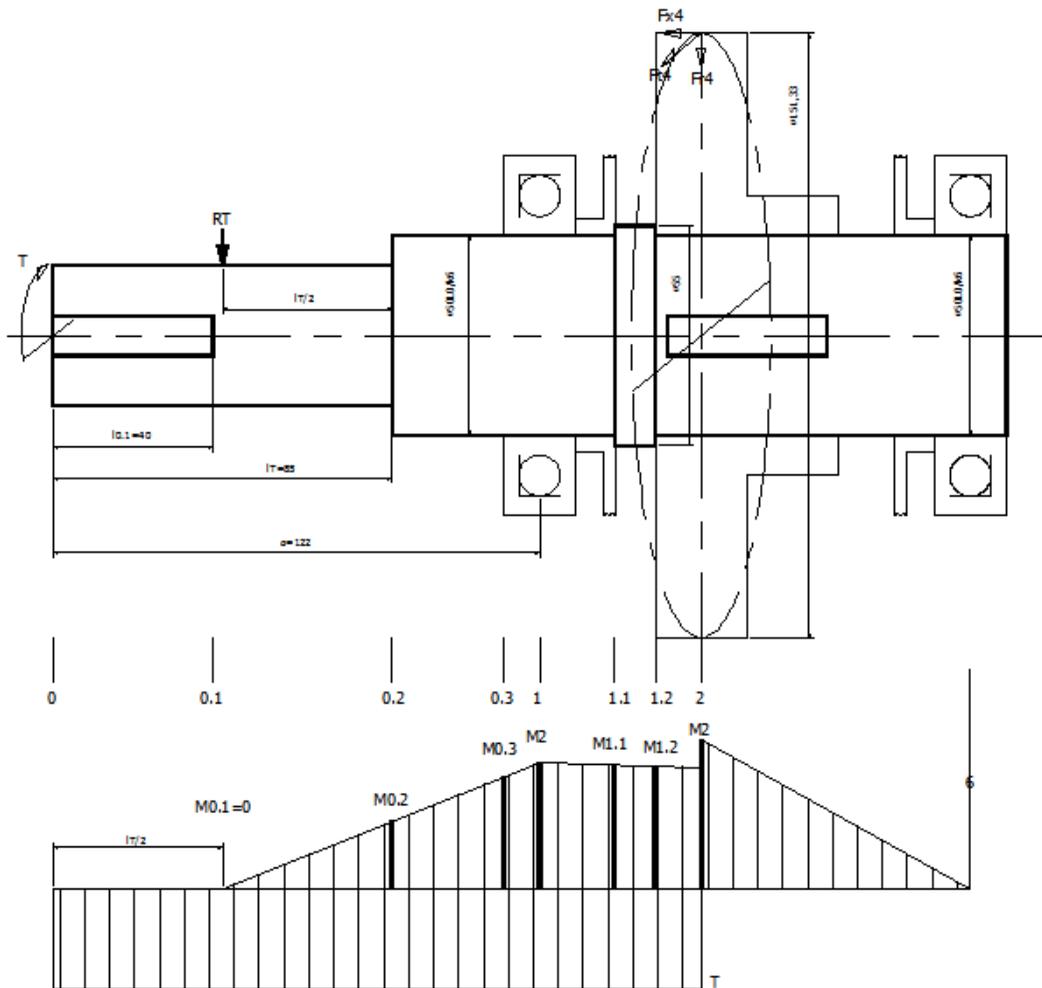


Рис.13. Изменения нагруженности и размеров вала в результате мер по повышению

достигнутого ресурса до заданного с требуемой ВБР.

## 4. РАЗРАБОТКА ВЫВОДОВ И РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО КОНСТРУКТИВНОМУ ИСПОЛНЕНИЮ ВЫБРАННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.

Характеристики объекта проектирования	Параметры и выводы	Примечания и ссылки
Проектируемая деталь	Вал тихоходный	Рис. 4
Требуемая ВБР детали Рдет(t)	0,999625	п. 1.3, табл.5
Требуемый ресурс детали tTP час	10000	ТЗ
Расчетное сечение	0.3	Рис. 6
Исходный диаметр вала <b>d</b> , мм	40	
Факторы нагрузки:	Мак.изгибающий и крутящий моменты	Рис. 6
Факторы концентрации напряжений:	посадка подшипника	Рис. 6
Достигнутый ресурс вала с требуемой ВБР <b>tдос1.3.1</b> , час	71	П. 2.8
Характеристика достигнутого ресурса	Недостаточный	П. 2.9

**Для достижения требуемого ресурса по расчетам п. 3 рекомендуется:**

1. Заменить материал вала Сталь 45 ГОСТ 1050-74 на материал Сталь 40Х ГОСТ 4543-71, термообработка улучшение, твердость в сечении 0.3 НВ 250 – 280.

2. Посадочные диаметры под подшипники увеличить с 40 до 50 мм, остальные диаметры назначить по условию сборки, оставив без изменения размеры посадочного конца вала под муфту.

3. Конструкция деталей, создающая радиальную нагрузку на конец вала под муфту или колеса передач должна обеспечи-

вать приложение равнодействующей силы на середине посадочной части конца вала.

4. Установить в качестве опор продшипники с посадочными диаметрами внутренних колец 50 мм.

Изменения размеров вала по рекомендациям п.4 приведены на рис. 13.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Курсовое проектирование технических систем с заданным уровнем надежности. Учебн. пособие/ А.А. Андросов, Ю.П. Маньшин, Е.Ю. Маньшина-Ростов н/Д: Издат.центр ДГТУ, 2013.-93с.

2. Волков Д. П., Николаев С. Н. В 67 Надежность строительных машин и оборудования: Учеб. пособие для студентов вузов.-М.: Высш шко-ла, 1979.-400 с, ил.

3. Дружинин Г. В. Распределение показателей надежности по элементам сложной системы с учетом затрат на проектирование, производство и эксплуатацию.— Надежность и контроль качества, 1974, № 2.

4. В.И.Анурьев. Справочник конструктора – машиностроителя в 3 томах, М, «Машиностроение» 1980.

5. В.В.Гнеденко, Ю.К.Беляев, А.Д.Соловьев. Математические методы в теории надежности, «Наука», Москва, 1963 г.

6. Расчет деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. «Машиностроение» Москва.1985 г.

7. Чернавский С.А. Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие.М:Машиностроение, 1984.

8. Приводы машин. Справочник. /Под ред. В.В.Длоугого. Л. : Машиностроение, 1982.

9. РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. Учебное пособие Под общей редакцией проф. А.А. Андросова. Ростов-на-Дону 2002.

10. Подшипники качения. Справочник. Под ред. В.Н.Нарышкина. Москва «Машиностроение» 1984.

11. Маньшин Ю.П. Приближенная оценка ресурса детали, обеспечивающая ее требуемый ресурс с заданной вероятностью безотказной работы//Ю.П. Маньшин, Е.Ю. Маньшина//Вестник машиностроения. -2017.-№12.-С.20-24.

12. Маньшин Ю.П. Надежность деталей и неремонтируемых узлов при проектировании машин / Ю.П. Маньшин, Е.Ю. Маньшина // Вестник ДГТУ, № 4, 2018, с. 392// Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2018. — Т. 18, № 4(2018). — С. 392–400.