

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Севастопольский государственный университет»

ПАКЕТ УЧЕБНЫХ ПРОГРАММ ДЛЯ ЭВМ

Методические указания
к разделам курсовых проектов по дисциплинам "Детали машин и основы
конструирования" и "Прикладная механика" для студентов технических
специальностей дневной и заочной форм обучения

Севастополь
2015

УДК 621.81. 001

Пакет учебных программ для ЭВМ: метод. указания к разделам курсовых проектов по дисц. «Детали машин и основы конструирования» и «Прикладная механика» для студ. техн. специал. днев. и заоч. форм обуч. / Сост. В.И. Пахалюк, Л.В. Зуева, А.М. Поляков. – Севастополь: Изд-во СевГУ, 2015. – 48 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам при выполнении расчетов с помощью ЭВМ по тематике курсовых проектов по дисциплинам кафедры. По разработанным на кафедре пользовательским программам могут быть выполнены расчеты гибких передач (всех типов ременных и цепных), зубчатых цилиндрических и конических, червячных, силовых планетарных и волновых, кинематических планетарных и волновых, деталей передач (расчет валов на жесткость и прочность, и выбор подшипников качения). В них учтены все современные научные и технические достижения и рекомендации последних стандартов. Использование программ существенно сокращает при разработке проекта рутинную вычислительную работу и позволяет сосредоточиться на его оптимизационном и конструкторском аспекте. Наличие необходимого справочного материала позволяет практически без привлечения дополнительных источников выполнять подготовку всех необходимых данных для их ввода в интерактивном режиме. Методические указания могут быть использованы в изучении дальнейших дисциплин при проектировании, например, коробок скоростей станков, приспособлений станков, различных приводов, в том числе и робототехнических и т. п.

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Техническая механика и машиноведение» (протокол № 6 от 29 июня 2015 г.).

Допущено учебно-методическим советом Политехнического института СевГУ в качестве методических указаний.

Рецензенты:

заведующий кафедрой «Технология машиностроения», профессор Братан С.М.;
доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Сопин П.К.

СОДЕРЖАНИЕ

1 ПЕРЕДАЧИ ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ	
1.1 Расчет клиноременной передачи по допускаемым напряжениям (программа CLINDP.EXE).....	4
1.2 Расчет клиноременной передачи по ГОСТ 1284.1–89 – 1284.2–89 (программа CLIN.EXE).....	5
1.3 Расчет синхронной передачи (зубчатым ремнем) по ОСТ 38–05227–81 (программа REMPZ.EXE).....	7
1.4 Расчет передачи пленочными ремнями по допускаемым напряжениям (программа PLEN.EXE).....	8
1.5 Расчет передачи поликлиновыми ремнями по допускаемым напряжениям (программа POLICL.EXE).....	9
1.6 Расчет цепной передачи (программа CEPN.EXE).....	10
2 ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	
2.1 Расчет цилиндрической зубчатой передачи (программа CILPER.EXE).....	12
2.2 Расчет конической зубчатой передачи (программа KONPER.EXE).....	16
2.3 Расчет червячной передачи (программа CHER.EXE).....	19
3 ПЛАНЕТАРНЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	
3.1 Расчет планетарного двухступенчатого редуктора по схеме $2A_{ah}^b (2k-h)$ (программа PLAN.EXE).....	20
3.2 Расчет волнового зубчатого редуктора двухволновой передачи (программа VOLN.EXE).....	23
3.3 Кинематический расчет планетарного редуктора (программа PLANKIN.EXE).....	24
3.4 Кинематический расчет волнового зубчатого редуктора (программа VOLNKIN.EXE).....	26
4 ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ	
4.1 Расчет валов на жесткость, статическую прочность и выносливость (программа VAL.EXE).....	27
4.2 Выбор подшипников качения (программа PODSCH.EXE).....	32
Библиографический список.....	36
Приложение А.....	37
Приложение Б.....	43
Приложение В.....	47

Программы работают в операционной среде DOS и при ее отсутствии на компьютере для запуска программ необходимо воспользоваться любой версией FarManager. Результаты работы программы выводятся в файл с одноименным названием, но с расширением .out. Выводной файл находится в той же папке, что и рабочая программа, и открывается, а также в удобной форме печатается, с помощью редактора DOS программ, например, Aditor v. 2.10b.

1 ПЕРЕДАЧИ ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

1.1 Расчет клиноременной передачи по допускаемым напряжениям (программа CLINDP.EXE) [15]

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)
ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, кВт $P_1 =$
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, мин⁻¹ $N_1 =$
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО $U =$
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм $A =$

(Если оно не задано, то принимается любое малое число, меньше которого межосевое расстояние силовой передачи не может быть, например, 20 мм).

КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ $KSUT =$

(См. исходные данные на курсовой проект).

МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ $KNAG =$

(См. по каталогу электродвигателей отношение $T_{max}/T_{ном}$.

Пример: $T_{max}/T_{ном} = 2,2$; $KNAG = 220$).

КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ $TIPDV =$

($TIPDV = 1$ – для электродвигателей переменного тока общепромышленного применения, шунтовых постоянного тока, турбин;

$TIPDV = 2$ – для электродвигателей постоянного тока компаундных, ДВС с частотой вращения свыше 600 мин⁻¹;

$TIPDV = 3$ – для электродвигателей с повышенным пусковым моментом, серийных постоянного тока, ДВС с частотой вращения ниже 600 мин⁻¹).

МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМОЕ ЧИСЛО РЕМНЕЙ $RKZM =$

($RKZM < 8$. В курсовом проекте рекомендуется принимать не более 4-х ремней).

КЛЮЧ $= 0$

(Равен 0 – расчет выполняется по требуемому межосевому расстоянию;
равен 1 – расчет по минимальному и оптимальному межосевым расстояниям).

1.2 Расчет клиноременной передачи по
ГОСТ 1284.1–89 – 1284.2–89
(программа CLIN.EXE) [1, 6, 8]

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)
ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, кВт $P_1 =$
 ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, мин^{-1} $N_1 =$
 ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО $U =$
 ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм $A =$

(Если оно не задано, то принимается любое малое число, меньше которого межосевое расстояние силовой передачи не может быть, например, 20 мм).

КОЭФФИЦИЕНТ ДИНАМИЧНОСТИ НАГРУЗКИ И РЕЖИМА РАБОТЫ
КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ $RKCR =$

Таблица 1.1 – Коэффициент $RKCR$ динамичности нагрузки и режима работы привода по ГОСТ 1284.2–89 [13]

Условия работы	Тип машины	Тип двигателя	Значения $RKCR$ при числе смен работы (см. исходные данные на курсовой проект)		
			1	2	3
1	2	3	4	5	6
Режим легкий. Нагрузка спокойная. Кратковременная нагрузка – до 120% от номинальной	Станки с непрерывным процессом резания. Центробежные насосы и компрессоры. Ленточные конвейеры, сепараторы	I	1,0	1,1	1,4
		II	1,2	1,4	1,6

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6
Режим средний. Умеренные Колебания. Кратковременная нагрузка – до 150% от номинальной	Станки фрезерные. Поршневые компрессоры и насосы. Цепные транспортеры, элеваторы. Дисковые пилы. Пищевые машины.	I II	1,1 1,3	1,2 1,5	1,5 1,7
Режим тяжелый. Значительные колебания нагрузки. Кратковременная нагрузка – до 200% от номинальной	Станки строгальные, долбежные, деревообрабатывающие. Конвейеры винтовые, скребковые. Прессы винтовые эксцентриковые с тяжелым маховиком. Машины для брикетирования кормов.	I II	1,2 1,4	1,3 1,6	1,6 1,9
Режим очень тяжелый. Ударная нагрузка. Кратковременная нагрузка – до 300% от номинальной	Подъемники, экскаваторы. Прессы винтовые эксцентриковые с легким маховиком. Ножницы молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы	I II	1,3 1,5	1,5 1,7	1,7 2,0
Примечание 1 – Тип двигателя I – значения RKCR указаны для передач от электродвигателей переменного тока общепромышленного применения и от электродвигателей постоянного тока шунтовых. Примечание 2 – Тип двигателя II – значения RKCR указаны для передач от электродвигателей переменного тока с повышенным пусковым моментом и от электродвигателей постоянного тока серийных.					

МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМОЕ ЧИСЛО РЕМНЕЙ $RKZM=$
 $(RKZM < 8$. В курсовом проекте рекомендуется принимать не более 4 ремней).

1.3 Расчет синхронной передачи (зубчатым ремнем) по ОСТ 38–05227–81 (программа REMPZ.EXE) [3, 6, 14]

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)
ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, кВт $P1=$
 ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, мин^{-1} $N1=$
 ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО $U=$
 ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм $A=$
 (Если оно не задано, то принимается любое малое число, меньше которого межосевое расстояние силовой передачи не может быть, например, 20 мм.)
 КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ $KSUT=$
 (См. исходные данные на курсовой проект).
 МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
 В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ $KNAG=$
 (См. по каталогу электродвигателей отношение $T_{\max}/T_{\text{ном}}$.
 Пример: $T_{\max}/T_{\text{ном}} = 2,2$; $KNAG = 220$).
 КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ $TIPDV=$
 ($TIPDV = 1$ – для электродвигателей переменного тока общепромышленного применения, шунтовых постоянного тока, турбин;
 $TIPDV = 2$ – для электродвигателей постоянного тока компаундных, ДВС с частотой вращения свыше 600 мин^{-1} ;
 $TIPDV = 3$ – для электродвигателей с повышенным пусковым моментом, серийных постоянного тока, ДВС с частотой вращения ниже 600 мин^{-1}).
 КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА $CU=$
 ($CU=1$ – для понижающих передач).
 КОЭФФИЦИЕНТ НАТЯЖЕНИЯ $CN=$
 ($CN=1$ – при отсутствии натяжных и направляющих роликов).

1.4 Расчет передачи пленочными ремнями по допускаемым напряжениям (программа PLEN.EXE) [3, 15]

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)
ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, кВт $P_1 =$

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, мин⁻¹ $N_1 =$

ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО $U =$

ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм $A =$

(Если оно не задано, то принимается любое малое число, меньше которого межосевое расстояние силовой передачи не может быть, например, 20 мм).

КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ $KSUT =$

(См. исходные данные на курсовой проект).

МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ $KNAG =$

(См. по каталогу электродвигателей отношение $T_{max}/T_{ном}$.

Пример: $T_{max}/T_{ном} = 2,2$; $KNAG = 220$).

КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ $TIPDV =$

($TIPDV = 1$ – для электродвигателей переменного тока общепромышленного применения, шунтовых постоянного тока, турбин;

$TIPDV = 2$ – для электродвигателей постоянного тока компаундных, ДВС с частотой вращения свыше 600 мин⁻¹;

$TIPDV = 3$ – для электродвигателей с повышенным пусковым моментом, серийных постоянного тока, ДВС с частотой вращения ниже 600 мин⁻¹).

1.5 Расчет передачи поликлиновыми ремнями по допускаемым напряжениям (программа POLICL.EXE) [15]

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)
ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, кВт P1=
 ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, мин⁻¹ N1=
 ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО U=
 ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм A=

(Если оно не задано, то принимается любое малое число, меньше которого межосевое расстояние силовой передачи не может быть, например, 20 мм).

КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ KSUT=

(См. исходные данные на курсовой проект).

МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ KNAG=

(См. по каталогу электродвигателей отношение $T_{max}/T_{ном}$).

Пример: $T_{max}/T_{ном} = 2,2$; $KNAG = 220$).

КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ TIPDV=

(TIPDV = 1 – для электродвигателей переменного тока общепромышленного применения, шунтовых постоянного тока, турбин;

TIPDV = 2 – для электродвигателей постоянного тока компаундных, ДВС с частотой вращения свыше 600 мин⁻¹;

TIPDV = 3 – для электродвигателей с повышенным пусковым моментом, серийных постоянного тока, ДВС с частотой вращения ниже 600 мин⁻¹).

КЛЮЧ = 0

(Равен 0 – расчет выполняется по требуемому межосевому расстоянию;
 равен 1 – расчет по минимальному и оптимальному межосевым расстояниям).

1.6 Расчет цепной передачи (программа CERN.EXE) [1, 5]

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)

ГРУППА

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВЕДУЩЕЙ ЗВЕЗДОЧКЕ, Н·м	CT1=
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕЙ ЗВЕЗДОЧКИ, мин ⁻¹	CN1=
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	UCPR=
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм	CAWR=

(Если оно не задано, то принимается любое малое число, меньше которого межосевое расстояние силовой передачи не может быть, например, 20 мм).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДИНАМИЧНОСТЬ НАГРУЗКИ	CKD=
--	------

(CKD=1,0 – при спокойной нагрузке (ленточные, цепные конвейеры);

CKD=1,2 ... 1,5 – при работе с толчками (металлорежущие станки, компрессоры).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ НАКЛОН ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ	CKN=
---	------

(CKN=1,0 – угол наклона линии центров звездочек к горизонту $\psi \leq 45^\circ$;

CKN=0,15 $\sqrt{\psi}$ – при наклоне $\psi > 45^\circ$.

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ РЕГУЛИРОВКУ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ	CKR=
--	------

(CKR=1,0 – при регулировке положения оси одной из звездочек;

CKR=1,1 – для передачи с оттяжными звездочками или нажимными роликами;

CKR=1,25 – для нерегулируемой передачи).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ХАРАКТЕР СМАЗКИ	CKSM=
--	-------

(CKSM=0,8 – при непрерывной смазке в масляной ванне или от насоса;

CKSM=1,0 – при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании;

CKSM=1,5 – при периодической смазке).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ РЕЖИМ РАБОТЫ	CKRE=
---------------------------------------	-------

(Определить по коэффициенту суточной нагрузки привода согласно заданию на курсовой проект:

CKRE=1,0 – при односменной работе;

CKRE=1,25 – при двусменной работе;

CKRE=1,5 – при трехсменной работе).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ СПОСОБ СМАЗКИ ПРИ РАСЧЕТЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ	CKCN=
--	-------

(См. значения таблицы 1.2, учитывая характер смазки при назначении CKSM).

ПЕРЕДАЧА РАБОТАЕТ В ЗАКРЫТЫХ КОЖУХАХ И КАРТЕРАХ?

(Если да, =1, если нет (открытая передача), =0)	=0
---	----

УГОЛ НАКЛОНА ПЕРЕДАЧИ К ГОРИЗОНТУ, град	CPSI=
---	-------

Таблица 1.2 – Значение коэффициента, учитывающего способ смазки при расчете долговечности СКCN [11]

Способ смазки	Без смазки	Нерегулярная (скудная)	Периодическая регулярная (через 8...16 час)	Консистентная – внутренняя шарнирная (через 50...60 час)	Капельная (5...15 капель в минуту)	Масляная ванна	Циркуляционная	Распылителем под давлением
СКCN	0,15	0,5	1,4	1,6	1,8	2,5	3,1	4,0

Примечание – Если произведение коэффициентов СКD, СКN, СКR, СКSM и СКRE больше 3, то необходимо принимать конструктивные меры по улучшению работы передачи.

2 ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Расчет цилиндрической зубчатой передачи (программа CILPER.EXE) [1, 4, 6]

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)
ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ (Эти данные введены в программу):

$E1 = E2 = 215000$ МПа – МОДУЛИ УПРУГОСТИ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ
МАТЕРИАЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА;

$HA = 1,00$ – КОЭФФИЦИЕНТ ВЫСОТЫ ГОЛОВКИ ЗУБА;

$HL = 2,00$ – КОЭФФИЦИЕНТ ГРАНИЧНОЙ ВЫСОТЫ;

$HG = 0,00$ – КОЭФФИЦИЕНТ МОДИФИКАЦИИ ГОЛОВКИ;

$C = 0,25$ – КОЭФФИЦИЕНТ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА;

$ROF = 0,38$ – КОЭФФИЦИЕНТ РАДИУСА ЗАКРУГЛЕНИЯ НОЖКИ ЗУБА;

$HK1 = HK2 = 0,00$ мм – ВЫСОТА ПРИТУПЛЕНИЯ КРОМКИ ЗУБА
ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА;

$ALF = 20,00$ град. – УГОЛ ПРОФИЛЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА;

$ERMI = 1,20$ – МИНИМАЛЬНЫЙ ДОПУСТИМЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ
ПЕРЕКРЫТИЯ;

ПАРАМЕТРЫ ЗАДАННОГО ДОЛБЯКА ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ ВНУТРЕННИХ
ЗУБЬЕВ:

$Z0FS = X0FS = DA0FS = 0,00$ – ЧИСЛО ЗУБЬЕВ, КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ
ИСХОДНОГО КОНТУРА, ДИАМЕТР ВЕРШИН;

$PUAS = 0,30$ – КОЭФФИЦИЕНТ ПУАССОНА;

$KHBFS = KFBFS = 1,00$ – КОЭФФИЦИЕНТЫ, УЧИТЫВАЮЩИЕ
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ШИРИНЕ ВЕНЦА
(FS – ФИКСИРОВАННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ);

$PAR = 0,00$ – ИНДЕКС, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЙ НАЛИЧИЕ ПЛАНЕТАРНОЙ
ПЕРЕДАЧИ ($PAR=1$ – ЕСТЬ, $PAR=0$ – ОТСУТСТВУЕТ);

$KPD = 0,97$ – КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЕРЕДАЧИ;

$BETFS = 0,00$ град. – УГОЛ НАКЛОНА ЗУБА (FS – ФИКСИРОВАННЫЙ);

$X1FS = X2FS = 0,00$ – КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО
КОНТУРА ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА (FS – ФИКСИРОВАННОЕ
ЗНАЧЕНИЕ);

$NW = 1,00$ – ЧИСЛО ПОТОКОВ (ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ);

$CONSOL = 0,00$ – ПРИЗНАК ШЕСТЕРНИ НА КОНСОЛИ (1 – ЕСТЬ, 0 – НЕТ);

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, ЗАДАВАЕМЫЕ СТУДЕНТОМ:

ИНДЕКС ТИПА ПЕРЕДАЧИ – NP=
 (1 – цилиндрическая косозубая; 2 – прямозубая).
 КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КОЛЕСА, Н·м T2=
 ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОЛЕСА, мин⁻¹ N2=
 ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО U=
 РЕСУРС РАБОТЫ ПЕРЕДАЧИ, ЧАС LH=
 НЕОБХОДИМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм AWFS=
 (Если равно 0, то вычисляется в программе).
 МИНИМАЛЬНЫЙ УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ, град. BETMI=8,11
 МАКСИМАЛЬНЫЙ УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ, град. BETMA=16,00
 КОЭФФИЦИЕНТ ШИРИНЫ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА В ДОЛЯХ
 МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ PSIBA=

Таблица 2.1 – Рекомендации по выбору значений коэффициента PSIBA [13]

Положение или вид передачи	Твердость	PSIBA	
		$U_T \geq 4$	$U_T < 4$
Несимметричное	HВ ≤ 350	0,315	0,4
	HRC ≥ 40	0,25	0,315
Симметричное Разнесенный шеврон	любая	0,4	0,5
		0,2	0,25
		0,63	1,0

СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ ST=

(Если равна 0, то выбирается в программе).

ПРИЗНАК ЗАЦЕПЛЕНИЯ SIGN=

(+1 – внешнее; -1 – внутреннее).

НОМЕР СХЕМЫ ПЕРЕДАЧИ SXEM=

(SXEM=1 – шестерня расположена консольно, подшипники шариковые;

SXEM=2 – шестерня расположена консольно, подшипники роликовые;

SXEM=3 – шестерня и колесо быстроходной ступени расположены на валу несимметрично между опорами (в том числе вариант с раздвоенной быстроходной ступенью);

SXEM=4 – тихоходная ступень соосного редуктора;

SXEM=5 – шестерня или колесо тихоходной ступени расположены несимметрично между опорами; быстроходная ступень соосного редуктора;

SXEM=6 – передача одноступенчатая;

SXEM=7 – тихоходная ступень редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью).

ПРИЗНАК ПЕРЕДАЧИ (1–быстроходная ступень; 2–тихоходная ступень) IST=

КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА SF=1,7

(Для колес, изготовленных из сталей 20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12Н3А, 20ХН3А, 15ХГНТА с пределом изгибной выносливости 950 МПа; 18ХГТ, 30ХГТ, 20Х, 20ХГР, 25ХГНМА, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А с пределом изгибной выносливости 820 МПа, подверженных цементации с автоматическим регулированием

процесса, и для сталей 25ХГМ с пределом изгибной выносливости 1000 МПа; 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х с пределом изгибной выносливости 750 МПа, подверженных нитроцементации; – с целью достижения твердости на поверхности (57...63) HRC, SF=1,55).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ШЕРОХОВАТОСТЬ СОПРЯЖЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ДОПУСКАЕМЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ $ZETR=$

($ZETR=1,0$ – при шероховатости, равной 0,63...1,25 мкм;

$ZETR=0,95$ – при шероховатости, равной 1,25...2,5 мкм;

$ZETR=0,9$ – при шероховатости, равной 2,5...3,5 мкм).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ШЕРОХОВАТОСТЬ ПЕРЕХОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ИЗГИБЕ $YR=$

($YR=1$ – для фрезерованных или шлифованных зубьев;

$YR=1,2$ – для полированных зубьев).

ЧИСЛО ЗАЦЕПЛЕНИЙ ОДНОЙ СТОРОНОЙ ЗУБА ШЕСТЕРНИ $= 1$

ЧИСЛО ЗАЦЕПЛЕНИЙ ОДНОЙ СТОРОНОЙ ЗУБА КОЛЕСА $= 1$

(Для кинематических схем курсовых проектов [1, с.85...87]).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУСТОРОННЕЕ ПРИЛОЖЕНИЕ

НАГРУЗКИ К ЗУБУ ШЕСТЕРНИ $KFC1=$

(Если не равен 1 при одностороннем приложении нагрузки, то выбирается в программе).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУСТОРОННЕЕ ПРИЛОЖЕНИЕ

НАГРУЗКИ К ЗУБУ КОЛЕСА $KFC2=$

(Если не равен 1 при одностороннем приложении нагрузки, то выбирается в программе).

ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА КОЛЕСЕ

К НОМИНАЛЬНОМУ МОМЕНТУ $TTED=$

(См. по каталогу электродвигателей отношение $T_{max}/T_{ном}$).

ПЕРЕДАЧА ШЕВРОННАЯ? (0 – нет; 1 – да) $=$

ВВОДИТЕ ТРИ СОЧЕТАНИЯ МАТЕРИАЛОВ И ИХ ТВЕРДОСТЕЙ

ДЛЯ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Таблица 2.2 – Рекомендации по возможному применению материалов

Марка стали	Сталь 45		Сталь 45Х		Сталь 40ХН		Сталь 40Х	Сталь 40ХН
Термо-обработ.	Улучшение		Улучшение		Улучшение		Закалка ТВЧ	Улучшение
	Шестер.	Колесо	Шестер.	Колесо	Шестер.	Колесо	Шестер.	Колесо
Твердость, HRC	$H_1=21,6$	$H_2=18$	$H_1=24,8$	$H_2=20$	$H_1=28,5$	$H_2=24,8$	$H_1=47,5$	$H_2=28,5$
Предел текуч., МПа	450	350	650	500	700	590	750	750

(В таблице 2.2 учтено, что до твердости 45 HRC $10HB \approx 1HRC$, и также следует альтернативно руководствоваться:

при $H \leq 350 HB$	$H_1 - H_2 \geq 40 HB$;
при $H > 350 HB$	$H_1 = H_2$).

1 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа SGT1=

твердость зубьев, HRC HRC1=

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа SGT2=

твердость зубьев, HRC HRC2=

2 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа SGT1=

твердость зубьев, HRC HRC1=

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа SGT2=

твердость зубьев, HRC HRC2=

3 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа SGT1=

твердость зубьев, HRC HRC1=

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа SGT2=

твердость зубьев, HRC HRC2=

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ =

(Если 0, то воспринимается стандартный режим.

В этом случае:

ТИПОВОЙ РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ NRR =

NRR=0 – НЕПРЕРЫВНЫЙ;

NRR=1 – ТЯЖЕЛЫЙ;

NRR=2 – СРЕДНИЙ РАВНОВЕРОЯТНЫЙ;

NRR=3 – СРЕДНИЙ НОРМАЛЬНЫЙ;

NRR=4 – ЛЕГКИЙ;

NRR=5 – ОСОБО ЛЕГКИЙ).

ОРДИНАТЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ
ПО МЕРЕ УБЫВАНИЯ (не более шести):

первая =

вторая =

третья =

АБСЦИССЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ
ПО МЕРЕ ВОЗРАСТАНИЯ (не более шести):

первая =

вторая =

третья =

2.2 Расчет конической зубчатой передачи (программа KONPER.EXE) [1, 4, 6]

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)

ГРУППА

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

ИНДЕКС ТИПА ПЕРЕДАЧИ (2 – с круговым зубом; 3 – прямозубая).	NP=
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КОЛЕСА, Н·м	T2=
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОЛЕСА, мин ⁻¹	N2=
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	U=
РЕСУРС РАБОТЫ ПЕРЕДАЧИ, ЧАС	LH=
ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА КОЛЕСЕ К НОМИНАЛЬНОМУ МОМЕНТУ (См. по каталогу электродвигателей отношение T _{max} /T _{ном}).	TTED=
СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ (Если равна 0, выбор производится автоматически программой).	ST=
ПРИЗНАК ШЕСТЕРНИ НА КОНСОЛИ (1 – шестерня расположена консольно на валу; 0 – шестерня расположена на валу между подшипниками).	=
ТИП ПОДШИПНИКОВ У ШЕСТЕРНИ (1 – шариковые подшипники; 2 – роликовые подшипники).	=
ЧИСЛО ЗАЦЕПЛЕНИЙ ОДНОЙ СТОРОНОЙ ЗУБА ШЕСТЕРНИ	= 1
ЧИСЛО ЗАЦЕПЛЕНИЙ ОДНОЙ СТОРОНОЙ ЗУБА КОЛЕСА (Для кинематических схем курсовых проектов [1, с.85...87])	= 1
КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА (Для колес, изготовленных из сталей 20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12Н3А, 20ХН3А, 15ХГНТА с пределом изгибной выносливости 950 МПа; 18ХГТ, 30ХГТ, 20Х, 20ХГР, 25ХГНМА, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А с пределом изгибной выносливости 820 МПа, подверженных цементации с автоматическим регулированием процесса, и для сталей 25ХГМ с пределом изгибной выносливости 1000 МПа; 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х с пределом изгибной выносливости 750 МПа, подверженных нитроцементации; – с целью достижения твердости на поверхности (57...63)HRC,	SF=1,7
	SF=1,55).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ШЕРОХОВАТОСТЬ СОПРЯЖЕННЫХ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ДОПУСКАЕМЫХ КОНТАКТНЫХ
НАПРЯЖЕНИЙ ZETR=

(ZETR=1,0 – при шероховатости, равной 0,63...1,25 мкм;

ZETR=0,95 – при шероховатости, равной 1,25...2,5 мкм;

ZETR=0,9 – при шероховатости, равной 2,5...3,5 мкм).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ШЕРОХОВАТОСТЬ ПЕРЕХОДНОЙ
ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ
ИЗГИБЕ YR=

(YR=1 – для фрезерованных или шлифованных зубьев;

YR=1,2 – для полированных зубьев).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУСТОРОННЕЕ ПРИЛОЖЕНИЕ
НАГРУЗКИ К ЗУБУ ШЕСТЕРНИ KFC1=

(Если не равен 1 при одностороннем приложении нагрузки, то
выбирается в программе).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУСТОРОННЕЕ ПРИЛОЖЕНИЕ
НАГРУЗКИ К ЗУБУ КОЛЕСА KFC2=

(Если не равен 1 при одностороннем приложении нагрузки, то
выбирается в программе).

ВВОДИТЕ ТРИ СОЧЕТАНИЯ МАТЕРИАЛОВ И ИХ ТВЕРДОСТЕЙ
ДЛЯ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА (См. таблицу 2.2)

(См. таблицу 2.2, в которой учтено, что до твердости 45 HRC $10\text{HB} \approx 1\text{HRC}$, и
также следует альтернативно руководствоваться:

при $H \leq 350 \text{ HB}$ $H_1 - H_2 \geq 40 \text{ HB}$;

при $H > 350 \text{ HB}$ $H_1 = H_2$).

1 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа SGT1=

твердость зубьев, HRC HRC1=

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа SGT2=

твердость зубьев, HRC HRC2=

2 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа SGT1=

твердость зубьев, HRC HRC1=

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа SGT2=

твердость зубьев, HRC HRC2=

3 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа SGT1=

твёрдость зубьев, HRC HRC1=

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа SGT2=

твёрдость зубьев, HRC HRC2=

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ =

(Если 0, то воспринимается стандартный режим.

В этом случае:

ТИПОВОЙ РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ NRR =

NRR=0 – НЕПРЕРЫВНЫЙ;

NRR=1 – ТЯЖЕЛЫЙ;

NRR=2 – СРЕДНИЙ РАВНОВЕРОЯТНЫЙ;

NRR=3 – СРЕДНИЙ НОРМАЛЬНЫЙ;

NRR=4 – ЛЕГКИЙ;

NRR=5 – ОСОБО ЛЕГКИЙ).

ОРДИНАТЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ
ПО МЕРЕ УБЫВАНИЯ (не более шести):

первая =

вторая =

третья =

АБСЦИССЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ
ПО МЕРЕ ВОЗРАСТАНИЯ (не более шести):

первая =

вторая =

третья =

2.3 Расчет червячной передачи (программа CHER.EXE) [1, 6]

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)
ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КОЛЕСА, Н·м $T_2 =$
 ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОЛЕСА, мин⁻¹ $N_2 =$
 ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО $U =$
 РЕСУРС РАБОТЫ ПЕРЕДАЧИ, ЧАС $LH =$
 ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА
 НА КОЛЕСЕ К НОМИНАЛЬНОМУ МОМЕНТУ $TTED =$
 (См. по каталогу электродвигателей отношение $T_{max}/T_{ном}$).
 КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ТЕРМООБРАБОТКУ ЧЕРВЯКА: $=$
 (1 – если червяк закален при нагреве ТВЧ $H < 45$ HRC;
 2 – если червяк цементованный $H \geq 45$ HRC).

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ $=$
 (Если 0, то воспринимается стандартный режим.
 В этом случае:
 ТИПОВОЙ РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ $NRR =$
 $NRR=0$ – НЕПРЕРЫВНЫЙ;
 $NRR=1$ – ТЯЖЕЛЫЙ;
 $NRR=2$ – СРЕДНИЙ РАВНОВЕРОЯТНЫЙ;
 $NRR=3$ – СРЕДНИЙ НОРМАЛЬНЫЙ;
 $NRR=4$ – ЛЕГКИЙ;
 $NRR=5$ – ОСОБО ЛЕГКИЙ).

ОРДИНАТЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ
 ПО МЕРЕ УБЫВАНИЯ (не более шести):

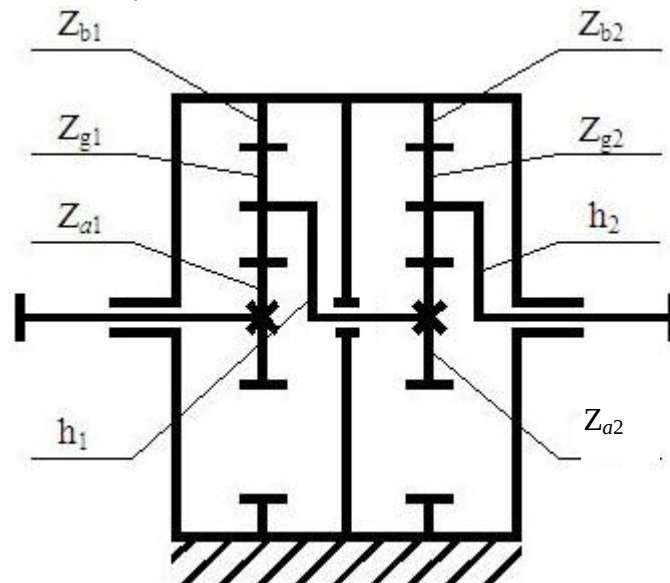
первая =
 вторая =
 третья =

АБСЦИССЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ
 ПО МЕРЕ ВОЗРАСТАНИЯ (не более шести):

первая =
 вторая =
 третья =

3 ПЛАНЕТАРНЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Расчет планетарного двухступенчатого редуктора по схеме $2A_{ah}^b (2k-h)$ (программа PLAN.EXE) [1, 8]



Z_{a1} , Z_{a2} , Z_{b1} , Z_{b2} – числа зубьев центральных колес ступеней;

Z_{g1} , Z_{g2} – числа зубьев сателлитов ступеней;

h_1 , h_2 – водила ступеней

Рисунок 3.1 – Кинематическая схема редуктора $2A_{ah}^b (2k-h)$

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)

ГРУППА

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕДУКТОРА

(Эти данные введены в программу):

$E1 = E2 = 215000$ МПа – МОДУЛИ УПРУГОСТИ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ
МАТЕРИАЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА;

$HA = 1,00$ – КОЭФФИЦИЕНТ ВЫСОТЫ ГОЛОВКИ ЗУБА;

$NL = 2,00$ – КОЭФФИЦИЕНТ ГРАНИЧНОЙ ВЫСОТЫ;

$NG = 0,00$ – КОЭФФИЦИЕНТ МОДИФИКАЦИИ ГОЛОВКИ;

$C = 0,25$ – КОЭФФИЦИЕНТ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА;

$ROF = 0,38$ – КОЭФФИЦИЕНТ РАДИУСА ЗАКРУГЛЕНИЯ НОЖКИ ЗУБА;

$NK1 = NK2 = 0,00$ мм – ВЫСОТА ПРИТУПЛЕНИЯ КРОМКИ ЗУБА

ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА;

$ALF = 20,00$ град. – УГОЛ ПРОФИЛЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА;

ЕРМІ = 1,20 – МИНИМАЛЬНЫЙ ДОПУСТИМЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ.

ПАРАМЕТРЫ ЗАДАННОГО ДОЛБЯКА ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ ВНУТРЕННИХ ЗУБЬЕВ:

Z0FS = X0FS = DA0FS = 0,00 – ЧИСЛО ЗУБЬЕВ, КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА, ДИАМЕТР ВЕРШИН;

PUAS = 0,30 – КОЭФФИЦИЕНТ ПУАССОНА;

KHBFS = KFBFS = 1,00 – КОЭФФИЦИЕНТЫ, УЧИТЫВАЮЩИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ШИРИНЕ ВЕНЦА (FS – ФИКСИРОВАННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ);

PAR = 1,00 – ИНДЕКС, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЙ НАЛИЧИЕ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ (PAR=1 – ЕСТЬ, PAR=0 – ОТСУТСТВУЕТ);

KPD = 0,97 – КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЕРЕДАЧИ;

STFS = 0,00 – СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ (FS – ФИКСИРОВАННАЯ);

XAFS = XGFS = XBFS = 0,00 – КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА КОЛЕС А, G, В ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ (FS – ФИКСИРОВАННОЕ ЗНАЧЕНИЕ);

ZAMFS = 24,00 – МАКСИМАЛЬНО ВОЗМОЖНОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ ЦЕНТРАЛЬНОЙ ШЕСТЕРНИ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ (FS – ФИКСИРОВАННОЕ ЗНАЧЕНИЕ);

BETMA = BETMI = 0,00 град. – МАКСИМАЛЬНЫЙ И МИНИМАЛЬНЫЙ ЗАДАННЫЕ УГЛЫ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ;

GAM = 7800 кг/м³ – ПЛОТНОСТЬ СТАЛИ;

FTRPD = 0,002 – УСЛОВНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКЕ КАЧЕНИЯ.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, ЗАДАВАЕМЫЕ СТУДЕНТОМ:

ИНДЕКС ТИПА ПЕРЕДАЧИ NP=

(1 – цилиндрическая косозубая (редко применяется); 2 – прямозубая).

ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ НА ТИХОХОДНОМ ВАЛУ, Н·м TT=

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ТИХОХОДНОГО ВАЛА, мин⁻¹ NT=

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕДУКТОРА (диапазон 16...81) U=

РЕСУРС РАБОТЫ РЕДУКТОРА, ЧАС LN=

КОЭФФИЦИЕНТ ШИРИНЫ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА В ДОЛЯХ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ PSIBA=

(если 0, то перебираются в цикле значения PSIBA=0,315; 0,5;

можно использовать также PSIBA=0,4).

КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА SF=1,7

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ШЕРОХОВАТОСТЬ СОПРЯЖЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ДОПУСКАЕМЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ZETR=

(ZETR=1,0 – при шероховатости, равной 0,63...1,25 мкм;

ZETR=0,95 – при шероховатости, равной 1,25...2,5 мкм;

ZETR=0,9 – при шероховатости, равной 2,5...3,5 мкм).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ШЕРОХОВАТОСТЬ ПЕРЕХОДНОЙ
ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ
ИЗГИБЕ YR=

(YR=1 – для фрезерованных или шлифованных зубьев;
YR=1,2 – для полированных зубьев).

ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА КОЛЕСЕ
К НОМИНАЛЬНОМУ МОМЕНТУ TTED=

(См. по каталогу электродвигателей отношение $T_{\max}/T_{\text{ном}}$).

ОТНОШЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ БЫСТРОХОДНОЙ И ТИХОХОДНОЙ
СТУПЕНЕЙ DU=UB/UT DU=

(если 0, то перебираются в цикле DU=0,7; 1,0; 1,3).

ЧИСЛО ПОТОКОВ (число сателлитов – можно принимать NW=3) NW=

КОЭФФИЦИЕНТ НЕРАВНОМЕРНОСТИ НАГРУЗКИ ПО ПОТОКАМ

(можно принимать OMEG=1,15 для NW=3)

OMEG=

ПРИЗНАК ШЕСТЕРНИ НА КОНСОЛИ (1 – есть; 0 – нет)

CONSOL=

УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ (0, если прямозубая передача)

BETFS=

КОЛИЧЕСТВО РЕДУКТОРОВ В СЕРИИ

KOL=

ПЕРЕДАЧА ШЕВРОННАЯ?

=

(0 – нет; 1 – да).

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ (не более шести) =

(если 0, то воспринимается стандартный режим.

В этом случае:

ТИПОВОЙ РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ

NRR=

NRR=0 – НЕПРЕРЫВНЫЙ;

NRR=1 – ТЯЖЕЛЫЙ;

NRR=2 – СРЕДНИЙ РАВНОВЕРОЯТНЫЙ;

NRR=3 – СРЕДНИЙ НОРМАЛЬНЫЙ;

NRR=4 – ЛЕГКИЙ;

NRR=5 – ОСОБО ЛЕГКИЙ).

ОРДИНАТЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ
ПО МЕРЕ УБЫВАНИЯ:

первая =

вторая =

третья =

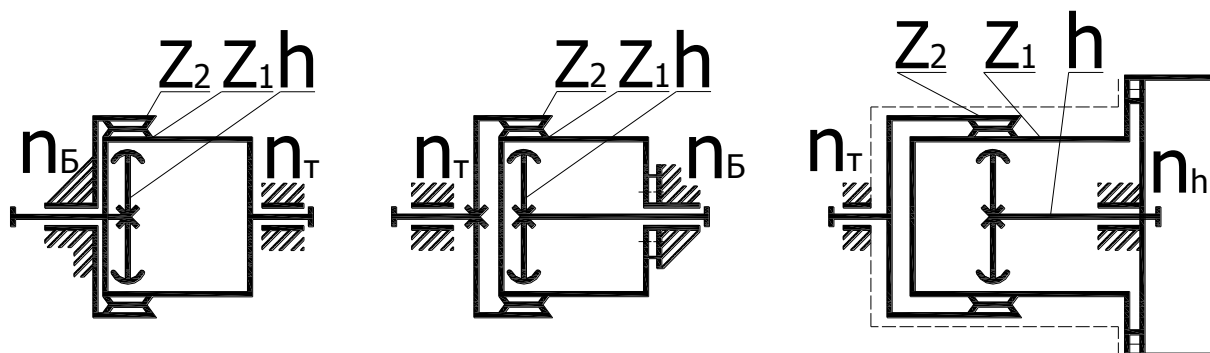
АБСЦИССЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ
ПО МЕРЕ ВОЗРАСТАНИЯ:

первая =

вторая =

третья =

3.2 Расчет волнового зубчатого редуктора двухволновой передачи (программа VOLN.EXE) [1]



z_1, z_2 – числа зубьев гибкого и жесткого колес;
 h – генератор волн деформации

Рисунок 3.2 – Кинематические схемы редуктора

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)
ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, ЗАДАВАЕМЫЕ СТУДЕНТОМ:
УПРАВЛЯЮЩИЙ ПАРАМЕТР R

(R=1 – считается одна передача при заданном передаточном числе и фиксированных числах зубьев колес и модуле зацепления;

R=2 – считаются две ближайшие передачи по заданному вращающему моменту;

R=3 – считаются несколько передач из стандартного ряда "DST" или Ra40)

R=

ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ НА ТИХОХОДНОМ ВАЛУ, Н·м

(если R=1 или R=3, то принять $T_T=0$)

$T_T=$

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВХОДНОГО ВАЛА, мин⁻¹

$n_H=$

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

(диапазон 60...320; если R=3, то принять U=0)

U=

РЕСУРС РАБОТЫ, ЧАС

LH=

ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ГИБКОГО КОЛЕСА, МПа

(сталь 30ХГСА, улучшение – 420...440;

то же, улучшение и дробеструйный наклеп – 480...500;

сталь 50ХГ, улучшение – 480;

сталь 40ХН2МА, улучшение – 450...500;

сталь 18Х2Н4ВА, улучшение – 430...480;

для тяжело нагруженных гибких колес:

сталь 38ХМЮА, улучшение – 450...480;

сталь 40ХНМА, улучшение – 480)

SGF0=

ПРИЗНАК ГЕНЕРАТОРА ВОЛН

(DST=1 – кулачковый, требующий установки гибкого подшипника;

DST=0 – дисковый, соответствующий ряду Ra40;

если R=1, то обычно DST=0)

DST=

НОМЕР РАСПОЛОЖЕНИЯ НАЧАЛЬНОГО ID1 И КОНЕЧНОГО ID2

ДИАМЕТРОВ РЯДА ПЕРЕДАЧ

(если R=1 или R=2, то принять ID1=0 и ID2=0;

если R=3:

при DST=1 ряд наружных диаметров стандартных гибких подшипников, мм – 42, 52, 62, 72, 80, 100, 120, 125, 150, 160, 200, 240, 300, 320, 400, 420, 480 содержит 17 типоразмеров и ID1, ID2 лежат в диапазоне 1...17;

при DST=0 ряд диаметров отверстий гибкого колеса по стандартному ряду Ra40 содержит 68 размеров от 20 до 950 мм и ID1 и ID2 лежат в диапазоне 1...68):

ID1=

ID2=

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС, МОДУЛЬ (мм)

(если R=2 или R=3, то принять Z1=0, Z2=0 и M=0;

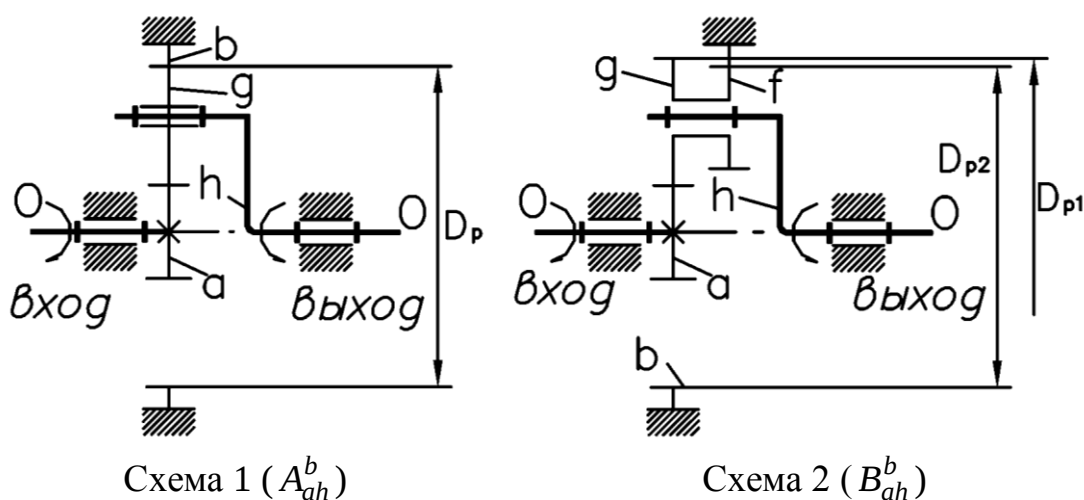
если R=1, то можно воспользоваться результатами кинематического расчета по программе VOLNKIN.EXE, представленной в этих же методических указаниях):

Z1=

Z2=

M=

3.3 Кинематический расчет планетарного редуктора (программа PLANKIN.EXE) [2]



a, b – центральные колеса; g, f – сателлиты; h – водило;

D_p, D_{p1}, D_{p2} – реализуемые диаметрально-габаритные размеры механизма по зубчатым венцам колес

Рисунок 3.3 – Кинематические схемы редуктора

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, ЗАДАВАЕМЫЕ СТУДЕНТОМ:

НОМЕР СХЕМЫ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА ($1 - A_{ah}^b$; $2 - B_{ah}^b$) =

ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ

($4...9$ для механизма A_{ah}^b ; $7...16$ для механизма B_{ah}^b) UT=

ДОПУСКАЕМАЯ ПОГРЕШНОСТЬ РЕАЛИЗАЦИИ UT ($0...5$), % DU=

ПРЕДЕЛЬНЫЙ ГАБАРИТНЫЙ РАЗМЕР МЕХАНИЗМА, мм

(выбирается по конструктивным требованиям;

если габарит не ограничивается, а нужно только подобрать числа

зубьев, то величина задается достаточно большой [2 , с.52]) AG=

МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ " $a - g$ " и " $g - b$ " ДЛЯ МЕХАНИЗМА A_{ah}^b , мм SM=

МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДЛЯ МЕХАНИЗМА B_{ah}^b , мм: " $a - g$ " SM1=

" $f - b$ " SM2=

УСЛОВНЫЙ ПАРАМЕТР – ТРЕБОВАНИЕ ДЛЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ " $a - g$ "

(1 – повышенные выносливость и износостойкость; 0 – обычные) LTR1=

УСЛОВНЫЙ ПАРАМЕТР – ТРЕБОВАНИЕ ДЛЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ " $g - b$ "

ДЛЯ МЕХАНИЗМА A_{ah}^b

(1 – повышенные выносливость и износостойкость; 0 – обычные) LTR2=

УСЛОВНЫЙ ПАРАМЕТР – ТРЕБОВАНИЕ ДЛЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ " $f - b$ "

ДЛЯ МЕХАНИЗМА B_{ah}^b

(1 – повышенные выносливость и износостойкость; 0 – обычные) LTR2=

МИНИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ КОЛЕСА " a " ($14...20$) =

МАКСИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ КОЛЕСА " a " (менее 30) =

МИНИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ КОЛЕСА " g " (более 20) =

МАКСИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ КОЛЕСА " g " (менее 120) =

МИНИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ КОЛЕСА " f " ДЛЯ B_{ah}^b ($14...20$) =

МАКСИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ КОЛЕСА " f " ДЛЯ B_{ah}^b (менее 45) =

МИНИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ (рекомендуется 2) =

МАКСИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ (рекомендуется 6 , можно больше) =

ДОПУСКАЕМОЕ ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ВОСПРИНИМАЕМОГО

СМЕЩЕНИЯ ДЛЯ МЕХАНИЗМА B_{ah}^b (обычно в диапазоне $-1...+1$) YD=

Если условие сборки для механизма B_{ah}^b не выполняется, то предусмотрен вывод дополнительного сообщения «Блок сателлитов G, F – сборный».

Необходимо из всех возможных вариантов выбрать один, наиболее удовлетворяющий требованиям, предъявляемым к проектируемому приводу. Примеры выполнения проектировочных расчетов планетарных механизмов и более подробные сведения в источнике [2 , с.60...64].

4 ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ

4.1 Расчет валов на жесткость, статическую прочность и выносливость (программа VAL.EXE) [1, 16]

Программа предназначена для проверочных расчетов двухопорных валов.

В результате вычислений определяются:

- реакции опор;
- значения изгибающих и вращающих моментов в 5 сечениях для построения эпюр;
- производятся расчеты на жесткость в 5 сечениях;
- производятся расчеты на статическую прочность и сопротивление усталости в трех опасных сечениях.

Одно из опасных сечений при расчете на статическую прочность и сопротивление усталости назначается расчетчиком в любом месте по длине вала, а два других вводятся в расчеты как обязательные.

Обязательные опасные сечения на расчетных схемах вала (рисунок 5) [1, рисунок 9.1] обозначены двойными кружочками, и запрос на номер сечения при вводе данных осуществляется автоматически в зависимости от номера схемы вала. В качестве дополнительного третьего может быть использовано сечение 5 в месте ступенчатого изменения диаметра вала и расположения галтели или канавки для выхода шлифовального круга.

Эпюры изгибающих моментов, представленные на расчетных схемах 1...4, предполагают наличие муфты. При наличии гибкой передачи (цепной или любой ременной) или зубчатого колеса открытой передачи необходимо ввести угол между направлением консольной силы и осью X (от 0 до 360 град. по направлению часовой стрелки при взгляде со стороны направления оси Z). При подготовке исходных данных использовать приложение Б и справочное приложение А. Исходные данные, необходимые для ввода, будут вызываться программой из представленных ниже данных только те, которые соответствуют номеру схемы вала и, в случае необходимости, способу создания консольной силы.

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.)
ГРУППА
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАЛА

НОМЕР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ВАЛА (1...6, рисунок 4.1)	NSX=
МОМЕНТ ИНЕРЦИИ СЕЧЕНИЯ ВАЛА, мм ⁴	AJ=
ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ЗВЕНА 1, мм (если коническая шестерня, то средний делительный диаметр)	D1=
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕГРУЗКИ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ (См. по каталогу электродвигателей отношение $T_{max}/T_{ном}$)	AKP=
КОЭФФИЦИЕНТ УЧЕТА КОНСОЛЬНОЙ НАГРУЗКИ (0 – при наличии муфты; 1 – при отсутствии муфты)	NG=
УГОЛ МЕЖДУ НАПРАВЛЕНИЕМ КОНСОЛЬНОЙ СИЛЫ И ОСИ X, град. (вводится при NG=1; угол считается от 0 до 360 град. по часовой стрелке, если смотреть со стороны направления оси Z)	UGOL=
МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА ВАЛА:	
ВРЕМЕННОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ РАЗРЫВУ, МПа	SGB=
ПРЕДЕЛ ТЕКУЧЕСТИ:	
ПО НОРМАЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ, МПа	SGT=
ПО КАСАТЕЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ, МПа	TAT=
ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ОБРАЗЦОВ ПРИ СИММЕТРИЧНОМ ЦИКЛЕ:	
ИЗГИБА, МПа	SGM1=
КРУЧЕНИЯ, МПа	TAM1=
РАССТОЯНИЕ ОТ НАЧАЛА КООРДИНАТ (КРАЙНЕЙ ЛЕВОЙ ТОЧКИ ВАЛА) ДО РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ	
1, мм	ALR1=
2, мм	ALR2=
3, мм	ALR3=
4, мм	ALR4=
5, мм	ALR5=
ДЛЯ РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ 2:	
ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, мм ³	W=
ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ, мм ²	A=
ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ К КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:	
НА ИЗГИБ	AKSD=
НА КРУЧЕНИЕ	AKTD=
ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ в R_a , мкм	RAF=
КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ	AKV=
ДЛЯ РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ 3:	
ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, мм ³	W=
ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ, мм ²	A=

ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ
НАПРЯЖЕНИЙ К КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ
РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:

НА ИЗГИБ	AKSD=
НА КРУЧЕНИЕ	AKTD=
ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ в R_a , мкм	RAF=
КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ	AKV=

ДЛЯ РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ 5:

ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, мм ³	W=
ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ, мм ²	A=
ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ К КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:	

НА ИЗГИБ	AKSD=
НА КРУЧЕНИЕ	AKTD=
ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ в R_a , мкм	RAF=
КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ	AKV=

СИЛЫ НА ЗВЕНЕ 1:

(если не совпадают с направлением соответствующих
осей координат на рисунке 4.1, **то вводятся со знаком "минус"**)

ОКРУЖНАЯ, Н	FT1=
ОСЕВАЯ, Н	FA1=
РАДИАЛЬНАЯ, Н	FR1=
СИЛА НА КОНСОЛИ, Н	FK=

СИЛЫ НА ЗВЕНЕ 2:

(для номера расчетной схемы вала более 4;
если не совпадают с направлением соответствующих
осей координат на рисунке 4.1, **то вводятся со знаком "минус"**)

ОКРУЖНАЯ, Н	FT2=
ОСЕВАЯ, Н	FA2=
РАДИАЛЬНАЯ, Н	FR2=
ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ЗВЕНА 2, мм	D2=

Схема 1

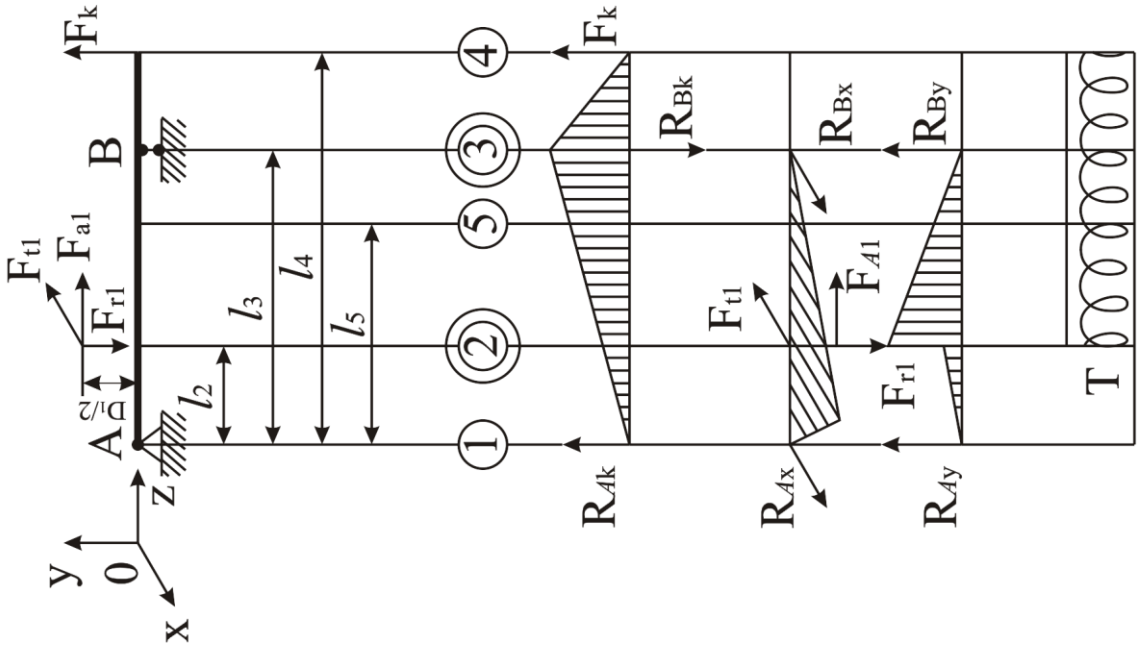


Схема 2

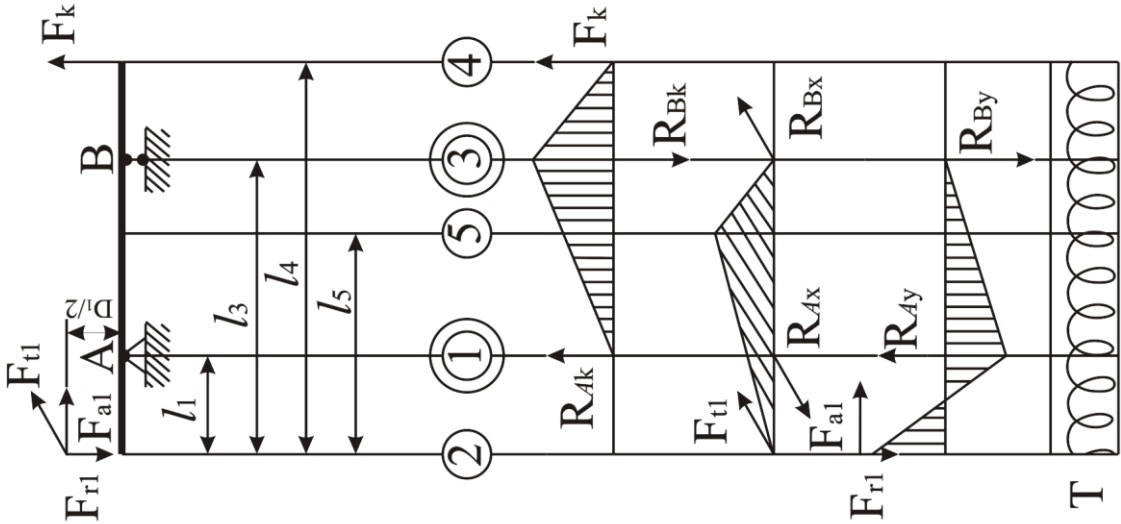


Схема 3

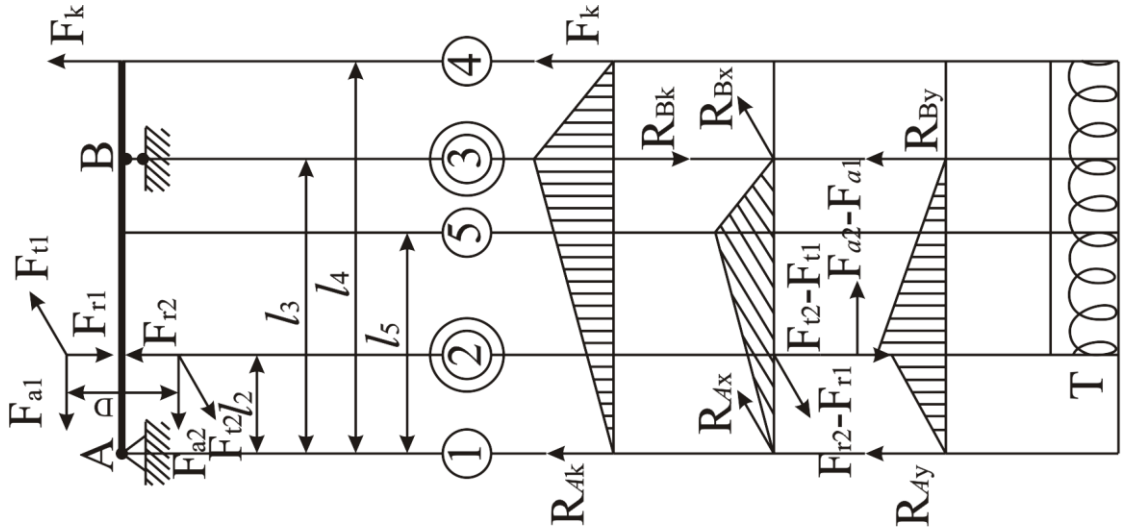


Рисунок 4.1 – Схемы валов

Схема 4

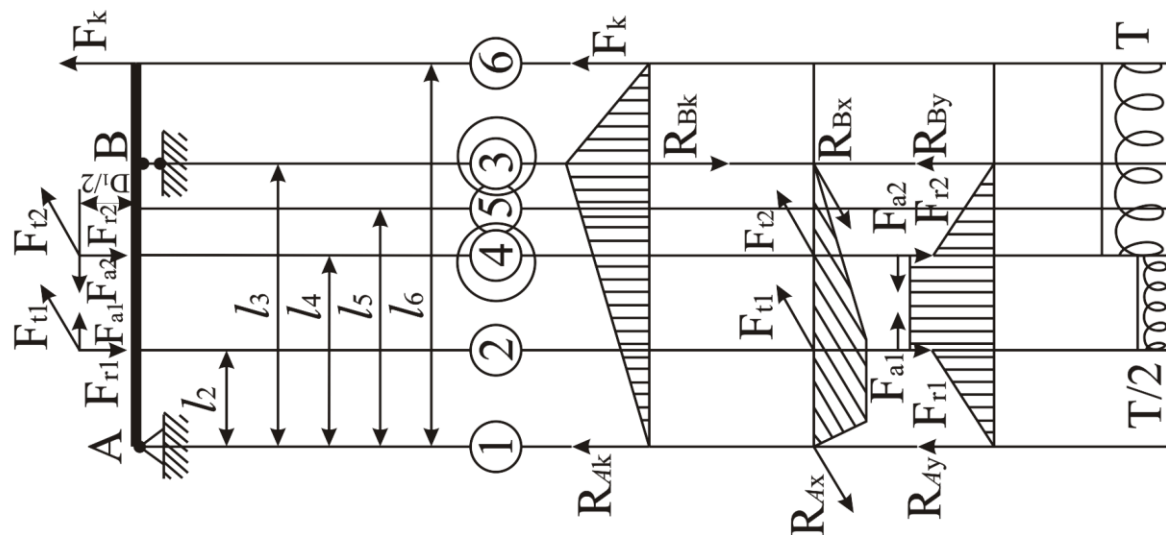


Схема 5

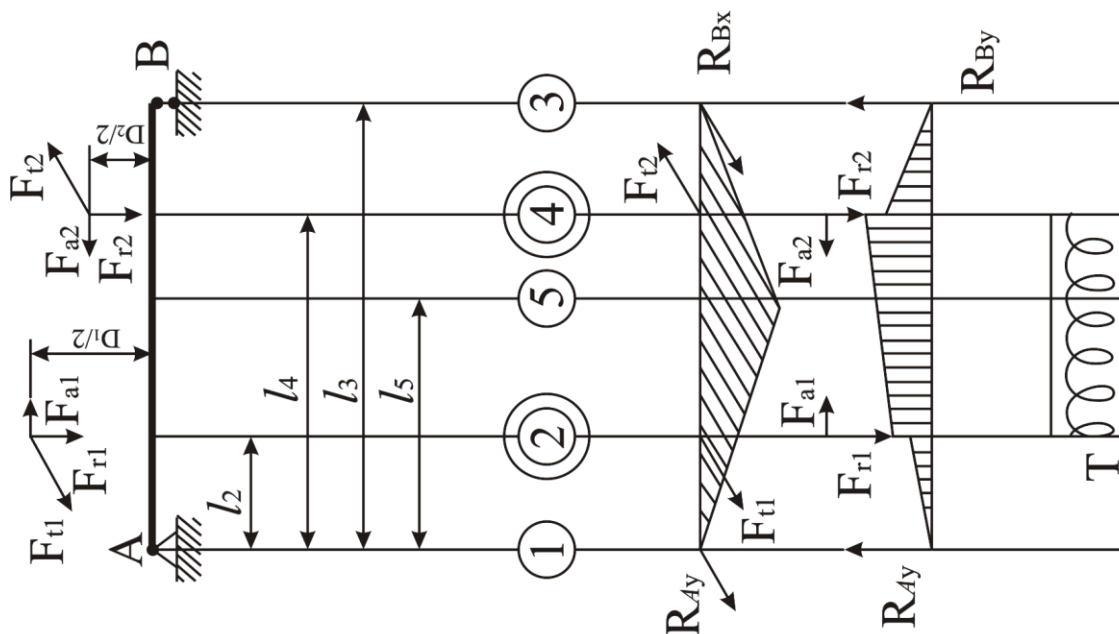


Схема 6

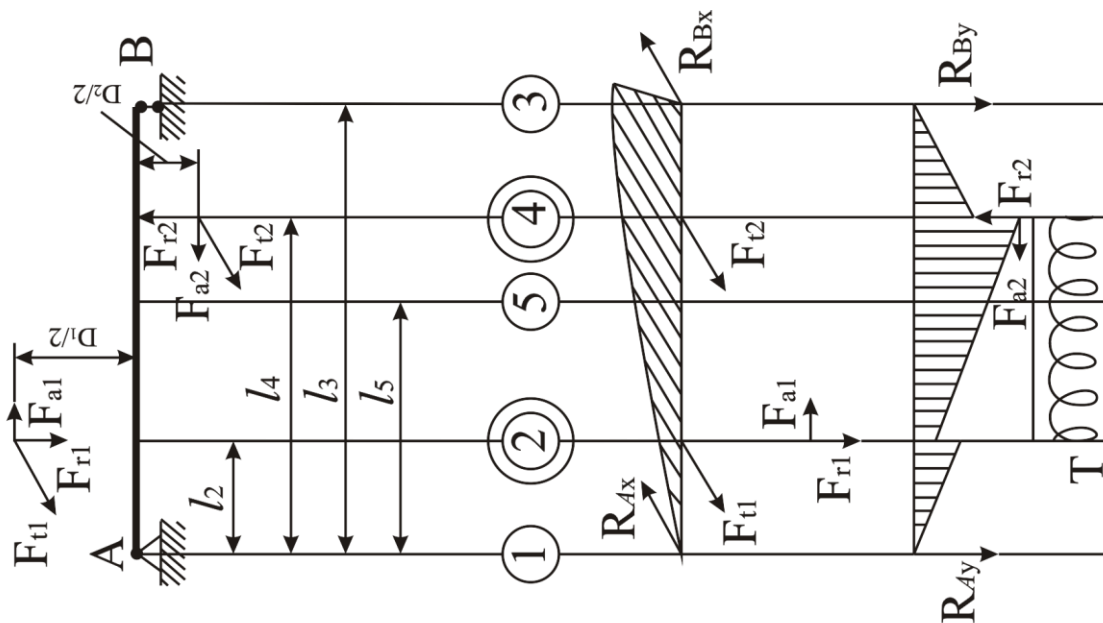


Рисунок 4.1 – Схемы валов (продолжение)

4.2 Выбор подшипников качения (программа PODSCH.EXE) [1]

Программа обеспечивает выбор подшипников качения для двухопорных валов.

Возможен одновременный расчет до 10 валов. Внутренние диаметры подшипников находятся в пределах 20...150 мм и при вводе необходимого стандартного значения диаметра для выбора следует руководствоваться, что они кратны 5.

Подшипники могут быть шариковые радиальные однорядные, роликовые с короткими цилиндрическими роликами, шариковые радиально-упорные с углами контакта 12° и 26°, роликовые конические однорядные.

Программа ориентирована на проектировочные расчеты. При таких расчетах посадочный диаметр вала под подшипник известен только ориентировочно. При последующих расчетах вала на прочность и жесткость он может изменяться. Поэтому предусмотрено проведение расчетов не только для задаваемого диаметра, но и для ближайших стандартных меньшего и большего внутренних диаметров подшипника.

Программа обеспечивает определение наиболее нагруженной опоры, для которой затем производится выбор подшипника из стандартного ряда. Предусматривается выбор подшипника только одного типа, а также сравнение вариантов для подшипников разных типов.

Расчеты сопровождаются определением степени надежности выбранного подшипника.

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ

СТУДЕНТ (Ф.И.О.)

ГРУППА

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО (наименование дисциплины)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ЧИСЛО ВАЛОВ ДЛЯ РАСЧЕТА (от 1 до 10)

I1=

ЗАДАЙТЕ ПАРАМЕТРЫ L и M – ХАРАКТЕР РАСЧЕТА И ТИП ПОДШИПНИКА

L=

M=

Таблица 4.1 – Параметры L и M

Характер расчета	Тип подшипника	L	M
Расчет подшипников одного типа	Роликовые с короткими цилиндрическими роликами	1	1
	Шариковые радиальные однорядные	2	1
	Шариковые радиально-упорные	3	1
	Роликовые конические	4	1
Сравнительные расчеты подшипников	Шариковые и роликовые радиальные	1	2
	Радиальные шариковые, радиально-упорные шариковые и роликовые	2	4
	Радиально-упорные шариковые и роликовые	3	4

СХЕМА УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ:

1 – ВРАСПОР; 2 – ВРАСТЯЖКУ

NSX=

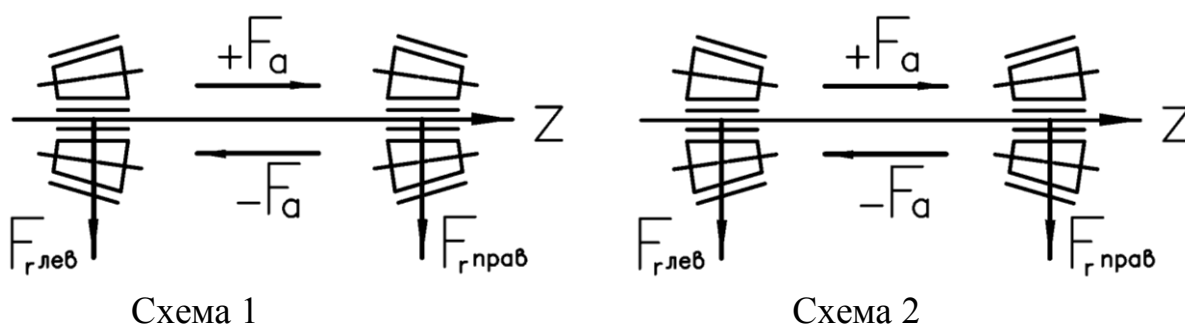


Рисунок 4.2 – Схемы установки подшипников

ПОТРЕБНЫЙ РЕСУРС ПОДШИПНИКА, ЧАС

ALH=

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ (1, если $t < 100^\circ \text{C}$)

AKT=

КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ (См. значения таблицы 4.2)

AKB=

КОЭФФИЦИЕНТ ВРАЩЕНИЯ КОЛЬЦА

(1 – вращается внутреннее кольцо;

1,2 – вращается наружное кольцо)

V=

УСЛОВИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА a_{23} :

(1 – обычные условия;

2 – условия, характеризующиеся наличием гидродинамической пленки масла ($\Lambda > 2,5$) и отсутствием повышенных перекосов в узлах;

3 – то же, что и п. 2, но подшипники изготовлены из вакуумной стали или стали электрошлакового переплава)

=

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ

(1 – если режим нагружения непрерывный)

=

ОРДИНАТЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ ПО МЕРЕ УБЫВАНИЯ (не более шести):

первая =

вторая =

третья =

АБСЦИССЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ ПО МЕРЕ ВОЗРАСТАНИЯ (не более шести):

первая =

вторая =

третья =

Для контроля расчетов выводятся введенные исходные данные.

Таблица 4.2 – Значение коэффициента безопасности Кб (АКВ) в зависимости от вида нагружения и области применения подшипников

Вид нагружения	Кб	Область применения
1	2	3
Спокойная нагрузка без толчков.	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Ролики ленточных конвейеров. Механизмы ручных кранов и блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления.
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125% номинальной (расчетной) нагрузки.	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных, шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие вентиляторы и воздуходувки.
Умеренные толчки вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150% номинальной (расчетной) нагрузки.	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек. Механизмы поворота и изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели.
То же в условиях повышенной надежности.	1,5...1,8	Центрифуги и сепараторы. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Механизмы передвижения кранов. Ходовые колеса тележек и опоры механизмов поворота кранов и экскаваторов. Мощные электрические машины. Энергетическое оборудование. Ходовые колеса механизмов передвижения кранов и дорожных машин

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200% номинальной нагрузки.	1,8...2,5	Зубчатые колеса. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки и адьюстаж прокатных станов. Мощные вентиляторы и эксгаустеры.
Нагрузки с сильными ударами и кратковременные перегрузки до 300% номинальной нагрузки.	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Холодильное оборудование. Рабочие роликовые конвейеры крупносортовых станков, блюмингов и слябингов.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ ВАЛА 1:

РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ ЛЕВОЙ ОПОРЫ, Н	FRL=
РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ ПРАВОЙ ОПОРЫ, Н	FRP=
ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА (ОТРИЦАТЕЛЬНАЯ ПРИ НАПРАВЛЕНИИ К ЛЕВОЙ ОПОРЕ), Н	FAN=
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА, мин ⁻¹	ANB=
ДИАМЕТР ВАЛА, мм (от 20 до 150, кратный 5)	DP=

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ ВАЛА 2:

РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ ЛЕВОЙ ОПОРЫ, Н	FRL=
РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ ПРАВОЙ ОПОРЫ, Н	FRP=
ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА (ОТРИЦАТЕЛЬНАЯ ПРИ НАПРАВЛЕНИИ К ЛЕВОЙ ОПОРЕ), Н	FAN=
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА, мин ⁻¹	ANB=
ДИАМЕТР ВАЛА, мм (от 20 до 150, кратный 5)	DP=

Примечание – Радиальные реакции определяются:

при отсутствии муфты – как геометрическая сумма радиальных реакций, определенных отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

при наличии муфты – как то же, что и в предыдущем случае плюс радиальная реакция отдельно от консольной силы муфты.

Могут быть также получены в качестве суммарных реакций как результаты работы программы VAL.EXE.

Внешняя осевая сила на промежуточных валах представляет собой алгебраическую сумму осевых сил, действующих на расположенных на валу зубчатых звеньях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Расчет деталей машин на ЭВМ: учеб. пособие для машиностр. вузов / Д.Н.Решетов [и др.]. – М.: Высш. шк., 1985. – 368 с.
2. Дружинин Ю.А. Проектирование механизмов приборов и вычислительных систем с применением ЭВМ: учеб. пособие для студ. приборостр. и электротех. спец. вузов / Ю.А.Дружинин, В.А.Зубов, В.Ю.Лавров. – М.: Высш. шк., 1988. – 160 с.
3. Воробьев И.И. Ременные передачи / И.И.Воробьев. – М.: Машиностроение, 1979. – 168 с.
4. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. – М.: Высш. шк., 2000. – 447с.
5. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин: конспект лекций по курсу «Детали машин» / О.П.Леликов. – 2-е изд. исправл. – М.: Машиностроение, 2004. – 440 с.
6. Решетов Д.Н. Детали машин: учеб. для студ. машиностр. и механич. специальн. вузов / Д.Н.Решетов. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
7. Р 50–83–88 – 1989. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчеты на прочность валов и осей. – М.: Изд-во стандартов. – 71 с.
8. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н.Кудрявцев [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
9. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин: учеб. пособие для техн. вузов / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. – 3-е изд. перераб. и доп. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с.
10. Курсовое проектирование деталей машин: справ. пособие / А.В.Кузьмин [и др.]. – Мн.: Высш. шк., 1982. – Ч. 2. – 334 с.
11. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач: Справочник / А.А. Готовцев, Г.Б. Столбин, И.П. Котенко. – М.: Машиностроение, 1973. – 384 с.
12. Цехнович Л.И. Атлас конструкций редукторов: учеб. пособие / Л.И. Цехнович, И.П.Петриченко. – 2-е изд., перераб и доп. – К.: Вища шк., 1990. – 151с.
13. Проектирование механических передач: учеб.-справ. пособие для вузов / С.А. Чернавский [и др.]. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
14. Проектирование зубчатых ременных передач с помощью ЭВМ: метод. указания к курсовому проектированию по прикладной механике и деталям машин для самостоят. работы студ. / СПИ; сост. В.И.Пахалюк, Н.К.Гончаренко. – Севастополь: Изд-во СПИ. – 1988. – Ч. 2. – 20 с.
15. Проектирование ременных передач с помощью ЭВМ: метод. указания к курсовому проектированию по прикладной механике и деталям машин для самостоят. работы студ. / СПИ; сост. В.И. Пахалюк. – Севастополь: Изд-во СПИ. – 1991. – 19 с.
16. Расчет валов редуктора: метод. указания к разделу курсового проекта по дисц. «Детали машин» и «Прикладная механика» для студ. техн. спец. дневн. и заоч. форм обуч. / СевНТУ; сост. В.И. Пахалюк. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2006. – 30 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное)

Таблица А.1 – Нормальные линейные размеры (диаметры, длины, высоты и др.) по ГОСТ 6636–69, мм (с сокращениями) [12]

Ряды				Дополн. разм.	Ряды				Дополн. разм.
<i>Ra</i> 5	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40		<i>Ra</i> 5	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	
			5,3	5,5			36	36	37
		5,6	5,6	5,8				38	39
			6,0	6,2	40	40	40	40	41
6,3	6,3	6,3	6,3	6,5				42	44
			6,7	7,0			45	45	46
		7,1	7,1	7,3				48	49
			7,5	7,8		50	50	50	52
	8,0	8,0	8,0	8,2				53	55
			8,5	8,8			56	56	58
		9,0	9,0	9,2				60	62
			9,5	9,8	63	63	63	63	65
10	10	10	10	10,2				67	70
			10,5	10,8			71	71	73
		11	11	11,2				75	78
			11,5	11,8		80	80	80	82
	12	12	12	12,5				85	88
			13	13,5			90	90	92
		14	14	14,5				95	98
			15	15,5	100	100	100	100	102
16	16	16	16	16,5				105	108
			17	17,5			110	110	112
		18	18	18,5				120	115
			19	19,5		125	125	125	118
	20	20	20	20,5				130	135
			21	21,5			140	140	145
		22	22	23				150	155
			24		160	160	160	160	165
25	25	25	25					170	175
			26	27			180	180	185
		28	28	29				190	195
			30	31		200	200	200	205
	32	32	32	33				210	215
			34	35			220	220	230

Таблица А.2 – Механические характеристики материалов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ, (не менее)	Механические характеристики, МПа				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	≤ 120	240	800	550	300	350	210
	≤ 80	270	900	650	390	380	230
40X	≤ 200	240	800	650	390	360	210
	≤ 120	270	900	750	450	410	240
40XH	≤ 200	270	920	750	450	420	250
20X	≤ 120	197	650	400	240	300	160
12XH3A	≤ 120	260	950	700	490	420	210
18XГТ	≤ 60	330	1150	950	665	520	280

Таблица А.3 – Коэффициент пересчета для полого вала [4]

d/D	0,4	0,4	0,45	0,48	0,5	0,53	0,56	0,6	0,63	0,67	0,71
ξ_w	0,974	0,969	0,959	0,947	0,938	0,921	0,901	0,87	0,842	0,8	0,747

Таблица А.4 – Значения моментов сопротивления для сечений с прямоугольными шлицами по ГОСТ 1139–80 [4]

d , мм	Серия											
	легкая				средняя				тяжелая			
	D , мм	b , мм	z	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	D , мм	b , мм	z	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	D , мм	b , мм	z	$W_{\text{нетто}}$, мм ³
18	—	—	—	—	22	4	6	741	23	2.5	10	790
21	—	—	—	—	25	5	6	1081	26	3	10	1131
23	26	6	6	1367	28	6	6	1502	29	4	10	1650
26	30	6	6	1966	32	6	6	2100	32	4	10	2190
28	32	7	6	2480	34	7	6	2660	35	4	10	2720
32	36	6	8	3630	38	6	8	3870	40	5	10	4190
36	40	7	8	5130	42	7	8	5660	45	5	10	5710
42	46	8	8	8000	48	8	8	8410	52	6	10	8220
46	50	9	8	10460	54	9	8	11500	56	7	10	11900
52	58	10	8	15540	60	10	8	16130	60	5	16	16120
56	62	10	8	18940	65	10	8	19900	65	5	16	19900
62	68	12	8	25800	72	12	8	27600	72	6	16	27600
72	78	12	10	40300	82	12	10	43000	82	7	16	42300
82	88	12	10	57800	92	12	10	60500	92	6	20	60560

Таблица А.5 – Значения моментов сопротивления для сечений с пазом для призматической шпонки по ГОСТ 23360–78 [4]

d , мм	$b \times h$, мм	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	$W_{\rho \text{ нетто}}$, мм ³	d , мм	$b \times h$, мм	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	$W_{\rho \text{ нетто}}$, мм ³
20	6×6	655	1440	45	14×9	7800	16740
21		770	1680	48		9620	20500
22		897	1940	50		10916	23695
24	8×7	1192	2599	53	16×10	12869	28036
25		1275	2810	55		14510	30800
26		1453	3180	56		15290	33265
28		1854	4090	60	18×11	18760	40000
30		2320	4970				
32	10×8	2730	5940	67	20×12	26180	56820
34		3330	7190	70		30200	63800
36		4010	8590	71		31549	68012
38		4775	10366	75		37600	79000
				80	22×14	45110	97271

Таблица А.6 – Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения [4, 6]

Напряженное состояние и материал	Значения $K_{d\sigma}(K_{d\tau})$ при диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали (для индекса σ)	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали (для индекса σ)	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей (для индекса τ)						

Таблица А.7 – Коэффициенты влияния шероховатости поверхности [4]

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ 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...0,95
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

Таблица А.8 – Коэффициент влияния поверхностного упрочнения [4, 9]

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_V при:		
	$K_\sigma = 1$ (для гладких валов)	$K_\sigma = 1,1 \dots 1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
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
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5
Цементация	1,4...1,5	—	—
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Таблица А.9 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью (рисунок А.1) [4, 6, 10]

Коэффициент пересчета K_σ и K_τ для различных соотношений t/r и r/d									
t/r	r/d	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
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	2,50	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
d , мм		10...15		15...40		40...80		80...100	
r , мм		1,0		1,5		2,0		2,5	
f (фаска), мм		1,5		2,0		3,0		4,0	
Высота заплечиков $t=(1,3...1,5)f$									

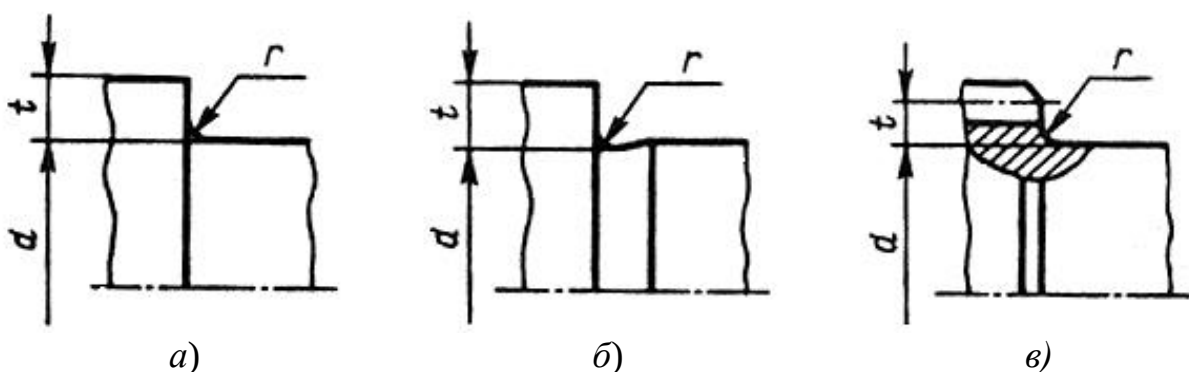


Рисунок А.1– Вал со ступенчатым переходом с галтелью: а), б), в) – различные конструкции перехода

Таблица А.10 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в месте шпоночного паза [4, 6]

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица А.11 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых и резьбовых участков валов [4, 6]

σ_B , МПа	K_σ		K_τ		
	для шлицев	для резьбы	для шлицев		для резьбы
			прямобоочных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица А.12 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для нарезки витков червяка [10]

Концентратор	K_σ при σ_B , МПа		K_τ при σ_B , МПа	
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
Нарезка витков червяка	2,30	2,50	1,70	1,90

Таблица А.13 – Сечения шпонок и глубина пазов [4]

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки, мм		Фаска у шпонки	Глубина паза, мм		Длина шпонки
	b	h		вала t_1	ступицы t_3	
С 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
С 17 до 22	6	6		3,5	2,8	14...70
С 22 до 30	8	7	0,4...0,6	4	3,3	18...90
С 30 до 38	10	8		5	3,3	22...110
С 38 до 44	12					28...140
С 44 до 50	14	9		5,5	3,8	36...160
С 50 до 58	16	10		6	4,3	45...180
С 58 до 65	18	11		7	4,4	50...200
С 65 до 75	20	12		0,6...0,8	7,5	4,9
С 75 до 85	22	14	9		5,4	63...250
С 85 до 95	25					70...280

Примечание – Если диаметр вала попадает в два диапазона, то шпонку следует принимать с меньшими размерами ширины и высоты ($b \times h$).

Таблица А.14 – Отношения коэффициентов $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$ для учета посадки [9]

Диаметр вала, мм	Посадка	$K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ при σ_B , МПа				$K_{\tau} / K_{d\tau}$ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	H7/r6	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
	H7/k6	1,9	2,25	2,6	3,2	1,55	1,75	2,0	2,3
	H7/h6	1,6	1,95	2,3	2,75	1,4	1,6	1,8	2,1
50	H7/r6	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
	H7/k6	2,3	2,75	3,2	3,9	1,9	2,15	2,5	2,8
	H7/h6	2,0	2,4	2,8	3,4	1,6	1,85	2,1	2,4
100 и более	H7/r6	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8
	H7/k6	2,45	2,95	3,45	4,2	1,9	2,2	2,5	2,9
	H7/h6	2,15	2,55	3,0	3,6	1,7	1,95	2,2	2,6
Примечание – Для посадки колец подшипников качения следует принимать $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$ по графе, соответствующей прессовой посадке H7/r6.									

Таблица А.15 – Консольная сила F_K (неуравновешенная составляющая F_{nt} окружной силы F_t^M на рабочих элементах муфт) [7]

Тип муфты	Сила F_{nt}	Диаметр начальной окружности муфты d_M , мм
Кулачковая	$F_{nt} = F_t^M$	Средний диаметр расположения кулачков [10]
Пальцевая (МУВП)	$F_{nt} = 2/3 F_t^M$	Диаметр окружности расположения пальцев [8, 9, 10]
Цепная	$F_{nt} = 1/3 F_t^M$	$z_M p_u / \pi$, z_M – число зубьев звездочки; p_u – шаг цепи, мм [9]
Зубчатая	$F_{nt} = 0,2 F_t^M$	$m_m z_M$, m_m – модуль, мм; z_M – число зубьев муфты [8, 9, 10]
$F_t^M = 2T_H \cdot 10^3 / d_M$, где T_H – номинальный передаваемый валом момент, Нм.		

Таблица А.16 – Шероховатость поверхностей ряда деталей редукторов [12]

Деталь, поверхность	R_a , мкм не более	
	1	2
Поверхность шестерни эвольвентного зуба боковая ¹⁾ : при модуле до 5 мм свыше 5 мм	1,25 2,5	1,6 3,2
Поверхность витка цилиндрического червяка боковая	0,63	0,8
Поверхности посадочные под внутреннее кольцо подшипника, под зубчатое колесо, под муфту: при диаметре до 80 мм свыше 80 мм	1,25 2,5	1,6 3,2
Переход галтельный, торец заплечика	2,5	3,2
Шейка, трущаяся по резиновой манжете: при скорости скольжения до 1 м/с до 10 м/с	0,63 0,32	0,8 0,4
Резьба крепежная на валу	5,0	6,3
¹⁾ Для зубьев шестерен допускается увеличение шероховатости в два раза, если диаметр впадин меньше диаметра шеек, расположенных рядом. Примечание – Графа 1 соответствует стандартам на отдельные виды изделий и практике работы многих организаций. В графе 2 произведена замена на предпочтительные значения шероховатости путем увеличения значений по графе 1 в 1,25 раза, как это делается на ряде предприятий для более легкого и надежного контроля чистоты поверхности.		

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Подготовка исходных данных к расчету валов по программе VAL.EXE

По данной программе рассчитываются практически все валы в одноступенчатых и двухступенчатых редукторах [1]. Вначале составляется кинематическая схема редуктора с действующими на звеньях силами [16, (рисунки 2, 3, 4)]. Затем каждый из валов путем последовательности поворотов приводится к одной из схем, указанных на рисунке 4.1 данных указаний. При подготовке исходных данных в качестве иллюстративного материала рассмотрим быстроходный вал – шестерню, например, двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме (рисунок Б.1).

1. Номер схемы вала – в нашем случае равен 1 (рисунок 4.1).

2. Момент инерции вала можно определить по внутреннему диаметру подшипника как $I = \pi d_n^4 / 64$, мм⁴, но более точно $I = \pi d_E^4 / 64$, где d_E – эквивалентный диаметр, учитывающий ступенчатость вала. Эквивалентный диаметр можно определить по точной формуле

$$d_E = 1/4 \sqrt[4]{\sum_{i=1}^n l_i / (l \cdot d_i^4)},$$

где d_i , l_i – диаметр и длина соответствующей i -й ступеньки вала, n – число ступенек вала, l – длина вала.

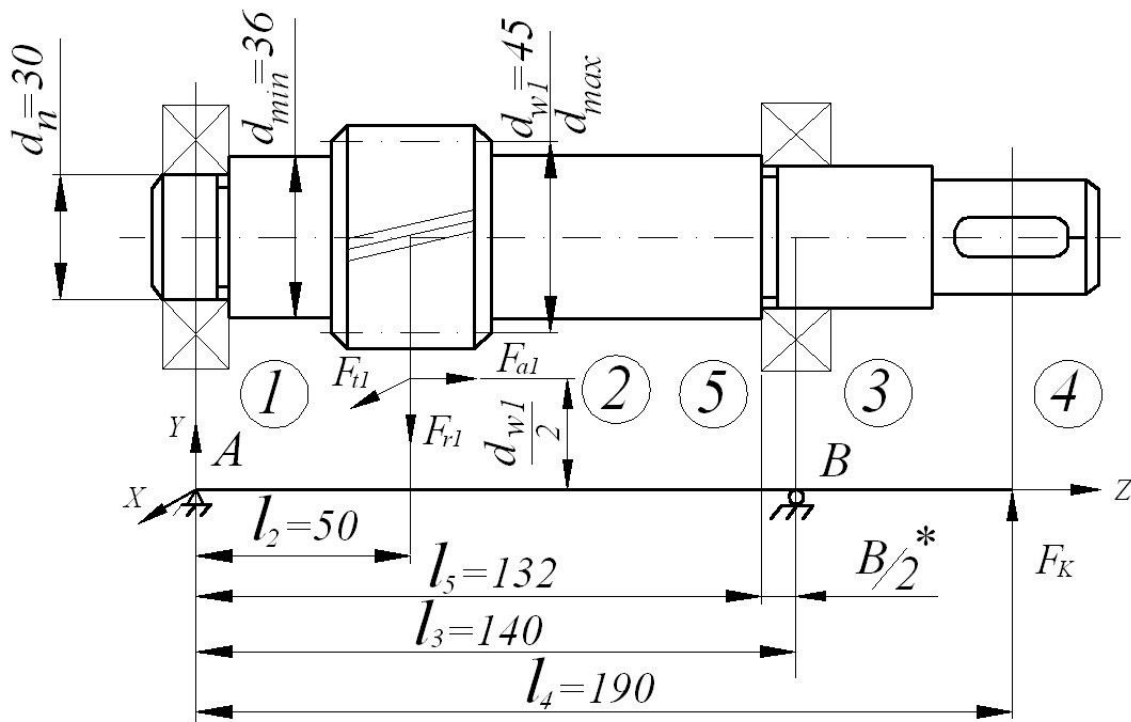


Рисунок Б.1 – Схема быстроходного вала – шестерни: * – размер для справок (B – ширина подшипника для радиальных подшипников)

Эквивалентный диаметр d_E можно определить также по формуле

$$d_E = d_{\min} \cdot j,$$

где коэффициент $j = f(d_{\max}/d_{\min})$ и представлен в таблице Б.1.

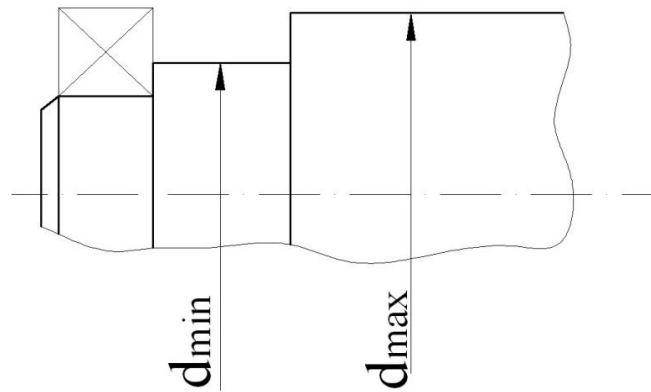


Рисунок Б.2 – К определению отношения $d_{\max}/d_{\min}$

Таблица Б.1 – К определению коэффициента j

$d_{\max}/d_{\min}$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0
j	1,028	1,051	1,07	1,087	1,101	1,113	1,125	1,14	1,146

3. Коэффициентом перегрузки при расчете на статическую прочность является отношение $T_{\max}/T_n$ из каталога на электродвигатели.

4. В зависимости от того, какой рассчитывается вал принимают начальные диаметры (d_w) шестерни, червяка или колеса в мм.

5. Коэффициент учета консольной нагрузки (0 – при наличии муфты; 1 – при отсутствии муфты, т.е. при наличии гибкой передачи: ременной или цепной).

6. Угол между направлением консольной силы и оси X в град. (вводится, если коэффициент учета консольной нагрузки равен 1; угол отсчитывается от 0° до 360° от оси X по часовой стрелке, если смотреть со стороны направления оси Z).

7. Характеристики материала вала σ_B , σ_T , τ_T , σ_{-1} , τ_{-1} в МПа принимаются по таблице А.2.

8. Расстояния от начала координат до выбранных сечений вала l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , l_5 принимаются из компоновочного чертежа. Для рисунка Б.1 $l_1 = 0$, опоры А и В вала могут не совпадать с геометрическим центром подшипника у радиально-упорных подшипников. Расстояние между торцом подшипника и расчетной точкой опоры вала равно для радиально-упорного шарикового подшипника

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\operatorname{tg}\alpha],$$

для конического роликоподшипника

$$a = 0,5[T + 0,5(d + D)\operatorname{tg}\alpha],$$

$$\operatorname{tg}\alpha = e/1,5,$$

В и Т – ширины подшипников; d и D – внутренний и наружный диаметры подшипника; α – угол наклона контактной линии; e – коэффициент осевой нагрузки. Все необходимые параметры выбирают из каталога на подшипники.

На иллюстративном рисунке Б.1 расстояние a отсутствует, так как предполагается установка радиальных шарикоподшипников.

9. Расчетные сечения вала назначаются автоматически после ввода номера схемы вала: два обязательных сечения (на рисунке Б.1 – 2 и 3) и одно дополнительное 5 по желанию разработчика. В источнике [1] и на рисунке 4.1 настоящих указаний они обведены двойным кружком на схемах валов. Сечение 2 расположено посередине шестерни либо колеса, сечение 3 – под подшипником, а сечение 4 – посередине полумуфты либо ступицы звена гибкой передачи (ременной или цепной). Сечение 5 отличается от сечения 3 только лишь коэффициентами концентрации напряжений в месте перехода от одного диаметра вала к другому под подшипником. Индексы у представленных в таблице Б.2 параметров указывают номер расчетного сечения. Если нет необходимости в расчете 5 сечения, то вместо него можно поставить любое из двух обязательных расчетных сечений для заполнения полей ввода, при этом, не забывая в качестве длины l_5 назначить соответствующую длину расчетного сечения.

Таблица Б.2 – Подготовка параметров для расчетных сечений вала

Быстроходный вал	Тихоходный вал
$W_{\text{нетто}2} = \pi d_{w1}^3 / 32$ – для вала-шестерни,	$W_{\text{нетто}2}$, мм ³ – таблица А.5 по размеру шпонки $b \times h$ и d в мм (таблица А.13) или по формуле
$W_{\text{нетто}2} = \pi d_{f1}^3 / 32$ – для червяка, мм ³ ,	$W_{\text{нетто}2} = \pi d^3 / 32 - bh(2d - h)^2 / (16d)$,
$A_{\text{нетто}2} = \pi d_{w1}^2 / 4$ – для вала-шестерни,	$A_{\text{нетто}2} = \pi d^2 / 4 - bh / 2$,
$A_{\text{нетто}2} = \pi d_{f1}^2 / 4$ – для червяка, мм ² ,	d – компоновочный диаметр вала под колесом
d_{w1} – начальный диаметр, мм ;	
d_{f1} – диаметр впадин витков червяка, мм	

Продолжение таблицы Б.2

$W_{\text{нетто}3} = \pi d_n^3 / 32, \quad A_{\text{нетто}3} = \pi d_n^2 / 4$	
$W_{\text{нетто}5} = \pi d_n^3 / 32, \quad A_{\text{нетто}5} = \pi d_n^2 / 4$	
таблица А.1 1 для шлицев (вал - шестерня), $\frac{K_{\sigma 2}}{K_{d\sigma 2}} = \frac{\text{таблица А.12 для червяка}}{\text{таблица А.6}}$	$\frac{K_{\sigma 2}}{K_{d\sigma 2}} = \frac{\text{таблица А.10}}{\text{таблица А.6}}$ или $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = \text{таблица А.14}$ (из двух значений выбрать большее)
$K_{\sigma 3} / K_{d\sigma 3} = \text{таблица А.14 для посадки } H7/r6$	
$\frac{K_{\sigma 5}}{K_{d\sigma 5}} = \frac{\text{таблица А.9}}{\text{таблица А.6}}$	
таблица А.1 1 для шлицев (вал - шестерня), $\frac{K_{\tau 2}}{K_{d\tau 2}} = \frac{\text{таблица А.12 для червяка}}{\text{таблица А.6}}$	$\frac{K_{\tau 2}}{K_{d\tau 2}} = \frac{\text{таблица А.10}}{\text{таблица А.6}}$ или $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = \text{таблица А.14}$ (из двух значений выбрать большее)
$K_{\tau 3} / K_{d\tau 3} = \text{таблица А.14 для посадки } H7/r6$	
$\frac{K_{\tau 5}}{K_{d\tau 5}} = \frac{\text{таблица А.9}}{\text{таблица А.6}}$	
R_{a2} , мкм – шероховатость поверхности по таблице А.16	
R_{a3} , мкм – шероховатость посадочной поверхности под внутреннее кольцо подшипника по таблице А.16	
R_{a5} , мкм – шероховатость посадочной поверхности под внутреннее кольцо подшипника по таблице А.16	
K_{V2} – таблица А.8. Закалка ТВЧ дает $K_V \neq 1$	$K_{V2} = 1$ – таблица А.8, если отсутствует упрочнение
$K_{V3} = 1$ – таблица А.8	
$K_{V5} = 1$ – таблица А.8	

10. Силы на звене, Н: окружная F_t , осевая F_a и радиальная F_r принимаются из расчета передач редуктора и, если не совпадают с направлением соответствующих осей X, Z и Y (рисунок Б.1), то вводятся со знаком «минус». Сила на консоли F_K вводится со знаком «+» в любом случае и, если она является неуравновешенной составляющей от муфты, то величина ее определяется по таблице А.15, а при наличии гибкой передачи F_K является силой, действующей на вал, и определяется из расчета соответствующей передачи (ременной или цепной).

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Анализ результатов работы на ЭВМ и выбор варианта для конструктивной проработки

При анализе результатов расчета на ЭВМ необходимо выбрать наиболее рациональный вариант компоновочной схемы привода с учетом соразмерности узлов и деталей привода (электродвигателя, редуктора, ременной или цепной передачи, приводного вала и др.). Соразмерность узлов вызывается требованиями целесообразности и технической эстетики [4, с.37...41; с. 52...53].

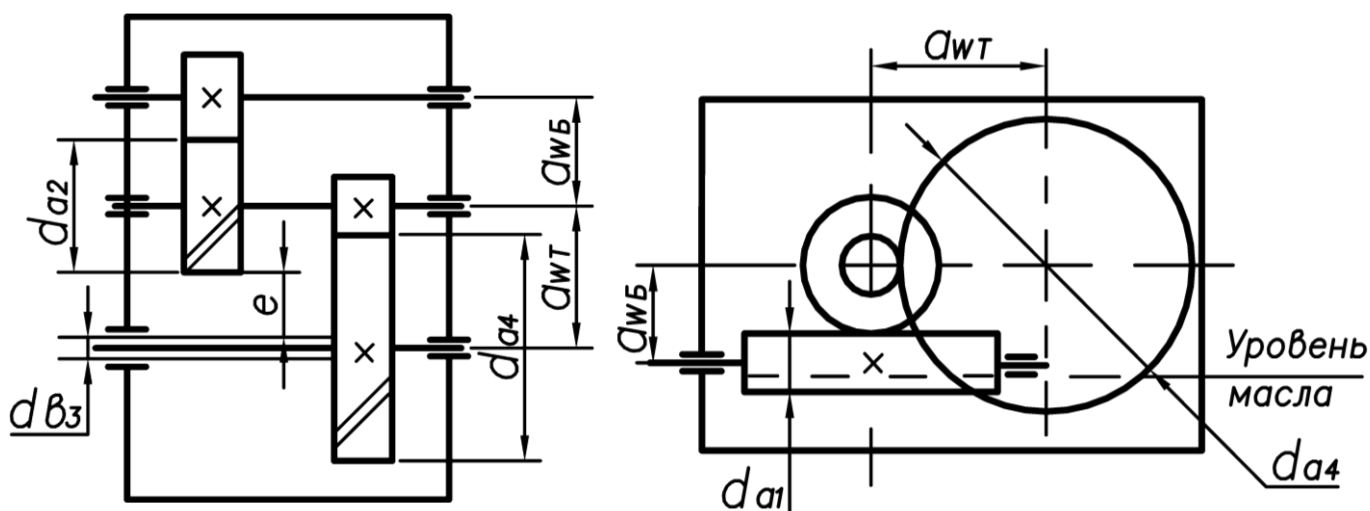


Рисунок В.1. Схема двухступенчатого косозубого редуктора

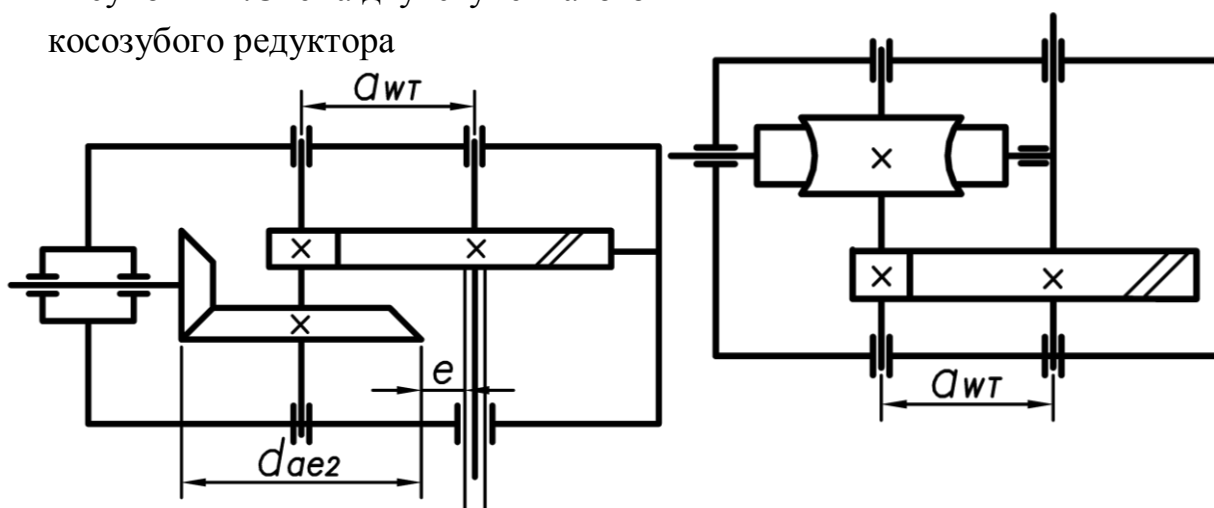


Рисунок В.2. Схема коническо-цилиндрического редуктора

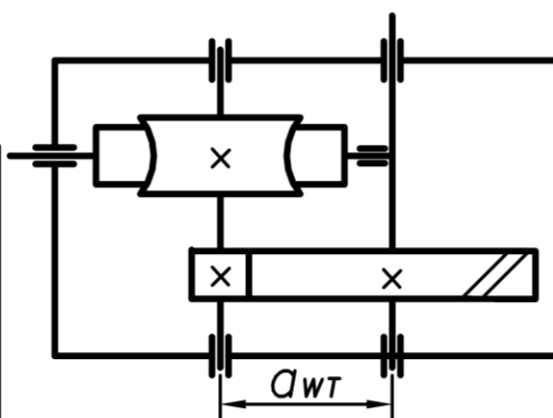


Рисунок В.3. Схема червячно-цилиндрического редуктора

Для двухступенчатых редукторов при выборе варианта сочетания межосевых расстояний быстроходной и тихоходной ступеней, которые зависят в первую очередь от твердости рабочих поверхностей зубьев (способа термообработки) или материала венца червячного колеса, необходимо проверить отсутствие накладывания зубчатых колес одной ступени редуктора на валы другой степени, а

также условия смазывания зубчатых и червячных передач. Для соосных двухступенчатых цилиндрических редукторов расчет передач начинают с тихоходной ступени с коэффициентом ширины по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,4$, а затем выполняют расчет быстроходной ступени с $\psi_{ba} = 0,2$, задавая величину межосевого расстояния, полученную из расчета тихоходной ступени. Отбраковываются те варианты расчета быстроходной ступени, в которых фактические контактные напряжения превышают допускаемые.

При проектировании двухступенчатых несоосных редукторов требуется соблюдение следующих необходимых геометрических неравенств. Для схемы на рисунке В.1 – это наличие зазора e между колесом быстроходной ступени и тихоходным (выходным) валом редуктора (минимально необходимый зазор составляет $(2,5 \dots 3,0) m_B$):

$$a_{wT} \geq d_{a2} / 2 + e + d_{B3} / 2 + (9 \dots 10);$$

для схемы на рисунке В.2 – то же, что и для схемы на рисунке В.1, но минимально необходимый зазор составляет $(2,5 \dots 3,0) m_{te}$:

$$a_{wT} \geq d_{ae2} / 2 + e + d_{B3} / 2 + (9 \dots 10);$$

а для схемы на рисунке В.3 – условие смазки тихоходного колеса:

$$a_{wB} + d_{a1} / 2 \leq d_{a4} / 2,$$

при этом глубина его окунания не должна превышать $d_{a4} / 6$,

где: m_B, m_{te} – модули быстроходной ступени, соответственно, нормальный – цилиндрической и внешний окружной – конической, мм;

$e = (1,5 \dots 2) \delta$ – зазор между колесом и валом, мм;

$\delta = (8 \dots 15)$ – толщина стенки корпуса редуктора [9, таблица 4.3], мм;

$d_{B3} \geq 17 \sqrt[3]{T_3 / [\tau]}$ – диаметр выходного вала редуктора на консоли, мм [8];

$[\tau]$ – пониженные допускаемые касательные напряжения для выходного вала $[\tau] = 0,03 \sigma_B$;

σ_B – временное сопротивление разрыву материала вала, как правило, изготавливаемого из стали 45 (таблица А.2), МПа;

T_3 – крутящий момент на колесе тихоходной ступени, Н·м;

d_{a2} – диаметр окружности выступов быстроходного цилиндрического колеса, мм;

d_{ae2} – внешний диаметр окружности выступов конического колеса, мм;

d_{a1} – диаметр окружности выступов червяка, мм;

d_{a4} – диаметр окружности выступов тихоходного цилиндрического колеса, мм;

a_{wB}, a_{wT} – межосевые расстояния быстроходной червячной и тихоходной цилиндрической ступеней, мм.