

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

В 4 частях

Часть 4. Автоматизация проектирования механических передач

Учебное пособие

для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам
«Детали машин», «Детали машин и основы конструирования»,
«Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения»
для студентов всех форм обучения

Севастополь
СевГУ
2023

УДК 621.8:004(076.5)
ББК 34.42-02:32.97я73
О-753

Р е ц е н з е н т:

А.О. Харченко – профессор кафедры «Технология машиностроения»

Составители: Пахалюк В.И., Поляков А.М., Неменко А.В.

О-753 Основы конструирования механических передач. В 4 частях. Часть 4. Автоматизация проектирования механических передач: Учебное пособие для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов всех форм обучения / В.И. Пахалюк, А.М. Поляков, А.В. Неменко. – Севастополь: СевГУ, 2023. – 85 с. – Текст : непосредственный.

Представлено учебное пособие для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов всех форм обучения.

УДК 621.8:004(076.5)
ББК 34.42-02:32.97я73

Рассмотрено и рекомендовано на заседании кафедры «Цифровое проектирование», протокол заседания кафедры № 4 от 14 декабря 2022 г.

© Пахалюк В.И., Поляков А.М.,
Неменко А.В., 2023
© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	6
1. ПЕРЕДАЧИ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ.....	7
1.1. Расчет клиноременной передачи по допускаемым напряжениям (программа CLINDP.EXE)	7
1.2. Расчет клиноременной передачи по ГОСТ 1284.1–89 – 1284.2–89 (программа CLIN.EXE)	8
1.3. Расчет синхронной передачи (зубчатым ремнем) по ОСТ 38–05227–81 (программа REMPZ.EXE)	10
1.4. Расчет передачи пленочными ремнями по допускаемым напряжениям (программа PLEN.EXE)	11
1.5. Расчет клиноременной передачи по допускаемым напряжениям (программа POLYCL.EXE).....	12
1.6. Расчет цепной передачи (программа CEPN.EXE)	13
2. ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	15
2.1. Расчет цилиндрической зубчатой передачи (программа CILPER.EXE).....	15
2.2. Расчет конической зубчатой передачи (программа KONPER.EXE).....	19
2.3. Расчет червячной передачи (программа CHER.EXE).....	22
3. ПЛАНЕТАРНЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	23
3.1. Расчет планетарного двухступенчатого редуктора по схеме $2A_{ah}^b (2k-h)$ (программа PLAN.EXE)	23
3.2. Расчет волнового зубчатого редуктора двухволновой передачи (программа VOLN.EXE)	26
3.3. Кинематический расчет волнового зубчатого редуктора (программа VOLNKIN.EXE).....	28
4. ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ.....	29
4.1. Расчет валов на жесткость, статическую прочность и выносливость (программа VAL.EXE).....	29
4.2. Выбор подшипников качения (программа PODSCH.EXE).....	34
5. ПРИМЕРЫ ПОДГОТОВКИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА РЯДА МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ И ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ.....	38
5.1. Подготовка исходных данных для расчета цилиндрической зубчатой косо- зубой передачи (программа CILPER.EXE).....	38
5.2. Пример подготовки исходных данных для расчета конической зубчатой пе- редачи (программа KONPER.EXE).....	41
5.3. Пример подготовки исходных данных для расчета червячной передачи (программа CHER.EXE).....	44
5.4. Пример подготовки исходных данных для расчета клиноременной передачи по допускаемым напряжениям (программа CLINDP.EXE).....	45
5.5. Пример подготовки исходных данных для расчета синхронной передачи (зубчатым ремнем) по ОСТ 38–05227–81 (программа REMPZ.EXE).....	46

5.6. Пример подготовки исходных данных для расчета передачи плечными ремнями по допускаемым напряжениям (программа PLEN.EXE).....	47
5.7. Пример подготовки исходных данных для расчета передачи поликлиновыми ремнями по допускаемым напряжениям (программа POLYCL.EXE).....	48
5.8. Пример подготовки исходных данных для расчета цепной передачи (программа CEPN.EXE).....	49
5.9. Подготовка исходных данных для расчета быстроходного вала цилиндрического редуктора (программа VAL.EXE).....	50
5.10. Подготовка исходных данных для расчета тихоходного вала цилиндрического редуктора (программа VAL.EXE).....	52
5.11. Подготовка исходных данных для выбора подшипников качения быстроходного вала (программа PODSCH.EXE).....	54
5.12. Подготовка исходных данных для выбора подшипников качения тихоходного вала (программа PODSCH.EXE).....	55
6. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ И ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ.....	57
6.1. Результат расчета конической передачи по программе KONPER.EXE...	57
6.2. Результат расчета цилиндрической передачи по программе CILPER.EXE.....	58
6.3. Результат расчета червячной передачи по программе CHER.EXE.....	60
6.4. Результат расчета клиноременной передачи по программе CLINDP.EXE.....	61
6.5. Результат расчета плечной передачи по программе PLEN.EXE.....	63
6.6. Результат расчета синхронной передачи по программе REMPS.EXE.....	64
6.7. Результат расчета передачи поликлиновым ремнем по программе POLYCL.EXE.....	65
6.8. Результат расчета цепной передачи по программе CEPN.EXE	66
6.9. Результат расчета быстроходного вала по программе VAL.EXE.....	67
6.10. Результат расчета тихоходного вала по программе VAL.EXE.....	69
6.11. Подбор подшипников качения для быстроходного вала по программе PODSCH.EXE.....	70
6.12. Подбор подшипников качения для тихоходного вала по программе PODSCH.EXE.....	71
7. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ НА ЭВМ И ВЫБОР ВАРИАНТА ДЛЯ КОНСТРУКТИВНОЙ ПРОРАБОТКИ	72
Библиографический список.....	75
ПРИЛОЖЕНИЕ А. ...	76
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.	82

Введение

Целью учебного пособия является представление необходимых для самостоятельной работы студентов (СРС) материалов, обеспечивающих максимальную эффективность данного вида работы студентов при изучении учебных дисциплин «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения».

Учебное пособие перекрывает все виды учебных занятий студентов, предусмотренных соответствующими программами и учебными планами по указанным дисциплинам, в частности, при выполнении расчетов с помощью ЭВМ по тематике расчетно-графических работ и 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 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. Методическое пособие может быть использовано в изучении дальнейших дисциплин при проектировании, например, коробок скоростей станков, приспособлений станков, различных приводов, в том числе и робототехнических и т. п. Выполнен анализ результатов расчетов на ЭВМ.

Программы для ЭВМ находятся в учебной папке PROGRAM_FILES на Яндекс диске по ссылке <https://disk.yandex.ru/d/mOs8P37CpvuwUQ> в папке FILES, далее STUD_FILES, далее, например, cilper – цилиндрическая, cher – червячная, konper – коническая.

Программы работают в операционной среде DOS, запускаются как обычно и работают в диалоговом режиме. Выводные файлы пишутся в папку, где расположена программа, с одноименным названием, но с расширением .out. Они открываются редактором DOS-программ ADITOR, который также расположен в папке FILES. Папку нужно открыть и запустить ADITOR.EXE (например, Aditor v. 2.10b) с желтой иконкой и в открывающееся поле мышкой перетащить выводной файл, который там откроется для просмотра и печати.

Подготовка исходных данных для расчета на ЭВМ осуществляется по методике, изложенной ниже, для каждой из программ и совпадает с диалоговым чатом при вводе данных на ЭВМ. Примеры подготовки данных для ряда широко используемых в учебном процессе передач и примеры их выводных файлов также приведены в данном учебном пособии.

Примечание – При вводе значений с десятичными дробями обязательное использование точки вместо запятой иначе будет некорректное восприятие программой значения указанного параметра. Поэтому во всех дробных значениях параметров в дальнейшем изложении использована точка вместо запятой.

1. ПЕРЕДАЧИ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

1.1. Расчет клиноременной передачи по допускаемым напряжениям (программа CLINDP.EXE) [5]

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 из конструктивных соображений, 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, 5, 7]

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 из конструктивных соображений, 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 [12]

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 расчете рекомендуется принимать не более 4 ремней).

1.3. Расчет синхронной передачи (зубчатым ремнем)
по ОСТ 38–05227–81 (программа REMPZ.EXE) [5]

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 из конструктивных соображений, 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]

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 из конструктивных соображений, 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).

1.5. Расчет передачи поликлиновыми ремнями по допускаемым напряжениям (программа POLYCL.EXE) [5]

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 из конструктивных соображений, 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).

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 CEPN.EXE) [1, 10]

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

СТ1=

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 SKN=

(SKN=1.0 – угол наклона линии центров звездочек к горизонту $\psi \leq 45^\circ$;

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

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ РЕГУЛИРОВКУ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

SKR=

(SKR=1.0 – при регулировке положения оси одной из звездочек;

SKR=1.1 – для передачи с оттяжными звездочками или нажимными роликами;

SKR=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

СКРЕ=

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

СКРЕ=1.0 – при односменной работе;

СКРЕ=1.25 – при двусменной работе;

СКРЕ=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 SKCN [10]

Способ смазки	Без смазки	Нерегулярная (скудная)	Периодическая регулярная (через 8...16 час)	Консистентная – внутришарнирная (через 50...60 час)	Капельная (5...15 капель в минуту)	Масляная ванна	Циркуляционная	Распылителем под давлением
SKCN	0.15	0.5	1.4	1.6	1.8	2.5	3.1	4.0

Примечание – Если произведение коэффициентов SKD, SKN, SKR, SKSM и SKRE 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, 5]

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;
 $ЕРМ1 = 1.20$ – 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;
 $KNBFS = KFBFS = 1.00$ – 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 [12]

Положение или вид передачи	Твердость	PSIBA	
		U _T ≥ 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 $10\text{HB} \approx 1\text{HRC}$, 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=

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, 5]

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 $T_{\max}/T_{\text{ном}}$).	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=1.55).	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).

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, 5]

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):

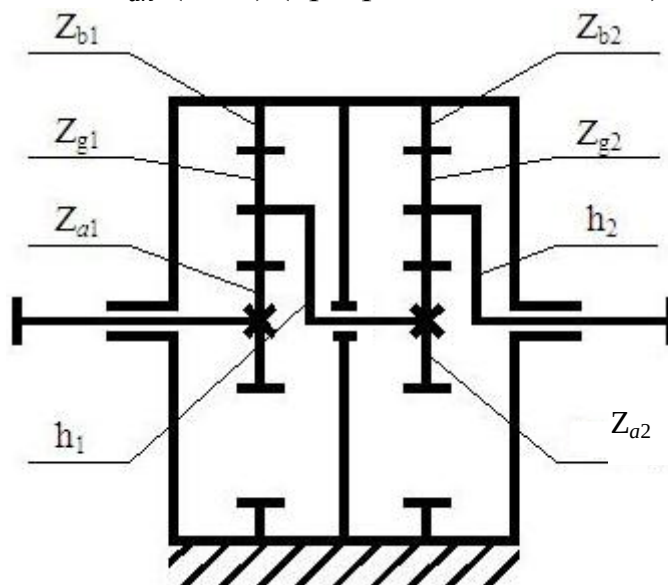
первая =

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, 7]



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 ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
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;
 $HL = 2.00$ – 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;
 $ЕРМ1 = 1.20$ – 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 A, G, B 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

LH=

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 $T_{max}/T_{ном}$).

ОТНОШЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ БЫСТРОХОДНОЙ И
ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНЕЙ

DU=

(если 0, то перебираются в цикле DU=0.7; 1.0; 1.3).

ЧИСЛО ПОТОКОВ (число спутников – 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

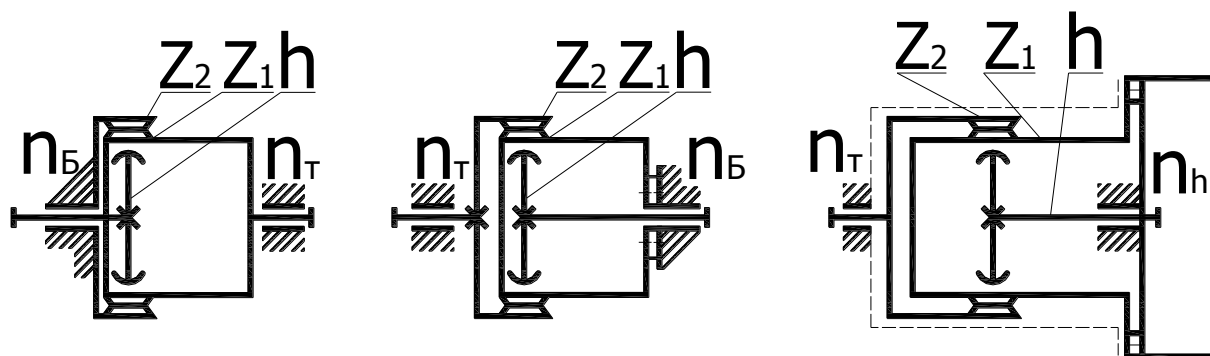
ПО МЕРЕ ВОЗРАСТАНИЯ:

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 ТТ=0)

ТТ=

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВХОДНОГО ВАЛА, мин⁻¹

НН=

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;

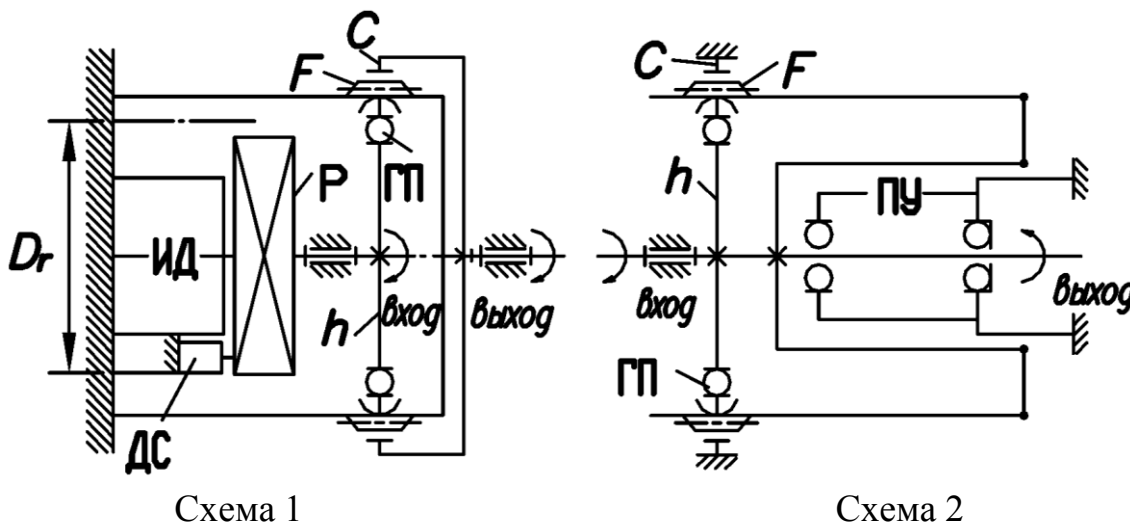
если R=1, то можно воспользоваться результатами кинематического расчета по программе VOLNKIN.EXE, представленной в пункте 3.3):

Z1=

Z2=

M=

3.3. Кинематический расчет волнового зубчатого редуктора (программа VOLNKIN.EXE) [2]



D – габаритный размер, определяемый возможностью размещения во внутренней полости гибкого колеса различных устройств: электродвигателя (ИД), редуктора (Р) с датчиками (ДС), подшипникового узла (ПУ), гибкого шарикоподшипника (ГП); F , C – гибкое и жесткое колеса; h – генератор волн деформации

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 ВОЛНОВОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

(1 – с заземленным гибким колесом;

2 – с заземленным жестким колесом)

=

МАКСИМАЛЬНЫЙ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВЫХОДНОМ ВАЛУ, Н·м $T=$

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЫХОДНОГО ВАЛА, мин⁻¹ $W=$

МИНИМАЛЬНО ДОПУСКАЕМЫЙ ГАБАРИТНЫЙ РАЗМЕР МЕХАНИЗМА, мм

(выбирается по конструктивным требованиям; если габарит

не ограничивается, то величина задается достаточно большой)

DG=

НАЧАЛЬНЫЙ ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР (1...9) МОДУЛЯ В МАССИВЕ

ЗНАЧЕНИЙ: (0.3; 0.4; 0.5; 0.6; 0.8; 1.0; 1.25; 1.5; 2.0)

N0=

КОНЕЧНЫЙ ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР (1...9) МОДУЛЯ В МАССИВЕ

ЗНАЧЕНИЙ: (0.3; 0.4; 0.5; 0.6; 0.8; 1.0; 1.25; 1.5; 2.0)

NK=

Примеры выполнения проектировочных расчетов волновых механизмов и более подробные сведения в источнике [2, с.64...74].

4. ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ

4.1. Расчет валов на жесткость, статическую прочность и выносливость (программа VAL.EXE) [1, 13]

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 (5) 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 4.1) [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

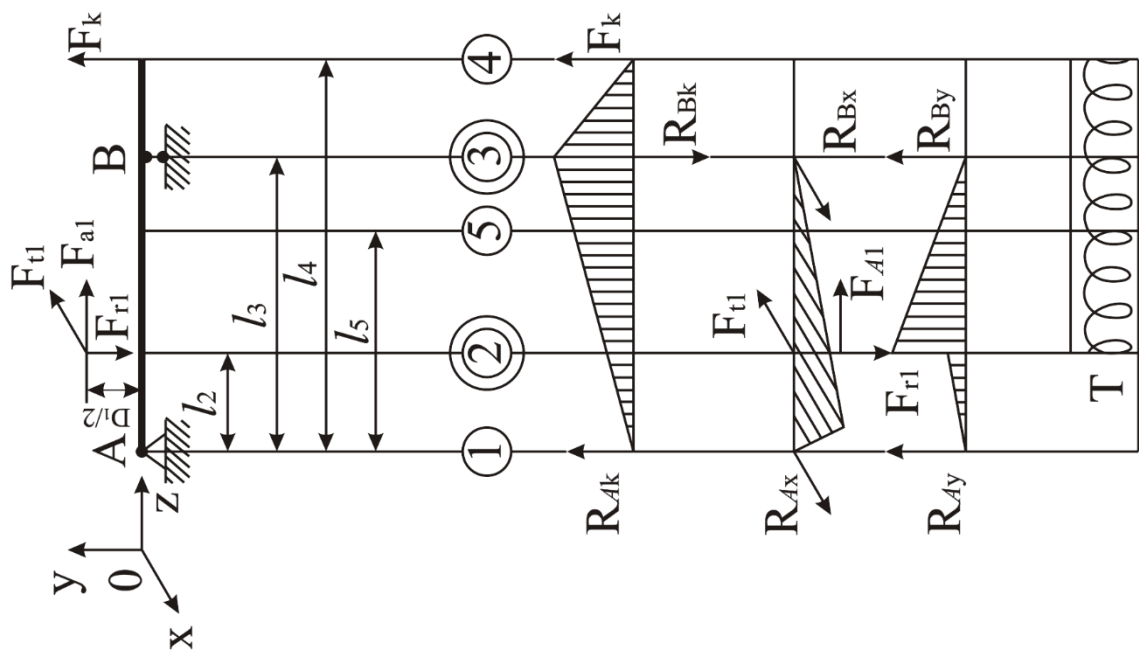


Схема 2

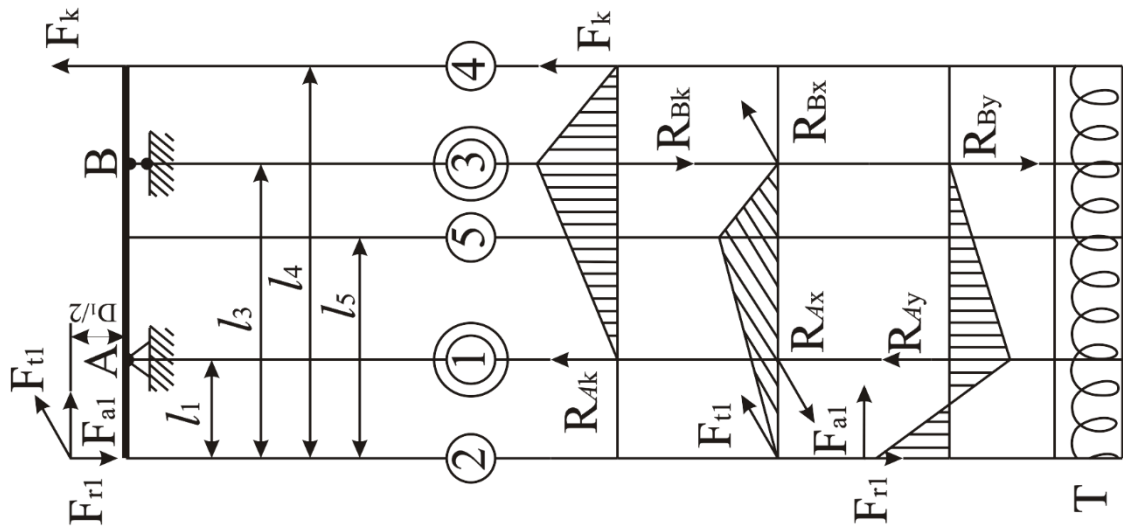


Схема 3

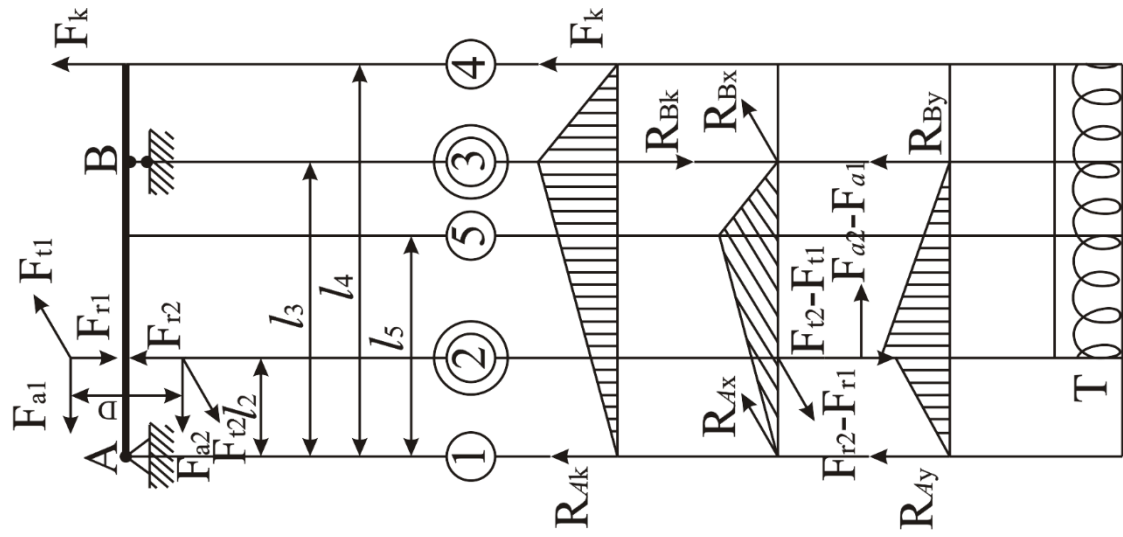


Рисунок 4.1 – Схемы валов

Схема 4

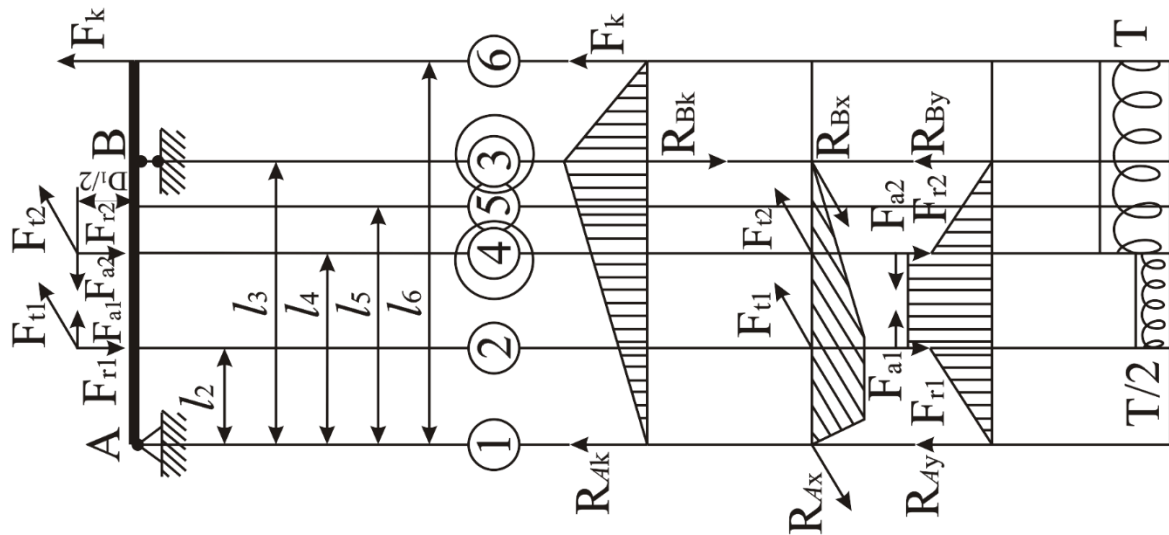


Схема 5

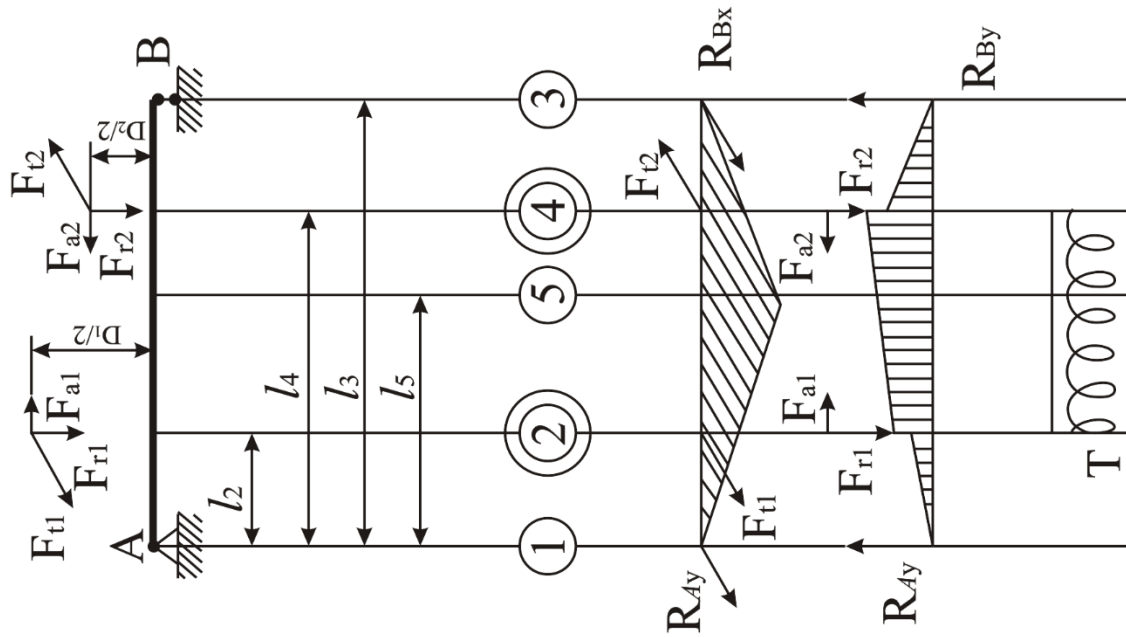


Схема 6

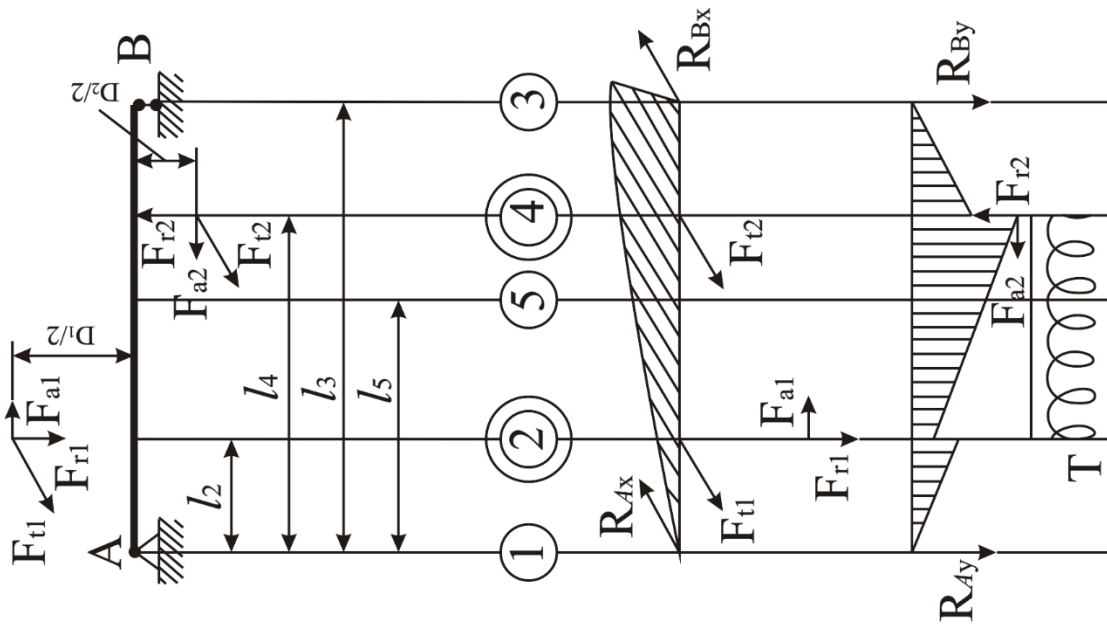


Рисунок 4.1 – Схемы валов (продолжение)

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=

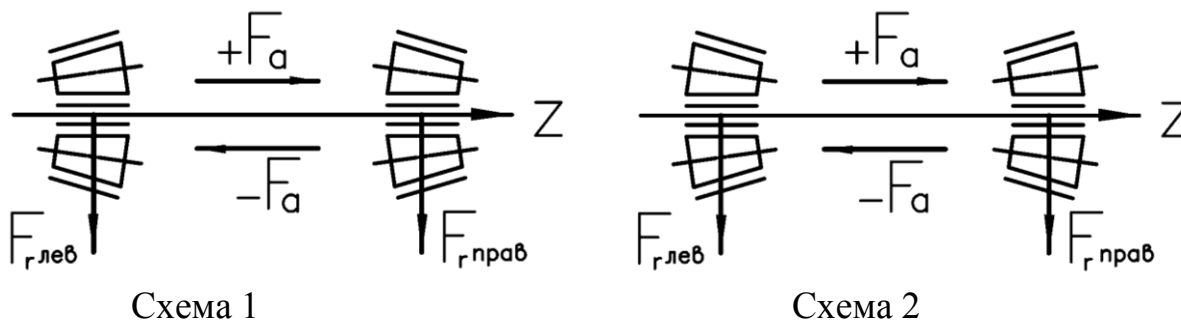


Рисунок 4.2 – Схемы установки подшипников

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 K_6 (АКВ) в зависимости от вида нагружения и области применения подшипников

Вид нагружения	K_6	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.

5. ПРИМЕРЫ ПОДГОТОВКИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА РЯДА МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ И ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ

5.1. Подготовка исходных данных для расчета цилиндрической зубчатой косозубой передачи (программа CILPER.EXE)

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ

СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Иванов И.И.

ГРУППА МР/6-19-1-о

Расчетно-графическая работа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, ЗАДАВАЕМЫЕ СТУДЕНТОМ:

ИНДЕКС ТИПА ПЕРЕДАЧИ –	NP=1
(1 – цилиндрическая косозубая; 2 – прямозубая).	
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КОЛЕСА, Н·м	T2=1000
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОЛЕСА, мин ⁻¹	N2=375
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	U=4
РЕСУРС РАБОТЫ ПЕРЕДАЧИ, ЧАС	LH=7800
НЕОБХОДИМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм	AWFS=0
(Если равно 0, то вычисляется в программе).	
МИНИМАЛЬНЫЙ УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ, град.	BETMI=8.11
МАКСИМАЛЬНЫЙ УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ, град.	BETMA=16.00
КОЭФИЦИЕНТ ШИРИНЫ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА В ДОЛЯХ	
МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ	PSIBA=0.315

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

Положение или вид передачи	Твердость	PSIBA	
		$U_T \geq 4$	$U_T < 4$
Несимметричное	HB $\leq$ 350	0,315	0,4
	HRC $\geq$ 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=0

(Если равна 0, то выбирается в программе).

ПРИЗНАК ЗАЦЕПЛЕНИЯ SIGN= 1

(+1 – внешнее; -1 – внутреннее).

НОМЕР СХЕМЫ ПЕРЕДАЧИ SXEM=6

(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=1

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=0.95

(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=1

(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=1

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

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУСТОРОННЕЕ ПРИЛОЖЕНИЕ НАГРУЗКИ К ЗУБУ КОЛЕСА

KFC2=1

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

ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА КОЛЕСЕ К НОМИНАЛЬНОМУ МОМЕНТУ

TTED=2.2

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

ПЕРЕДАЧА ШЕВРОННАЯ? (0 – нет; 1 – да)

=0

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=450
твердость зубьев, HRC HRC1=21.6

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа SGT2=350
твердость зубьев, HRC HRC2=18

2 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа SGT1=650
твердость зубьев, HRC HRC1=24.8

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа SGT2=500
твердость зубьев, HRC HRC2=20

3 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа SGT1=700
твердость зубьев, HRC HRC1=28.5

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа SGT2=590
твердость зубьев, HRC HRC2=24.8

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ

=2

(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 =1

вторая =0.6

третья =

АБСЦИССЫ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ В ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ЕДИНИЦАХ

ПО МЕРЕ ВОЗРАСТАНИЯ (не более шести):

первая =0.4

вторая =1

третья =

5.2. Пример подготовки исходных данных для расчета конической зубчатой передачи (программа KONPER.EXE)

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ

СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Иванов И.И.

ГРУППА МР/б-19-1-о

Расчетно-графическая работа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

ИНДЕКС ТИПА ПЕРЕДАЧИ

NP=2

(2 – с круговым зубом; 3 – прямозубая).

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КОЛЕСА, Н·м

T2=121.96

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОЛЕСА, мин⁻¹

N2=212.2

ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

U=4.5

РЕСУРС РАБОТЫ ПЕРЕДАЧИ, ЧАС

LH=21130

ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА
НА КОЛЕСЕ К НОМИНАЛЬНОМУ МОМЕНТУ

TTED=2.2

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

СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

ST=0

(Если равна 0, выбор производится автоматически программой).

ПРИЗНАК ШЕСТЕРНИ НА КОНСОЛИ

=1

(1 – шестерня расположена консольно на валу;

0 – шестерня расположена на валу между подшипниками).

ТИП ПОДШИПНИКОВ У ШЕСТЕРНИ

=2

(1 – шариковые подшипники;

2 – роликовые подшипники).

ЧИСЛО ЗАЦЕПЛЕНИЙ ОДНОЙ СТОРОНОЙ ЗУБА ШЕСТЕРНИ

= 1

ЧИСЛО ЗАЦЕПЛЕНИЙ ОДНОЙ СТОРОНОЙ ЗУБА КОЛЕСА = 1

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

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 $ZETR=0.95$

($ZETR=1,0$ – 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 $YR=1$

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

$YR=1,2$ – для полированных зубьев).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУСТОРОННЕЕ ПРИЛОЖЕНИЕ НАГРУЗКИ К ЗУБУ ШЕСТЕРНИ $KFC1=1$

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

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУСТОРОННЕЕ ПРИЛОЖЕНИЕ НАГРУЗКИ К ЗУБУ КОЛЕСА $KFC2=1$

(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 $10HB \approx 1HRC$, 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	$SGT1=450$
твердость зубьев, HRC	$HRC1=21.6$

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа	$SGT2=350$
твердость зубьев, HRC	$HRC2=18$

2 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа	SGT1=650
твердость зубьев, HRC	HRC1=24.8

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа	SGT2=500
твердость зубьев, HRC	HRC2=20

3 СОЧЕТАНИЕ:

механические характеристики материала шестерни:

предел текучести, МПа	SGT1=700
твердость зубьев, HRC	HRC1=28.5

механические характеристики материала колеса:

предел текучести, МПа	SGT2=590
твердость зубьев, HRC	HRC2=24.8

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ =3

(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 =1

вторая =0.7

третья =0.5

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

первая =0.6

вторая =0.8

третья =1

5.3. Пример подготовки исходных данных для расчета червячной передачи (программа CHER.EXE)

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Иванов И.И.
ГРУППА МР/6-19-1-о
Расчетно-графическая работа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КОЛЕСА, Н·м	T ₂ =1910
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОЛЕСА, мин ⁻¹	N ₂ =30
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	U=25
РЕСУРС РАБОТЫ ПЕРЕДАЧИ, ЧАС	LH=7500
ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА КОЛЕСЕ К НОМИНАЛЬНОМУ МОМЕНТУ	TTED=2.2

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

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ТЕРМООБРАБОТКУ ЧЕРВЯКА: =2

(1 – если червяк закален при нагреве ТВЧ H<45 HRC;

2 – если червяк цементованный H≥45 HRC).

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ =2

(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 =1

вторая =0.3

третья =

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

первая =0.2

вторая =1

третья =

5.4. Пример подготовки исходных данных для расчета клиноременной передачи по допускаемым напряжениям (программа CLINDP.EXE)

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ

СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Сидоров А.И.

ГРУППА ЭТ/б-19-1-о

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО дисциплине Детали машин

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, кВт	$P_1=2.6$
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, мин^{-1}	$N_1=1410$
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	$U=2.1$
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм	$A=450$

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

КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ $K_{SUT}=0.67$

(См. исходные данные на курсовой проект).

МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА

В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ $K_{NAG}=220$

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

Пример: $T_{\max}/T_{\text{ном}} = 2.2$; $K_{NAG} = 220$).

КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ $TIPDV=1$

($TIPDV = 1$ – 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 $RKZM=4$

($RKZM < 8$. 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).

5.5. Пример подготовки исходных данных для расчета синхронной передачи (зубчатым ремнем) по ОСТ 38–05227–81 (программа REMTZ.EXE)

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Сидоров А.И.
ГРУППА ЭТ/б-19-1-о
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО дисциплине Детали машин

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, кВт	$P_1=2.6$
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, мин^{-1}	$N_1=1410$
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	$U=2.1$
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм	$A=450$

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

КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ $KSUT=0.67$

(См. исходные данные на курсовой проект).

МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ $KNAG=220$

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

Пример: $T_{\max}/T_{\text{ном}} = 2.2$; $KNAG = 220$).

КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ $TIPDV=1$

($TIPDV = 1$ – 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 $CU=1$

($CU=1$ – для понижающих передач).

КОЭФФИЦИЕНТ НАТЯЖЕНИЯ $CN=1$

($CN=1$ – при отсутствии натяжных и направляющих роликов).

5.6. Пример подготовки исходных данных для расчета передачи плечеными ремнями по допускаемым напряжениям (программа PLEN.EXE)

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Иванов И.И.
ГРУППА МР/6-19-1-о
Расчетно-графическая работа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, кВт	$P_1=2.6$
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, мин ⁻¹	$N_1=1410$
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	$U=2.1$
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм	$A=450$

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

КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ $KSUT=0.67$

(См. исходные данные на курсовой проект).

МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ $KNAG=220$

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

Пример: $T_{max}/T_{ном} = 2.2$; $KNAG = 220$).

КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ $TIPDV=1$

($TIPDV = 1$ – 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).

5.7. Пример подготовки исходных данных для расчета передачи
поликлиновыми ремнями по допускаемым напряжениям
(программа POLYCL.EXE)

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	$P_1=2.6$
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, мин ⁻¹	$N_1=1410$
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	$U=2.1$
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм	$A=450$

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

КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ $KSUT=0.67$

(См. исходные данные на курсовой проект).

МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ $KNAG=220$

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

Пример: $T_{max}/T_{ном} = 2.2$; $KNAG = 220$).

КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ $TIPDV=1$

($TIPDV = 1$ – 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).

5.8. Пример подготовки исходных данных для расчета цепной передачи (программа CERN.EXE)

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ

СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Иванов И.И.

ГРУППА МР/6-19-1-о

Расчетно-графическая работа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВЕДУЩЕЙ ЗВЕЗДОЧКЕ, Н·м

СТ1=121.96

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕЙ ЗВЕЗДОЧКИ, мин⁻¹

CN1=212.2

ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

UCPR=2.137

ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, мм

CAWR=850

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

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДИНАМИЧНОСТЬ НАГРУЗКИ SKD=1

(SKD=1.0 – при спокойной нагрузке (ленточные, цепные конвейеры);

SKD=1.2 ... 1.5 – при работе с толчками (металлорежущие станки, компрессоры).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ НАКЛОН ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

CKN=1

(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=1

(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=1.5

(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

СКRE=1.25

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

СКRE=1.0 – при односменной работе;

СКRE=1.25 – при двусменной работе;

СКRE=1.5 – при трехсменной работе).

КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ СПОСОБ СМАЗКИ ПРИ РАСЧЕТЕ

ДОЛГОВЕЧНОСТИ СКCN=1.4
 (См. значения таблицы 1.2, учитывая характер смазки при назначении СКSM).
 ПЕРЕДАЧА РАБОТАЕТ В ЗАКРЫТЫХ КОЖУХАХ И КАРТЕРАХ?
 (Если да, =1, если нет (открытая передача), =0) =0
 УГОЛ НАКЛОНА ПЕРЕДАЧИ К ГОРИЗОНТУ, град CPSI=30

5.9. Подготовка исходных данных для расчета быстроходного вала цилиндрического редуктора (программа VAL.EXE)

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
 КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
 СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Сидоров А.И.
 ГРУППА ЭТ/б-19-1-о
 КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО дисциплине Детали машин

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАЛА

НОМЕР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ВАЛА (1...6, рисунок 4.1) NSX=1
 МОМЕНТ ИНЕРЦИИ СЕЧЕНИЯ ВАЛА, мм⁴
 AJ=448952.5
 ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ЗВЕНА 1, мм (если коническая
 шестерня, то средний делительный диаметр) D1=100
 КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕГРУЗКИ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ
 ПРОЧНОСТЬ AKP=2.2
 (См. по каталогу электродвигателей отношение Tmax/Tном)
 КОЭФФИЦИЕНТ УЧЕТА КОНСОЛЬНОЙ НАГРУЗКИ NG=0
 (0 – при наличии муфты; 1 – при отсутствии муфты)
 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=650
 ПРЕДЕЛ ТЕКУЧЕСТИ:
 ПО НОРМАЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ, МПа SGT=400
 ПО КАСАТЕЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ, МПа TAT=240
 ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ОБРАЗЦОВ ПРИ СИММЕТРИЧНОМ ЦИКЛЕ:
 ИЗГИБА, МПа SGM1=300
 КРУЧЕНИЯ, МПа TAM1=160
 РАССТОЯНИЕ ОТ НАЧАЛА КООРДИНАТ (КРАЙНЕЙ ЛЕВОЙ
 ТОЧКИ ВАЛА) ДО РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ

1, мм	ALR1=0
2, мм	ALR2=196
3, мм	ALR3=391
4, мм	ALR4=469
5, мм	ALR5=369

ДЛЯ РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ 2:

ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, мм^3	W=51762.3
ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ, мм^2	A=5125
ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ К КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:	
НА ИЗГИБ	AKSD=3.9
НА КРУЧЕНИЕ	AKTD=2.88
ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ в R_a , мкм	RAF=0.63
КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ	AKV=1

ДЛЯ РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ 3:

ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, мм^3	W=16325.5
ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ, мм^2	A=2374.6
ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ К КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:	
НА ИЗГИБ	AKSD=3.65
НА КРУЧЕНИЕ	AKTD=2.6
ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ в R_a , мкм	RAF=1.25
КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ	AKV=1

ДЛЯ РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ 5:

ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, мм^3	W=16325.5
ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ, мм^2	A=2374.6
ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ К КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:	
НА ИЗГИБ	AKSD=2.71
НА КРУЧЕНИЕ	AKTD=2.29
ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ в R_a , мкм	RAF=1.25
КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ	AKV=1

СИЛЫ НА ЗВЕНЕ 1:

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

ОКРУЖНАЯ, Н	FT1=338
ОСЕВАЯ, Н	FA1=1972
РАДИАЛЬНАЯ, Н	FR1=-718
СИЛА НА КОНСОЛИ, Н	FK=948

5.10. Подготовка исходных данных для расчета тихоходного вала цилиндрического редуктора (программа VAL.EXE)

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Сидоров А.И.
ГРУППА ЭТ/6-19-1-о
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО дисциплине Детали машин

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАЛА

НОМЕР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ВАЛА (1...6, рисунок 4.1)	NSX=1
МОМЕНТ ИНЕРЦИИ СЕЧЕНИЯ ВАЛА, мм ⁴	AJ=875796.3
ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ЗВЕНА 1, мм (если коническая шестерня, то средний делительный диаметр)	D1=256
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕГРУЗКИ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ (См. по каталогу электродвигателей отношение $T_{max}/T_{ном}$)	AKP=2.2
КОЭФФИЦИЕНТ УЧЕТА КОНСОЛЬНОЙ НАГРУЗКИ (0 – при наличии муфты; 1 – при отсутствии муфты)	NG=1
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=150
МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА ВАЛА: ВРЕМЕННОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ РАЗРЫВУ, МПа	SGB=900
ПРЕДЕЛ ТЕКУЧЕСТИ: ПО НОРМАЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ, МПа	SGT=650
ПО КАСАТЕЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ, МПа	TAT=390
ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ОБРАЗЦОВ ПРИ СИММЕТРИЧНОМ ЦИКЛЕ: ИЗГИБА, МПа	SGM1=380
КРУЧЕНИЯ, МПа	TAM1=230
РАССТОЯНИЕ ОТ НАЧАЛА КООРДИНАТ (КРАЙНЕЙ ЛЕВОЙ ТОЧКИ ВАЛА) ДО РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ	1, мм ALR1=0
	2, мм ALR2=98
	3, мм ALR3=176
	4, мм ALR4=282
	5, мм ALR5=147
ДЛЯ РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ 2: ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, мм ³	W=30200
ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ, мм ²	A=3826.5
ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ К КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ	

РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:

НА ИЗГИБ

AKSD=2.89

НА КРУЧЕНИЕ

AKTD=3.15

ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ в R_a , мкм

RAF=1.25

КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ AKV=1

ДЛЯ РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ 3:

ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, мм³

W=26947.6

ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ, мм²

A=3316.6

ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ

НАПРЯЖЕНИЙ К КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ

РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:

НА ИЗГИБ

AKSD=4.3

НА КРУЧЕНИЕ

AKTD=3.1

ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ в R_a , мкм

RAF=1.25

КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ AKV=1

ДЛЯ РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ 5:

ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, мм³

W=26947.6

ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ, мм²

A=3316.6

ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ

НАПРЯЖЕНИЙ К КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ

РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:

НА ИЗГИБ

AKSD=2.7

НА КРУЧЕНИЕ

AKTD=2.54

ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ в R_a , мкм

RAF=1.25

КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ AKV=1

СИЛЫ НА ЗВЕНЕ 1:

(если не совпадают с направлением соответствующих

осей координат на рисунке 4.1, то вводятся со знаком "минус")

ОКРУЖНАЯ, Н

FT1=1972

ОСЕВАЯ, Н

FA1=338

РАДИАЛЬНАЯ, Н

FR1=-718

СИЛА НА КОНСОЛИ, Н

FK=2589

5.11. Подготовка исходных данных для выбора подшипников качения
быстроходного вала (программа PODSCH.EXE)

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)

$I_1=1$

ЗАДАЙТЕ ПАРАМЕТРЫ L и M – ХАРАКТЕР РАСЧЕТА И ТИП
ПОДШИПНИКА

$L=4$

$M=1$

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

$NSX=1$

ПОТРЕБНЫЙ РЕСУРС ПОДШИПНИКА, ЧАС

$ALH=17562$

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

$AKT=1$

КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ (См. значения таблицы 4.2)

$AKB=1.2$

КОЭФФИЦИЕНТ ВРАЩЕНИЯ КОЛЬЦА

(1 – вращается внутреннее кольцо;

1.2 – вращается наружное кольцо)

$V=1$

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)

$=1$

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ

(1 – если режим нагружения непрерывный)

$=3$

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

первая =1

вторая =0.7

третья =0.3

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

первая =0.3

вторая =0.7

третья =1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ ВАЛА 1:

РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ ЛЕВОЙ ОПОРЫ, Н

FRL=387

РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ ПРАВОЙ ОПОРЫ, Н

FRP=1769

ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА (ОТРИЦАТЕЛЬНАЯ ПРИ НАПРАВЛЕНИИ К ЛЕВОЙ ОПОРЕ), Н

FAN=1972

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА, мин⁻¹

ANB=1410

ДИАМЕТР ВАЛА, мм (от 20 до 150, кратный 5)

DP=50

5.12. Подготовка исходных данных для выбора подшипников качения тихоходного вала (программа PODSCH.EXE)

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=1

ЗАДАЙТЕ ПАРАМЕТРЫ L и M – ХАРАКТЕР РАСЧЕТА И ТИП ПОДШИПНИКА

L=4

M=1

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=1

ПОТРЕБНЫЙ РЕСУРС ПОДШИПНИКА, ЧАС

ALH=17562

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

AKT=1

КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ (См. значения таблицы 4.2)

AKB=1.2

КОЭФФИЦИЕНТ ВРАЩЕНИЯ КОЛЬЦА

(1 – вращается внутреннее кольцо;

1.2 – вращается наружное кольцо)

V=1

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)

=1

ЧИСЛО СТУПЕНЕЙ ЦИКЛОГРАММЫ НАГРУЗКИ

(1 – если режим нагружения непрерывный)

=1

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 =

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ ВАЛА 1:

РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ ЛЕВОЙ ОПОРЫ, Н

FRL=1911

РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ ПРАВОЙ ОПОРЫ, Н

FRP=2306

ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА (ОТРИЦАТЕЛЬНАЯ ПРИ НАПРАВЛЕНИИ К ЛЕВОЙ ОПОРЕ), Н

FAN=270

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА, мин^{-1}

ANB=88.1

ДИАМЕТР ВАЛА, мм (от 20 до 150, кратный 5)

DP=65

6. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ И ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ

6.1. Результат расчета конической передачи по программе KONPER.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Иванов И.И.
ГРУППА МР/6-19-1-о

Расчетно-графическая работа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ

ПЕРЕДАЧИ С КРУТОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КОЛЕСА, Н*М T2= 121.960
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОЛЕСА, МИН-1 N2= 212.200
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО U= 4.500
РЕСУРС РАБОТЫ ПЕРЕДАЧИ, ЧАС LH=21130.000
ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА
НА КОЛЕСЕ К НОМИНАЛЬНОМУ МОМЕНТУ TTED= 2.200
СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ (ЕСЛИ РАВНА 0,
ТО ВЫБИРАЕТСЯ В ПРОГРАММЕ) ST= 0.000
ПРИЗНАК ШЕСТЕРНИ НА КОНСОЛИ (1-ЕСТЬ, 0-НЕТ) = 1.000
ТИП ПОДШИПНИКОВ У ШЕСТЕРНИ (1-ШАРИКОВЫЕ,
2-РОЛИКОВЫЕ) = 2.000
ЧИСЛО ЗАЦЕПЛЕНИЙ ОДНОЙ СТОРОНОЙ ЗУБА ШЕСТЕРНИ = 1.000
ЧИСЛО ЗАЦЕПЛЕНИЙ ОДНОЙ СТОРОНОЙ ЗУБА КОЛЕСА = 1.000
КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА SF= 1.700
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ШЕРОХОВАТОСТЬ
СОПРЯЖЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ
ДОПУСКАЕМЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ZETR= 0.950
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ШЕРОХОВАТОСТЬ
ПЕРЕХОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ
ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ИЗГИБЕ YR= 1.000
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУСТОРОННЕЕ ПРИЛОЖЕНИЕ
НАГРУЗКИ К ЗУБУ ШЕСТЕРНИ KFC1= 1.000
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДВУСТОРОННЕЕ ПРИЛОЖЕНИЕ
НАГРУЗКИ К ЗУБУ КОЛЕСА KFC2= 1.000
РЕЖИМ РАБОТЫ - НЕ СТАНДАРТНЫЙ

ЦИКЛОГРАММА НАГРУЗКИ - ОРДИНАТЫ : 1.000 0.700 0.500
АБСЦИССЫ : 0.600 0.800 1.000

```

: DE1 : DE2 : Z1 : Z2 : DEL1 : MTE : B : DAE1 : DAE2 : X1 : X2 : D1 : D2 : FT1 :
: MM : MM :   :   : ГРАД : MM : MM : MM : MM :   :   : MM : MM : H :
:
: FA1 : FR1 : SGH : SGHD : SGF1 : SGF1D : SGF2 : SGF2D : SGHM : SGHMD : SGFM1 : SGFM1D : SGFM2 : SGFM2D :
: H : H : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа :
:
: HRC1=21.6 HRC2=18.0 SGT1= 450., МПа SGT2= 350., МПа
: 52.60 :225.00 : 20. : 86. : 13.09 : 2.62 : 34.00 : 57.98 :225.69 : 0.29 : -0.29 : 45.08 :192.82 : 1265. :
: 989. : 342. : 327.1 : 371.4 : 9.1 : 156.9 : 9.2 : 130.8 : 485.1 : 980.0 : 19.9 : 591.8 : 20.3 : 493.2 :
:
: HRC1=24.8 HRC2=20.0 SGT1= 650., МПа SGT2= 500., МПа
: 47.89 :200.00 : 19. : 79. : 13.52 : 2.53 : 30.00 : 53.12 :200.68 : 0.30 : -0.30 : 41.04 :171.40 : 1423. :
: 1115. : 376. : 383.4 : 405.9 : 8.0 : 180.5 : 8.2 : 145.5 : 568.7 :1400.0 : 17.6 : 679.5 : 18.0 : 548.0 :
:
: HRC1=28.5 HRC2=24.8 SGT1= 700., МПа SGT2= 590., МПа
: 43.64 :180.00 : 17. : 70. : 13.65 : 2.57 : 28.00 : 49.04 :180.68 : 0.32 : -0.32 : 37.40 :154.26 : 1581. :
: 1240. : 415. : 447.3 : 488.8 : 6.8 : 207.2 : 6.9 : 180.3 : 663.4 :1652.0 : 14.9 : 780.9 : 15.3 : 679.5 :

```

DE1,DE2 - ДИАМЕТРЫ ВНЕШНЕЙ ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Z1,Z2 - ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

DEL1 - УГОЛ ДЕЛИТЕЛЬНОГО КОНУСА ШЕСТЕРНИ

B - ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА

DAE1,DAE2 - ВНЕШНИЕ ДИАМЕТРЫ ВЕРШИН ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

X1,X2 - КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

D1,D2 - СРЕДНИЕ ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

FT1,FA1,FR1 - ОКРУЖНАЯ, ОСЕВАЯ И РАДИАЛЬНАЯ СИЛЫ НА ШЕСТЕРНЕ

SGF1,SGF2 - НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ПРИ ИЗГИБЕ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

SGF1D,SGF2D - ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ПРИ ИЗГИБЕ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

SGFM1,SGFM2 - НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

SGFM1D,SGFM2D - ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ В ЗУБЬЯХ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

SGH - РАСЧЕТНОЕ КОНТАКТНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ В ПОЛЮСЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

SGHD - РАСЧЕТНОЕ ДОПУСКАЕМОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ПРИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ

SGHM,SGHMD - КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

HRC1,HRC2 - ТВЕРДОСТИ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА В HRCs

SGT1,SGT2 - ПРЕДЕЛЫ ТЕКУЧЕСТИ НА РАСТЯЖЕНИЕ МАТЕРИАЛА ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

X1FS,X2FS - КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА (FS-ФИКСИРОВАННОЕ ЗНАЧЕНИЕ)
 NW - ЧИСЛО ПОТОКОВ (ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ)
 CONSOL - ПРИЗНАК ШЕСТЕРНИ НА КОНСОЛИ (1-ЕСТЬ; 0-НЕТ)
 Z1,Z2 - ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 X1,X2 - КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 DW1,DW2 - НАЧАЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 DA1,DA2 - ДИАМЕТРЫ ОКРУЖНОСТЕЙ ВЕРШИН ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 DF1,DF2 - ДИАМЕТРЫ ОКРУЖНОСТЕЙ ВПАДИН ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 BW1,BW2 - ШИРИНЫ ЗУБЧАТЫХ ВЕНЦОВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 SGF1,SGF2 - НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ПРИ ИЗГИБЕ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 SGF1D,SGF2D - ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ПРИ ИЗГИБЕ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 SGFM1,SGFM2 - НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 SGFM1D,SGFM2D - ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ В ЗУБЬЯХ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА
 AW - МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ ПЕРЕДАЧИ
 M - МОДУЛЬ ЗУБЬЕВ
 ALFTW - РАБОЧИЙ УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПЕРЕДАЧИ
 BET - УГОЛ НАКЛОНА ЗУБА
 SGH - РАСЧЕТНОЕ КОНТАКТНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ В ПОЛЮСЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ
 SGHD - РАСЧЕТНОЕ ДОПУСКАЕМОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ПРИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ
 SGHM,SGHMD - КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ
 TVL1,TVL2,TVL3 - ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛАХ 1, 2 И 3
 FA,FT,FR - ОСЕВАЯ, ОКРУЖНАЯ, РАДИАЛЬНАЯ СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ
 UB,UT - ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО БЫСТРОХОДНОЙ И ТИХОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ
 PSIBAT,PSIBAB - КОЭФФИЦИЕНТ ШИРИНЫ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА В ДОЛЯХ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ ТИХОХОДНОЙ И БЫСТРОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ
 HRC1,HRC2 - ТВЕРДОСТИ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА В HRC_a
 SGT1,SGT2 - ПРЕДЕЛЫ ТЕКУЧЕСТИ НА РАСТЯЖЕНИЕ МАТЕРИАЛА ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

6.3. Результат расчета червячной передачи по программе CHER.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Иванов И.И.
ГРУППА МР/6-19-1-о

Расчетно-графическая работа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛУ КОЛЕСА, Н*М T2= 1910.000
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОЛЕСА, МИН-1 N2= 30.000
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО U= 25.000
РЕСУРС РАБОТЫ ПЕРЕДАЧИ, ЧАС LH= 7500.000
ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА
НА КОЛЕСЕ К НОМИНАЛЬНОМУ МОМЕНТУ TTED= 2.200
ЧЕРВЯК ЦЕМЕНТОВАННЫЙ H>45HRCz
РЕЖИМ РАБОТЫ - НЕ СТАНДАРТНЫЙ

ЦИКЛОГРАММА НАГРУЗКИ - ОРДИНАТЫ : 1.000 0.300

АБСЦИССЫ : 0.200 1.000

```

.....
: AW : Z1 : Z2 : Q : MCH : X : D1 : DA1 : DF1 : B1 : D2 : DA2 : DF2 : DAM2 :
: MM : : : : MM : : MM : MM : MM : MM : MM : MM : MM : MM :
.....
: B2 : FT2 : FA2 : FR2 : KPD : DSGH : SGH : SGHD : SGF : SGFD : SGHM : SGHMD : SGFM : SGFMD :
: MM : H : H : H : : : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа : МПа :
.....
:
: БрОН#
: 180. : 2. : 50. : 20.0 : 5.00 : 1.00 : 100.00 : 110.00 : 88.00 : 100.00 : 250.00 : 270.00 : 248.00 : 277.50 :
: 80.00 : 15280. : 1730. : 5561. : 0.803 : -0.064 : 278.1 : 297.0 : 31.0 : 58.6 : 412.5 : 680.0 : 68.3 : 136.0 :
.....
:
: БрО10#1
: 200. : 2. : 50. : 12.5 : 6.30 : 0.50 : 78.75 : 91.35 : 63.63 : 120.00 : 315.00 : 333.85 : 306.13 : 343.30 :
: 67.00 : 12127. : 2134. : 4414. : 0.842 : -0.038 : 252.9 : 262.9 : 25.8 : 48.0 : 375.2 : 560.0 : 56.8 : 112.0 :
.....
:
: БрО6Ц6С3
: 280. : 2. : 50. : 20.0 : 8.00 : 0.00 : 160.00 : 176.00 : 140.80 : 140.00 : 400.00 : 416.00 : 380.80 : 428.00 :
: 125.00 : 9550. : 1135. : 3476. : 0.841 : -0.042 : 140.4 : 146.6 : 8.3 : 31.7 : 208.3 : 360.0 : 18.3 : 72.0 :
.....
:
: БрО5Ц5С5
: 250. : 2. : 50. : 12.5 : 8.00 : 0.00 : 100.00 : 116.00 : 80.80 : 140.00 : 400.00 : 416.00 : 380.80 : 428.00 :
: 85.00 : 9550. : 1753. : 3476. : 0.872 : -0.028 : 184.6 : 190.0 : 13.6 : 32.9 : 273.8 : 360.0 : 29.9 : 72.0 :
.....
:
: БрО4Ц4С17
: 315. : 2. : 50. : 12.5 : 10.00 : 0.25 : 125.00 : 145.00 : 101.00 : 190.00 : 500.00 : 525.00 : 481.00 : 540.00 :
: 105.00 : 7640. : 1337. : 2781. : 0.879 : -0.133 : 125.3 : 144.5 : 6.7 : 30.8 : 185.8 : 360.0 : 14.7 : 72.0 :
.....
:
: БрА9ЖЗЛ
: 250. : 2. : 50. : 12.5 : 8.00 : 0.00 : 100.00 : 116.00 : 80.80 : 140.00 : 400.00 : 416.00 : 380.80 : 428.00 :
: 85.00 : 9550. : 1820. : 3476. : 0.839 : -0.080 : 184.6 : 200.6 : 13.6 : 80.9 : 273.8 : 400.0 : 29.9 : 160.0 :
.....
:
: БрА10ЖЗМц2
: 250. : 2. : 50. : 12.5 : 8.00 : 0.00 : 100.00 : 116.00 : 80.80 : 140.00 : 400.00 : 416.00 : 380.80 : 428.00 :
: 85.00 : 9550. : 1820. : 3476. : 0.839 : -0.080 : 184.6 : 200.6 : 13.6 : 80.9 : 273.8 : 400.0 : 29.9 : 160.0 :
.....

```

AW - МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ

Z1 - ЧИСЛО ВИТКОВ ЧЕРВЯКА

Z2 - ЧИСЛО ЗУБЬЕВ КОЛЕСА

Q - КОЭФФИЦИЕНТ ДИАМЕТРА ЧЕРВЯКА

MCH - МОДУЛЬ ЗУБЬЕВ

X - КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ

D1, D2 - ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ ЧЕРВЯКА И КОЛЕСА

DA1, DA2 - ДИАМЕТРЫ ОКРУЖНОСТЕЙ ВЫСТУПОВ ЧЕРВЯКА И КОЛЕСА

DF1, DF2 - ДИАМЕТРЫ ОКРУЖНОСТЕЙ ВПАДИН ЧЕРВЯКА И КОЛЕСА

DAM2 - НАИБОЛЬШИЙ ДИАМЕТР КОЛЕСА

B1 - ДЛИНА НАРЕЗАННОЙ ЧАСТИ ЧЕРВЯКА

B2 - ШИРИНА ВЕНЦА ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА

FT2, FR2, FA2 - ОКРУЖНАЯ, РАДИАЛЬНАЯ И ОСЕВАЯ СИЛЫ НА КОЛЕСЕ

KPD - К.П.Д. ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

DSGH - НЕДОГРУЗКА ПЕРЕДАЧИ ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

SGH, SGF - РАСЧЕТНЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И НАПРЯЖЕНИЯ ОТ ИЗГИБА

SGHD, SGFD - ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ И ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

SGHMD, SGFMD - ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ И ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ КРАТКОВРЕМЕННОЙ ПЕРЕГРУЗКИ

SGHM, SGFM - МАКСИМАЛЬНЫЕ КОНТАКТНЫЕ И ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

6.4. Результат расчета клиноременной передачи по программе CLINDP.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Сидоров А.И.
ГРУППА ЭТ/6-19-1-о

Курсовой проект по дисциплине Детали машин

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА КЛИНРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ
ПО ДОПУСКАЕМЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, КВт P1= 2.600
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, МИН-1 N1= 1410.000
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО U= 2.100
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, ММ A= 450.000
КОЭФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ KSUT= 0.670
МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ KNAG= 220.000
КОЭФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ TIRPV= 1.000
МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМОЕ ЧИСЛО РЕМНЕЙ ZMAX= 4.000
КЛЮЧ (РАВЕН 0 - РАСЧЕТ ВЫПОЛНЯЕТСЯ ПО ТРЕБУЕМОМУ
МЕЖОСЕВОМУ РАССТОЯНИЮ; РАВЕН 1 - ПО МИНИМАЛЬНОМУ
И ОПТИМАЛЬНОМУ МЕЖОСЕВЫМ РАССТОЯНИЯМ) = 0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

NRK	UF	D1	D2	L	AW	AOPT	Z	FQ	CENRM	UB	AMIN	AMAX	W	B	LHCP
		ММ	ММ	ММ	ММ	ММ		Н	Р/В	МЗ	ММ	ММ	С-1	ММ	ЧАС
O(Z)	2.03	100.	200.	1400.	462.	237.	4.	787.4	1.96	0.00204	448.	500.	5.27	52.	32304.
O(Z)	2.03	112.	224.	1400.	432.	265.	3.	705.8	1.47	0.00197	418.	471.	5.91	40.	12665.
O(Z)	2.03	125.	250.	1500.	451.	296.	3.	641.5	1.57	0.00245	436.	493.	6.15	40.	37716.
O(Z)	2.03	140.	280.	1600.	465.	332.	3.	584.5	1.68	0.00308	449.	509.	6.46	40.	112156.
O(Z)	2.00	160.	315.	1700.	471.	375.	2.	512.0	1.19	0.00275	453.	518.	6.95	28.	17552.
A(A)	2.03	90.	180.	1320.	446.	213.	4.	880.4	2.11	0.00207	432.	482.	5.03	65.	21622.
A(A)	2.03	100.	200.	1400.	462.	237.	3.	793.9	1.68	0.00196	448.	500.	5.27	50.	17493.
A(A)	2.03	112.	224.	1400.	432.	265.	3.	722.2	1.68	0.00246	418.	471.	5.91	50.	50742.
A(A)	2.03	125.	250.	1500.	451.	296.	2.	644.9	1.20	0.00215	436.	493.	6.15	35.	17318.
A(A)	2.03	140.	280.	1600.	465.	332.	2.	588.8	1.28	0.00269	449.	509.	6.46	35.	51931.
A(A)	2.00	160.	315.	1700.	471.	375.	2.	534.2	1.36	0.00343	453.	518.	6.95	35.	177173.
A(A)	2.00	180.	355.	1800.	472.	422.	2.	496.6	1.44	0.00435	453.	522.	7.38	35.	494157.
A(A)	2.03	200.	400.	1900.	468.	474.	1.	428.0	0.76	0.00314	449.	521.	7.77	20.	13027.
A(A)	2.04	224.	450.	2000.	457.	532.	1.	398.8	0.80	0.00397	436.	513.	8.27	20.	32841.
B(B)	2.03	125.	250.	1500.	451.	296.	2.	672.1	1.95	0.00270	436.	493.	6.15	44.	20744.
B(B)	2.03	140.	280.	1600.	465.	332.	2.	622.9	2.08	0.00339	449.	509.	6.46	44.	62279.
B(B)	2.00	160.	315.	1700.	471.	375.	1.	528.7	1.11	0.00245	453.	518.	6.95	25.	10694.
B(B)	2.00	180.	355.	1800.	472.	422.	1.	489.6	1.17	0.00311	453.	522.	7.38	25.	31211.
B(B)	2.03	200.	400.	1900.	468.	474.	1.	462.7	1.23	0.00393	449.	521.	7.77	25.	77391.
B(B)	2.04	224.	450.	2000.	457.	532.	1.	442.2	1.30	0.00496	436.	513.	8.27	25.	188865.
B(B)	2.03	250.	500.	2120.	454.	592.	1.	430.9	1.38	0.00614	432.	514.	8.71	25.	411306.
B(B)	2.03	280.	560.	2360.	501.	663.	1.	428.7	1.53	0.00770	476.	568.	8.76	25.	858862.
B(B)	2.03	315.	630.	2650.	561.	746.	1.	438.4	1.72	0.00974	533.	636.	8.78	25.	1555684.

YO (SPZ)	2.03	80.	160.	1320.	470.	190.	4.	968.6	2.01	0.00131	457.	506.	4.47	52.	93529.
YO (SPZ)	2.03	90.	180.	1320.	446.	213.	3.	863.7	1.50	0.00127	432.	482.	5.03	40.	86742.
YO (SPZ)	2.03	100.	200.	1320.	421.	237.	3.	785.0	1.50	0.00157	408.	458.	5.59	40.	167866.
YO (SPZ)	2.03	112.	224.	1500.	483.	265.	2.	699.4	1.14	0.00138	468.	524.	5.51	28.	95501.
YO (SPZ)	2.03	125.	250.	1500.	451.	296.	2.	634.7	1.14	0.00172	436.	493.	6.15	28.	183634.
YO (SPZ)	2.03	140.	280.	1500.	414.	332.	2.	577.0	1.14	0.00216	399.	456.	6.89	28.	328738.
YO (SPZ)	2.00	160.	315.	1700.	471.	375.	2.	517.5	1.29	0.00275	453.	518.	6.95	28.	671080.
YA (SPA)	2.03	100.	200.	1320.	421.	237.	3.	801.3	2.02	0.00196	408.	458.	5.59	50.	74643.
YA (SPA)	2.03	112.	224.	1500.	483.	265.	2.	713.0	1.53	0.00172	468.	524.	5.51	35.	72560.
YA (SPA)	2.03	125.	250.	1500.	451.	296.	2.	651.7	1.53	0.00215	436.	493.	6.15	35.	143448.
YA (SPA)	2.03	140.	280.	1500.	414.	332.	2.	598.3	1.53	0.00269	399.	456.	6.89	35.	263370.
YA (SPA)	2.00	160.	315.	1700.	471.	375.	1.	512.0	0.87	0.00196	453.	518.	6.95	20.	88250.
YA (SPA)	2.00	180.	355.	1700.	421.	422.	1.	469.4	0.87	0.00249	403.	468.	7.82	20.	166415.
YA (SPA)	2.03	200.	400.	1900.	468.	474.	1.	436.7	0.97	0.00314	449.	521.	7.77	20.	304437.
YA (SPA)	2.04	224.	450.	1900.	405.	532.	1.	410.4	0.97	0.00397	385.	459.	8.70	20.	465128.
YB (SPB)	2.03	140.	280.	1500.	414.	332.	2.	632.4	2.37	0.00339	399.	456.	6.89	44.	92639.
YB (SPB)	2.00	160.	315.	1700.	471.	375.	2.	589.8	2.69	0.00431	453.	518.	6.95	44.	217989.
YB (SPB)	2.00	180.	355.	1700.	421.	422.	1.	497.5	1.34	0.00311	403.	468.	7.82	25.	125788.
YB (SPB)	2.03	200.	400.	1900.	468.	474.	1.	471.4	1.50	0.00393	449.	521.	7.77	25.	234919.
YB (SPB)	2.04	224.	450.	1900.	405.	532.	1.	453.8	1.50	0.00496	385.	459.	8.70	25.	367045.
YB (SPB)	2.03	250.	500.	2120.	454.	592.	1.	444.4	1.67	0.00614	432.	514.	8.71	25.	585030.
YB (SPB)	2.03	280.	560.	2360.	501.	663.	1.	445.6	1.86	0.00770	476.	568.	8.76	25.	860702.
YB (SPB)	2.03	315.	630.	2650.	561.	746.	1.	459.8	2.09	0.00974	533.	636.	8.78	25.	1174231.
YB (SPB)	2.03	355.	710.	3000.	639.	841.	1.	490.0	2.37	0.01237	608.	724.	8.74	25.	1462516.
YB (SPC)	2.04	224.	450.	2000.	457.	532.	2.	746.1	4.56	0.01191	436.	513.	8.27	60.	160609.
YB (SPC)	2.03	250.	500.	2120.	454.	592.	1.	559.1	2.42	0.00835	432.	514.	8.71	34.	158034.
YB (SPC)	2.03	280.	560.	2360.	501.	663.	1.	589.4	2.69	0.01047	476.	568.	8.76	34.	260709.
YB (SPC)	2.03	315.	630.	2650.	561.	746.	1.	641.9	3.02	0.01325	533.	636.	8.78	34.	392631.
YB (SPC)	2.03	355.	710.	3000.	639.	841.	1.	721.2	3.42	0.01683	608.	724.	8.74	34.	529584.
YB (SPC)	2.03	400.	800.	3350.	704.	948.	1.	832.2	3.82	0.02137	669.	800.	8.82	34.	617772.
YB (SPC)	2.03	450.	900.	3750.	782.	1066.	1.	980.2	4.28	0.02704	743.	889.	8.86	34.	628377.
YB (SPC)	2.03	500.	1000.	4250.	913.	1185.	1.	1153.4	4.84	0.03339	868.	1034.	8.69	34.	574192.
YB (SPC)	2.03	560.	1120.	4750.	1017.	1327.	1.	1390.7	5.41	0.04188	968.	1152.	8.70	34.	434639.

NRK - СЕЧЕНИЕ РЕМНЯ;

UF - ФАКТИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ;

D1,D2 - РАСЧЕТНЫЕ ДИАМЕТРЫ ВЕДУЩЕГО И ВЕДОМОГО ШКИВОВ;

L - ДЛИНА РЕМНЯ;

AW - МЕЖСЕКОВОЕ РАССТОЯНИЕ;

AOPT - ОПТИМАЛЬНОЕ МЕЖСЕКОВОЕ РАССТОЯНИЕ;

Z - ЧИСЛО РЕМНЕЙ;

FQ - РАДИАЛЬНАЯ СИЛА НА ВАЛУ;

SENRM - СТОИМОСТЬ КОМПЛЕКТА РЕМНЕЙ;

UB - СУММАРНЫЙ УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ ШКИВОВ;

AMIN,AMAX - МЕЖСЕКОВЫЕ РАССТОЯНИЯ, НЕОБХОДИМЫЕ
ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА;

W - ЧИСЛО ПРОБЕГОВ РЕМНЯ;

B - ШИРИНА ШКИВА;

LNCR - СРЕДНИЙ РЕСУРС КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ

6.5. Результат расчета плечной передачи по программе PLEN.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Иванов И.И.

ГРУППА МР/6-19-1-о

Расчетно-графическая работа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ПЛЕНЧНЫМИ
РЕМНЯМИ ПО ДОПУСКАЕМЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, КВт P1= 2.600
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, МИН-1 N1= 1410.000
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО U= 2.100
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, ММ A= 450.000
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ KSUT= 0.670
МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ KNAG= 220.000
КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ TIPDV= 1.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

DELT	B	UF	D1	D2	L	AW	FQ	UB	AMIN	AMAX	W	BC	TK
ММ	ММ		ММ	ММ	ММ	ММ	Н	М3	ММ	ММ	С-1	ММ	ЧАС
1.0	80.	2.02	112.	224.	3550.	1510.	943.4	0.00443	1475.	1581.	2.33	90.	14810.
1.0	60.	2.02	125.	250.	2120.	763.	845.3	0.00436	742.	805.	4.35	71.	7909.
1.0	50.	2.02	140.	280.	2120.	727.	754.7	0.00485	705.	769.	4.88	63.	7046.
1.0	50.	1.99	160.	315.	2120.	683.	660.4	0.00618	661.	725.	5.57	63.	6147.
1.0	50.	1.99	180.	355.	2500.	825.	587.0	0.00784	800.	875.	5.32	63.	6424.
1.1	80.	2.02	100.	200.	3550.	1539.	1056.6	0.00353	1503.	1610.	2.08	90.	16617.
1.1	60.	2.02	112.	224.	2120.	794.	943.4	0.00350	773.	837.	3.90	71.	8844.
1.1	50.	2.02	125.	250.	2120.	763.	845.3	0.00387	742.	805.	4.35	63.	7909.
1.1	50.	2.02	140.	280.	2120.	727.	754.7	0.00485	705.	769.	4.88	63.	7046.
1.1	50.	1.99	160.	315.	2120.	683.	660.4	0.00618	661.	725.	5.57	63.	6147.
1.1	50.	1.99	180.	355.	2500.	825.	587.0	0.00784	800.	875.	5.32	63.	6424.
1.2	80.	2.02	100.	200.	3550.	1539.	1056.6	0.00353	1503.	1610.	2.08	90.	16617.
1.2	60.	2.02	112.	224.	2120.	794.	943.4	0.00350	773.	837.	3.90	71.	8844.
1.2	50.	2.02	125.	250.	2120.	763.	845.3	0.00387	742.	805.	4.35	63.	7909.
1.2	50.	2.02	140.	280.	2120.	727.	754.7	0.00485	705.	769.	4.88	63.	7046.
1.2	50.	1.99	160.	315.	2120.	683.	660.4	0.00618	661.	725.	5.57	63.	6147.
1.2	50.	1.99	180.	355.	2500.	825.	587.0	0.00784	800.	875.	5.32	63.	6424.

DELT - ТОЛЩИНА РЕМНЯ;

B - ШИРИНА РЕМНЯ;

UF - ФАКТИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ;

D1, D2 - РАСЧЕТНЫЕ ДИАМЕТРЫ ВЕДУЩЕГО И ВЕДОМОГО ШКИВОВ;

L - ДЛИНА РЕМНЯ;

AW - МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ;

FQ - РАДИАЛЬНАЯ СИЛА НА ВАЛУ;

UB - СУММАРНЫЙ УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ ШКИВОВ;

AMIN, AMAX - МЕЖОСЕВЫЕ РАССТОЯНИЯ, НЕОБХОДИМЫЕ
ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА;

W - ЧИСЛО ПРОБЕГОВ РЕМНЯ;

BC - ШИРИНА ШКИВА;

TK - РАБОЧИЙ РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ

6.6. Результат расчета синхронной передачи по программе REMPZ.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ(Ф.И.О.) Сидоров А.И.
ГРУППА ЭТ/6-19-1-о

Курсовой проект по дисциплине Детали машин

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА СИНХРОННОЙ ПЕРЕДАЧИ

(ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ) ПО ОСТ 38-05227-81

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ВАЛУ, КВТ P1= 2.600
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ВАЛА, МИН-1 N1= 1410.000
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО U= 2.100
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, ММ A= 450.000
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ KSUT= 0.670
МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ KNAG= 220.000
КОЭФФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ TIRPV= 1.000
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА CU= 1.000
КОЭФФИЦИЕНТ НАТЯЖЕНИЯ CN= 1.000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

M1	B1	CENRM	D1	D2	ZP	FQ	DA1	DA2	AW	PMAH	UB	W	BCH	UF	ZO
ММ	ММ	РУБ	ММ	ММ		Н	ММ	ММ	ММ	КВТ	М3	С-1	ММ		
4.	40.	8.10	96.00	200.00	112.	531.91	94.43	198.47	468.4	6.24	0.00170	5.04	44.	2.08	11.1
4.	50.	10.04	84.00	176.00	105.	607.90	82.43	174.45	453.2	6.27	0.00161	4.70	54.	2.10	9.8
4.	63.	12.60	76.00	160.00	100.	671.89	74.42	158.44	441.0	6.73	0.00165	4.46	67.	2.11	8.9
4.	80.	16.00	68.00	144.00	100.	750.94	66.42	142.43	460.2	7.10	0.00167	3.99	84.	2.12	8.0
4.	100.	19.96	60.00	124.00	95.	851.06	58.41	122.43	451.3	7.12	0.00155	3.71	104.	2.07	7.1
5.	40.	7.85	90.00	190.00	85.	567.38	88.43	188.47	444.9	5.00	0.00156	4.98	45.	2.11	8.4
5.	50.	9.85	80.00	170.00	85.	638.30	78.43	168.46	469.1	5.16	0.00152	4.42	55.	2.13	7.5
5.	63.	12.40	75.00	155.00	80.	680.85	73.42	153.44	445.9	5.92	0.00158	4.41	68.	2.07	7.1
5.	80.	15.80	75.00	155.00	80.	680.85	73.42	153.44	445.9	7.78	0.00198	4.41	85.	2.07	7.1
5.	100.	19.80	75.00	155.00	80.	680.85	73.41	153.43	445.9	10.03	0.00245	4.41	105.	2.07	7.1
7.	40.	7.59	126.00	266.00	71.	405.27	124.43	264.47	467.6	5.76	0.00320	5.96	47.	2.11	8.1
7.	50.	9.59	126.00	266.00	71.	405.27	124.43	264.46	467.6	7.44	0.00388	5.96	57.	2.11	8.1
7.	63.	12.19	126.00	266.00	71.	405.27	124.42	264.44	467.6	9.70	0.00476	5.96	70.	2.11	8.1
7.	80.	15.59	126.00	266.00	71.	405.27	124.42	264.44	467.6	12.74	0.00592	5.96	87.	2.11	8.1
7.	100.	19.59	126.00	266.00	71.	405.27	124.41	264.43	467.6	16.42	0.00728	5.96	107.	2.11	8.1
7.	125.	24.59	126.00	266.00	71.	405.27	124.41	264.42	467.6	21.14	0.00898	5.96	132.	2.11	8.1

M1 - МОДУЛЬ ЗУБЬЕВ РЕМНЯ;

B1 - ШИРИНА РЕМНЯ;

CENRM - ОРИЕНТИРОВОЧНАЯ СТОИМОСТЬ РЕМНЯ;

D1,D2 - РАСЧЕТНЫЕ ДИАМЕТРЫ ВЕДУЩЕГО И ВЕДОМОГО ШКИВОВ;

ZP - ЧИСЛО ЗУБЬЕВ РЕМНЯ;

FQ - РАДИАЛЬНАЯ СИЛА НА ВАЛУ;

DA1,DA2 - ДИАМЕТРЫ ВЫСТУПОВ ЗУБЬЕВ ШКИВОВ;

AW - МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ;

PMAH - НАИБОЛЬШАЯ ПЕРЕДАВАЕМАЯ РЕМНЕМ МОЩНОСТЬ;

UB - СУММАРНЫЙ УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ ШКИВОВ;

W - ЧИСЛО ПРОБЕГОВ РЕМНЯ;

BCH - ШИРИНА ШКИВА;

UF - ФАКТИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ПЕРЕДАЧИ;

ZO - ЧИСЛО ЗУБЬЕВ В ЗАЦЕПЛЕНИИ НА МАЛОМ ШКИВЕ (ДЛЯ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ РЕКОМЕНДУЕТСЯ ZO > 6.)

6.7. Результат расчета передачи поликлиновым ремнем по программе POLYCL.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ(Ф.И.О.) Иванов И.И.
ГРУППА ЭТ/6-19-1-о

Курсовой проект по дисциплине Детали машин

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ПОЛИКЛИНОВЫМИ
РЕМНЯМИ ПО ДОПУСКАЕМЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

МОЩНОСТЬ НА ВЕДУЩЕМ ШКИВЕ, КВт P1= 2.600
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ШКИВА, МИН-1 N1= 1410.000
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО U= 2.100
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, ММ A= 450.000
КОЭФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИВОДА В СУТКИ KSUT= 0.670
МАКСИМАЛЬНАЯ КРАТКОВРЕМЕННАЯ НАГРУЗКА
В ПРОЦЕНТАХ ОТ НОМИНАЛЬНОЙ KNA= 220.000
КОЭФИЦИЕНТ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ TIPDV= 1.000
КЛЮЧ (РАВЕН 0 - РАСЧЕТ ВЫПОЛНЯЕТСЯ ПО ТРЕБУЕМОМУ
МЕЖОСЕВОМУ РАССТОЯНИЮ; РАВЕН 1 - ПО МИНИМАЛЬНОМУ
И ОПТИМАЛЬНОМУ МЕЖОСЕВЫМ РАССТОЯНИЯМ) = 0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

NRK	UF	D1	D2	L	AW	AOPT	Z	FQ	CENRM	UB	AMIN	AMAX	W	B
		ММ	ММ	ММ	ММ	ММ		Н	РУБ	МЗ	ММ	ММ	С-1	ММ
K(PJ)	2.03	80.	160.	1250.	435.	161.	15.	980.8	2.81	0.00102	422.	460.	4.72	41.
K(PJ)	2.03	90.	180.	1320.	446.	181.	13.	873.1	2.57	0.00114	432.	472.	5.03	36.
K(PJ)	2.03	100.	200.	1400.	462.	202.	11.	786.9	2.31	0.00122	448.	490.	5.27	31.
K(PJ)	2.03	112.	224.	1400.	432.	226.	10.	704.9	2.10	0.00141	418.	461.	5.91	29.
K(PJ)	2.03	125.	250.	1500.	451.	252.	9.	632.8	2.03	0.00161	436.	481.	6.15	26.
K(PJ)	2.03	140.	280.	1600.	465.	282.	8.	566.4	1.92	0.00183	449.	497.	6.46	24.
K(PJ)	2.00	160.	315.	1700.	471.	320.	7.	497.3	1.79	0.00210	453.	505.	6.95	21.
K(PJ)	2.00	180.	355.	1800.	472.	360.	6.	444.2	1.62	0.00236	453.	508.	7.38	19.
K(PJ)	2.03	200.	400.	1900.	468.	403.	6.	402.2	1.71	0.00298	449.	507.	7.77	19.
L(PL)	2.03	80.	160.	1250.	435.	161.	10.	1011.5	4.38	0.00136	422.	460.	4.72	54.
L(PL)	2.03	90.	180.	1320.	446.	181.	7.	912.0	3.23	0.00127	432.	472.	5.03	40.
L(PL)	2.03	100.	200.	1400.	462.	202.	6.	834.9	2.94	0.00137	448.	490.	5.27	35.
L(PL)	2.03	112.	224.	1400.	432.	226.	5.	765.1	2.45	0.00149	418.	461.	5.91	30.
L(PL)	2.03	125.	250.	1500.	451.	252.	5.	707.7	2.63	0.00185	436.	481.	6.15	30.
L(PL)	2.03	140.	280.	1600.	465.	282.	5.	660.4	2.80	0.00232	449.	497.	6.46	30.
L(PL)	2.00	160.	315.	1700.	471.	320.	5.	620.0	2.97	0.00296	453.	505.	6.95	30.
L(PL)	2.00	180.	355.	1800.	472.	360.	5.	599.2	3.15	0.00376	453.	508.	7.38	30.
L(PL)	2.03	200.	400.	1900.	468.	403.	5.	593.4	3.33	0.00474	449.	507.	7.77	30.
L(PL)	2.04	224.	450.	2000.	457.	452.	5.	601.3	3.50	0.00599	436.	498.	8.27	30.
L(PL)	2.03	250.	500.	2120.	454.	504.	5.	624.5	3.71	0.00741	432.	498.	8.71	30.
L(PL)	2.03	280.	560.	2360.	501.	564.	5.	667.4	4.13	0.00930	476.	550.	8.76	30.
L(PL)	2.03	315.	630.	2650.	561.	635.	5.	736.7	4.64	0.01177	533.	616.	8.78	30.
L(PL)	2.03	355.	710.	3000.	639.	715.	5.	838.2	5.25	0.01495	608.	701.	8.74	30.
L(PL)	2.03	400.	800.	3350.	704.	806.	5.	977.5	5.86	0.01898	669.	774.	8.82	30.
L(PL)	2.03	450.	900.	3750.	782.	907.	5.	1161.3	6.56	0.02402	743.	860.	8.86	30.
M(PM)	2.00	180.	355.	2000.	573.	360.	5.	495.5	5.50	0.00722	553.	614.	6.64	58.
M(PM)	2.03	200.	400.	2000.	519.	403.	5.	466.7	5.50	0.00911	499.	560.	7.38	58.
M(PM)	2.04	224.	450.	2000.	457.	452.	5.	443.9	5.50	0.01151	436.	498.	8.27	58.
M(PM)	2.03	355.	710.	3000.	639.	715.	5.	443.7	8.25	0.02870	608.	701.	8.74	58.
M(PM)	2.03	400.	800.	3350.	704.	806.	5.	477.0	9.21	0.03644	669.	774.	8.82	58.
M(PM)	2.03	450.	900.	3750.	782.	907.	5.	528.0	10.31	0.04612	743.	860.	8.86	58.

NRK - СЕЧЕНИЕ РЕМНЯ;
UF - ФАКТИЧЕСКОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ;
D1,D2 - РАСЧЕТНЫЕ ДИАМЕТРЫ ВЕДУЩЕГО И ВЕДОМОГО ШКИВОВ;
L - ДЛИНА РЕМНЯ;
AW - МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ;
AOPT - ОПТИМАЛЬНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ;
Z - ЧИСЛО КЛИНЬЕВ;
FQ - РАДИАЛЬНАЯ СИЛА НА ВАЛУ;
CENRM - СТОИМОСТЬ РЕМНЯ;
UB - СУММАРНЫЙ УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ ШКИВОВ;
AMIN,AMAX - МЕЖОСЕВЫЕ РАССТОЯНИЯ, НЕОБХОДИМЫЕ
ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА;
W - ЧИСЛО ПРОБЕГОВ РЕМНЯ;
B - ШИРИНА ШКИВА

6.8. Результат расчета цепной передачи по программе CEPN.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Иванов И.И.
ГРУППА МР/6-19-1-о

Расчетно-графическая работа

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ
НА ВЕДУЩЕЙ ЗВЕЗДОЧКЕ, Н*М CT1= 121.960
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ
ВЕДУЩЕЙ ЗВЕЗДОЧКИ, МИН-1 CN1= 212.200
ТРЕБУЕМОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО UCPR= 2.137
ТРЕБУЕМОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ, ММ CAWR= 850.000
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ
ДИНАМИЧНОСТЬ НАГРУЗКИ CKD= 1.000
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ
НАКЛОН ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ SKN= 1.000
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ
РЕГУЛИРОВКУ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ SKR= 1.000
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ХАРАКТЕР СМАЗКИ SKSM= 1.500
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ РЕЖИМ РАБОТЫ SKRE= 1.250
КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ СПОСОБ СМАЗКИ ПРИ
РАСЧЕТЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ SKCN= 1.400
ПЕРЕДАЧА РАБОТАЕТ В ЗАКРЫТЫХ КОЖУХАХ И КАРТЕРАХ?
(если да =1, если нет (открытая передача) =0)= 0
УГОЛ НАКЛОНА ПЕРЕДАЧИ К ГОРИЗОНТУ, ГРАД CPSI= 30.000

: CP	: CZ1	: CZ2	: CMR	: CD1	: CD2	: CDR	: CAR	: CDA1	: CDA2	: CDF1	: CDF2	: CLX1	: CLX2	:
: ММ	:	:	:	: ММ	: ММ	: ММ	: ММ	: ММ	: ММ	: ММ	: ММ	: ММ	: ММ	:

: CDC1	: CDC2	: CBZ	: CBV	: CW	: CAW	: CF	: CLH	: CWC	: CN1K	:
: ММ	: ММ	: ММ	: ММ	:	: ММ	: Н	: ЧАС	: С-1	: МИН-1	:

:	ЦЕПЬ ОДНОРЯДНАЯ													:
: 19.05	: 25.	: 53.	: 1.00	: 151.99	: 321.57	: 11.91	: 0.00	: 160.89	: 330.53	: 139.93	: 309.50	: 139.65	: 309.36	:
: 127.14	: 297.35	: 11.66	: 11.66	: 128.	: 840.9	: 1846.	: 2900.	: 2.8	: 42.6	:				:

:	ЦЕПЬ ДВУХРЯДНАЯ													:
: 15.88	: 25.	: 53.	: 1.70	: 126.66	: 267.98	: 10.16	: 16.59	: 134.08	: 275.44	: 116.35	: 257.66	: 116.12	: 257.55	:
: 106.42	: 248.26	: 8.53	: 25.13	: 146.	: 843.8	: 2215.	: 4316.	: 2.4	: 46.3	:				:

:	ЦЕПЬ ТРЕХРЯДНАЯ													:
: 15.88	: 25.	: 53.	: 2.50	: 126.66	: 267.98	: 10.16	: 16.59	: 134.08	: 275.44	: 116.35	: 257.66	: 116.12	: 257.55	:
: 106.42	: 248.26	: 8.53	: 41.72	: 146.	: 843.8	: 2215.	: 6474.	: 2.4	: 38.5	:				:

CP - ШАГ ЦЕПИ;
CZ1, CZ2 - ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ВЕДУЩЕЙ И ВЕДОМОЙ ЗВЕЗДОЧЕК;
CMR - КОЭФФИЦИЕНТ РЯДНОСТИ ЦЕПИ;
CD1, CD2 - ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ ВЕДУЩЕЙ И ВЕДОМОЙ ЗВЕЗДОЧЕК;
CDR - ДИАМЕТР РОЛИКА ЦЕПИ;
CAR - РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ РЯДАМИ ЦЕПИ;
CDA1, CDA2 - ДИАМЕТРЫ ОКРУЖНОСТЕЙ ВЫСТУПОВ ЗВЕЗДОЧЕК;
CDF1, CDF2 - ДИАМЕТРЫ ОКРУЖНОСТЕЙ ВПАДИН ЗВЕЗДОЧЕК;
CLX1, CLX2 - ДЛИНЫ НАИБОЛЬШИХ ХОРД ЗВЕЗДОЧЕК;
CDC1, CDC2 - ДИАМЕТРЫ ОВОДОВ ЗВЕЗДОЧЕК;
CBZ - ШИРИНА ЗУБА ЗВЕЗДОЧКИ;
CBV - ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА;
CW - ЧИСЛО ЗВЕНЬЕВ ЦЕПИ;
CAW - МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ;
CF - СИЛА, ДЕЙСТВУЮЩАЯ НА ВАЛ;
CLH - ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЦЕПИ ПО ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ШАРНИРОВ;
CWC - ЧИСЛО УДАРОВ ЦЕПИ О ЗУБЬЯ ЗВЕЗДОЧЕК;
CN1K - КРИТИЧЕСКАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ВЕДУЩЕЙ ЗВЕЗДОЧКИ

6.9. Результат расчета быстроходного вала по программе VAL.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Сидоров А.И.
ГРУППА ЭТ/6-19-1-о
Курсовой проект по дисциплине Детали машин
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАЛА НА ЖЕСТКОСТЬ, СТАТИЧЕСКУЮ
ПРОЧНОСТЬ И ВЫНОСЛИВОСТЬ

```

.....
: NSX : AKP : AJ : D1 : W2 : W3 : W5 : AKSD2 : AKSD3 : AKSD5 : AKTD2 : AKTD3 : AKTD5 :
: : : MM**4 : MM : MM**3 : MM**3 : MM**3 : : : : : : : :
.....
: 1 : 2.20 : 448952.5 : 100.00 : 51762.3 : 16325.5 : 16325.5 : 3.90 : 3.65 : 2.71 : 2.88 : 2.60 : 2.29 :
.....
: RAF2 : RAF3 : RAF5 : AKV2 : AKV3 : AKV5 : ALR1 : ALR2 : ALR3 : ALR4 : ALR5 : SGT : SGM1 : TAM1 :
.....
: 0.63 : 1.25 : 1.25 : 1.00 : 1.00 : 1.00 : 0. : 196. : 391. : 469. : 369. : 400. : 300. : 160. :
.....
: TAT : SGB : A2 : A3 : A5 :
: МПа : МПа : MM**2 : MM**2 : MM**2 :
.....
: 240. : 650. : 5125.0 : 2374.6 : 2374.6 :
.....
FT1= 338.H FA1= 1972.H FR1= -718.H FK= 948.H
.....

```

РЕЗУЛЬТАТЫ СЧЕТА

```

.....
: РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ : СУММАРНАЯ :
: ОТ КОНСОЛЬНОЙ : ОТ СИЛ В ПЛОСКОС- : ОТ СИЛ В ПЛОСКОС- : РАДИАЛЬНАЯ :
: НАГРУЗКИ В ОПОРЕ : ТИ ХОЗ В ОПОРЕ : ТИ УОЗ В ОПОРЕ : РЕАКЦИЯ В ОПОРЕ : ОСЕВАЯ :
: ЛЕВОЙ : ПРАВОЙ : ЛЕВОЙ : ПРАВОЙ : ЛЕВОЙ : ПРАВОЙ : ЛЕВОЙ : ПРАВОЙ : НАГРУЗКА :
: RAK : RBK : RBX : RAY : RBY : RASUM : RBSUM : FZSUM :
: Н : Н : Н : Н : Н : Н : Н : Н :
.....
: 189. : -1137. : -169. : -169. : 106. : 612. : 388. : 1772. : 1972. :
.....
: ИЗГИБАЮЩИЙ МОМЕНТ ОТ : ВРАЩА- : СУММАРНЫЙ УГОЛ ПОВО- : КОЭФФИЦИЕНТ :
: КОНСОЛЬ- : СИЛ В ПЛОСКОСТИ : ЮЩИЙ : РОТА СЕЧЕНИЯ ОТ СИЛ : ЗАПАСА :
: НОЙ : ХОЗ : УОЗ ОТ СЕЧЕНИЯ : МОМЕНТ : FK И СИЛ В ПЛОСКОСТИ : ПО ТЕ- : ПРОЧ- :
: НАГРУЗКИ : СЛЕВА : СПРАВА : : ХОЗ : УОЗ : КУЧЕСТИ : НОСТИ :
: АМК : АМХ : АМУЛ : АМУР : АМТ : ТЕТХС : ТЕТУС : ST : S :
: Н*М : Н*М : Н*М : Н*М : Н*М : РАД : РАД : : :
.....
: СЕЧЕНИЕ 1 ALR= 0.ММ :
: 0.0 : 0.0 : 0.0 : 0.0 : 0.0 : 0.000083 : 0.000104 : : :
.....
: СЕЧЕНИЕ 2 ALR= 196.ММ :
: 37.1 : -33.0 : 20.8 : 119.4 : 16.9 : 0.000012 : 0.000045 : 51.9 : 24.3 :
.....

```

ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ ВАЛА ПРИНЯТЬ:

ПРИ СРЕДНЕЙ ТВЕРДОСТИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ ТИХОХОДНОГО КОЛЕСА ПАРЫ

НВ=270 AJ= 1271961.0ММ**4 ДЛЯ СПЛОШНОГО ВАЛА D= 71.3ММ

НВ=400 AJ= 847974.0ММ**4 ДЛЯ СПЛОШНОГО ВАЛА D= 64.5ММ

НВ=600 AJ= 572955.4ММ**4 ДЛЯ СПЛОШНОГО ВАЛА D= 58.4ММ

```

.....
: СЕЧЕНИЕ 3 ALR= 391.ММ :
: 73.9 : 0.0 : 0.0 : 0.0 : 16.9 : 0.000133 : 0.000187 : 33.5 : 17.5 :
.....
: СЕЧЕНИЕ 4 ALR= 469.ММ :
: 0.0 : 0.0 : 0.0 : 0.0 : 16.9 : 0.000163 : 0.000217 : : :
.....
: СЕЧЕНИЕ 5 ALR= 369.ММ :
: 69.8 : -3.7 : 13.5 : 13.5 : 16.9 : 0.000117 : 0.000169 : 30.2 : 20.7 :
.....

```

NSX - НОМЕР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ВАЛА;

AJ - МОМЕНТ ИНЕРЦИИ СЕЧЕНИЯ ВАЛА;

D1 - ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ЗВЕНА 1;

AKP - КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕГРУЗКИ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ;

МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА ВАЛА:

SGB - ВРЕМЕННОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ РАЗРЫВУ,

SGT - ПРЕДЕЛ ТЕКУЧЕСТИ ПО НОРМАЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ,

TAT - ПРЕДЕЛ ТЕКУЧЕСТИ ПО КАСАТЕЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ;

ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ОБРАЗЦОВ:

SGM1 - ПРИ СИММЕТРИЧНОМ ЦИКЛЕ ИЗГИБА,

TAM1 - КРУЧЕНИЯ;

ALR - РАССТОЯНИЕ ОТ НАЧАЛА КООРДИНАТ (КРАЙНЕЙ ЛЕВОЙ ТОЧКИ ВАЛА)

ДО СООТВЕТСТВУЮЩЕГО РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ;

W - ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ;

ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ К

КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ:

AKSD - НА ИЗГИБ,

AKTD - НА КРУЧЕНИЕ;

RaF - ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ В Ra, МКМ;

AKV - КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ;

A - ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ;

СИЛЫ НА ЗВЕНЕ 1:

FT1 - ОКРУЖНАЯ,

FA1 - ОСЕВАЯ,

FR1 - РАДИАЛЬНАЯ;

FK - СИЛА НА КОНСОЛИ;

6.10. Результат расчета тихоходного вала по программе VAL.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Сидоров А.И.
ГРУППА ЭТ/Б-19-1-о
Курсовой проект по дисциплине Детали машин
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАЛА НА ЖЕСТКОСТЬ, СТАТИЧЕСКУЮ
ПРОЧНОСТЬ И ВЫНОСЛИВОСТЬ

```

: NSX : AKP : AJ : D1 : W2 : W3 : W5 : AKSD2 : AKSD3 : AKSD5 : AKTD2 : AKTD3 : AKTD5 :
: : : MM**4 : MM : MM**3 : MM**3 : MM**3 : : : : : : : :
: 1 : 2.20 : 875796.3 : 256.00 : 30200.0 : 26947.6 : 26947.6 : 2.89 : 4.30 : 2.70 : 3.15 : 3.10 : 2.54 :
: RAF2 : RAF3 : RAF5 : AKV2 : AKV3 : AKV5 : ALR1 : ALR2 : ALR3 : ALR4 : ALR5 : SGT : SGM1 : TAM1 :
: 1.25 : 1.25 : 1.25 : 1.00 : 1.00 : 1.00 : 0. : 98. : 176. : 282. : 147. : 650. : 380. : 230. :
: TAT : SGB : A2 : A3 : A5 : UGOL :
: МПа : МПа : MM**2 : MM**2 : MM**2 : ГРАД :
: 390. : 900. : 3826.5 : 3316.6 : 3316.6 : 150.0 :
FT1= 1972.H FA1= 338.H FR1= -718.H FK= 2589.H

```

РЕЗУЛЬТАТЫ СЧЕТА

```

: РАДИАЛЬНАЯ РЕАКЦИЯ : СУММАРНАЯ :
: ОТ КОНСОЛЬНОЙ : ОТ СИЛ В ПЛОСКОС- : ОТ СИЛ В ПЛОСКОС- : РАДИАЛЬНАЯ :
: НАГРУЗКИ В ОПОРЕ : ТИ ХОЗ В ОПОРЕ : ТИ УОЗ В ОПОРЕ : РЕАКЦИЯ В ОПОРЕ : ОСЕВАЯ :
: ЛЕВОЙ : ПРАВОЙ : ЛЕВОЙ : ПРАВОЙ : ЛЕВОЙ : ПРАВОЙ : ЛЕВОЙ : ПРАВОЙ : НАГРУЗКА :
: RAK : RBK : RAX : RBX : RAY : RBY : RASUM : RBSUM : FZSUM :
: Н : Н : Н : Н : Н : Н : Н : Н : Н :
: -- : -- : -2224. : 2494. : 852. : -1429. : 2382. : 2875. : 338. :
:
: ИЗГИБАЮЩИЙ МОМЕНТ ОТ : ВРАЩА- : СУММАРНЫЙ УГОЛ ПОВО- : КОЭФФИЦИЕНТ :
: КОНСОЛЬ- : СИЛ В ПЛОСКОСТИ : ЮЩИЙ : РОТА СЕЧЕНИЯ ОТ СИЛЫ : ЗАПАСА :
: НОЙ : ХОЗ : УОЗ ОТ СЕЧЕНИЯ : МОМЕНТ : FK И СИЛ В ПЛОСКОСТИ : ПО ТЕ- : ПРОЧ- :
: НАГРУЗКИ : СЛЕВА : СПРАВА : : ХОЗ : УОЗ : КУЧЕСТИ : НОСТИ :
: АМК : АМК : АМУЛ : АМУР : АМТ : ТЕТКС : ТЕТYS : ST : S :
: Н*М : Н*М : Н*М : Н*М : Н*М : РАД : РАД : : :
:
: СЕЧЕНИЕ 1 ALR= 0.MM :
: -- : 0.0 : 0.0 : 0.0 : 0.0 : 0.000056 : 0.000026 : : :
:
: СЕЧЕНИЕ 2 ALR= 98.MM :
: -- : -218.0 : 83.5 : 126.8 : 252.4 : 0.000000 : 0.000004 : 27.0 : 13.8 :
:
: СЕЧЕНИЕ 3 ALR= 176.MM :
: -- : -237.7 : 137.2 : 137.2 : 252.4 : 0.000095 : 0.000051 : 22.9 : 8.1 :
:
: СЕЧЕНИЕ 4 ALR= 282.MM :
: -- : 0.0 : 0.0 : 0.0 : 252.4 : 0.000162 : 0.000089 : : :
:
: СЕЧЕНИЕ 5 ALR= 147.MM :
: -- : -230.3 : 133.3 : 133.3 : 252.4 : 0.000059 : 0.000030 : 23.3 : 12.8 :

```

NSX - НОМЕР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ВАЛА;
AJ - МОМЕНТ ИНЕРЦИИ СЕЧЕНИЯ ВАЛА;
D1 - ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ЗВЕНА 1;
AKP - КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕГРУЗКИ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ;
ALR - РАССТОЯНИЕ ОТ НАЧАЛА КООРДИНАТ (КРАЙНЕЙ ЛЕВОЙ ТОЧКИ ВАЛА)
ДО СООТВЕТСТВУЮЩЕГО РАСЧЕТНОГО СЕЧЕНИЯ;
W - ОСЕВОЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ;
ОТНОШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ К
КОЭФФИЦИЕНТУ ВЛИЯНИЯ АБСОЛЮТНЫХ РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ;
AKSD - НА ИЗГИБ,
AKTD - НА КРУЧЕНИЕ;
RAF - ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ В Ra, МКМ;
AKV - КОЭФФИЦИЕНТ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ;
A - ПЛОЩАДЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ;
СИЛЫ НА ЗВЕНЕ 1:
FT1 - ОКРУЖНАЯ,
FA1 - ОСЕВАЯ,
FR1 - РАДИАЛЬНАЯ;
FK - СИЛА НА КОНСОЛИ;
UGOL - УГОЛ МЕЖДУ НАПРАВЛЕНИЕМ КОНСОЛЬНОЙ СИЛЫ И ОСИ X

6.11. Подбор подшипников качения для быстроходного вала по программе PODSCH.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ

СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Сидоров А.И.

ГРУППА ЭТ/6-19-1-о

Курсовой проект по дисциплине Детали машин

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ЧИСЛО ВАЛОВ ДЛЯ РАСЧЕТА I1= 1

СХЕМА УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ:

1 - ВРАСПОР; 2 - ВРАСТЯЖКУ NSX= 1

ПОТРЕБНЫЙ РЕСУРС ПОДШИПНИКА, ЧАС ALH=17562.000

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ АКТ= 1.00

КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ АКВ= 1.20

КОЭФФИЦИЕНТ ВРАЩЕНИЯ КОЛЬЦА V= 1.00

УСЛОВИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА A23:= 1

ЦИКЛОГРАММА НАГРУЗКИ - ОРДИНАТЫ : 1.000 0.700 0.300

АБСЦИССЫ : 0.300 0.700 1.000

ВЫБОР ПОДШИПНИКА И ХАРАКТЕР РАСЧЕТА

В СООТВЕТСТВИИ С L= 4 и M= 1

```

.....
:НОМЕР: РАДИАЛЬНАЯ : РАДИАЛЬНАЯ :ВНЕШНЯЯ : ЧАСТОТА :ДИАМЕТР:
: ВАЛА: РЕАКЦИЯ : РЕАКЦИЯ : ОСЕВАЯ :ВРАЩЕНИЯ : ВАЛА :
: П/П : ЛЕВОЙ ОПОРЫ:ПРАВОЙ ОПОРЫ: СИЛА : -1: :
: ANV : FRL,Н : FRP,Н : FAN,Н :ANB,МИН : DP,ММ :
.....
: 1. : 387.0 : 1769.0 : 1972.0 : 1410.0 : 50. :
.....

```

РЕЗУЛЬТАТЫ СЧЕТА:

ВЫБОР КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛА 1.

ПРАВАЯ ОПОРА БОЛЕЕ НАГРУЖЕНА

D= 45.0мм 7209. B= 19.0мм DN= 85.0мм TMAX= 20.8мм CD= 50000. Н CS= 33000. Н
AE= 0.410 Y= 1.450 МАССА= 0.480КТ CDR= 36573. Н ALH= 17562.0ЧАС PT= 95.9% ALHD= 49804.9ЧАС

ВЫБОР КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛА 1.

ПРАВАЯ ОПОРА БОЛЕЕ НАГРУЖЕНА

D= 50.0мм 7210. B= 21.0мм DN= 90.0мм TMAX= 21.8мм CD= 56000. Н CS= 40000. Н
AE= 0.370 Y= 1.600 МАССА= 0.540КТ CDR= 39444. Н ALH= 17562.0ЧАС PT= 96.6% ALHD= 56485.0ЧАС

ВЫБОР КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛА 1.

ПРАВАЯ ОПОРА БОЛЕЕ НАГРУЖЕНА

D= 55.0мм 2007111. B= 22.0мм DN= 90.0мм TMAX= 23.0мм CD= 57000. Н CS= 45200. Н
AE= 0.330 Y= 1.800 МАССА= 0.540КТ CDR= 43289. Н ALH= 17562.0ЧАС PT= 95.0% ALHD= 43945.4ЧАС

D, DN, B-НОМИНАЛЬНЫЙ ВНУТРЕННИЙ, НАРУЖНЫЙ ДИАМЕТРЫ И ШИРИНА УКАЗАННОГО
НОМЕРА ПОДШИПНИКА

CD, CS, CDR-РАДИАЛЬНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ, СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ
ПО КАТАЛОГУ И РАСЧЕТНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ПОДШИПНИКА
ALH, ALHD, PT-ПОТРЕБНАЯ, ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ (РЕСУРС)
И НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКА

TMAX, AE, Y-МОНТАЖНАЯ ВЫСОТА, КОЭФФИЦИЕНТ ОСЕВОГО НАГРУЖЕНИЯ И
ОСЕВОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ КОНИЧЕСКОГО РОЛИКОПОДШИПНИКА

6.12. Подбор подшипников качения для тихоходного вала по программе PODSCH.EXE

СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И МАШИНОВЕДЕНИЕ
СТУДЕНТ (Ф.И.О.) Сидоров А.И.
ГРУППА ЭТ/Б-19-1-о

Курсовой проект по дисциплине Детали машин

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ЧИСЛО ВАЛОВ ДЛЯ РАСЧЕТА $I_1 = 1$

СХЕМА УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ:

1 - ВРАСПОР; 2 - ВРАСТЯЖКУ $NSX = 1$

ПОТРЕБНЫЙ РЕСУРС ПОДШИПНИКА, ЧАС $ALH = 17562.000$

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ $AKT = 1.00$

КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ $AKB = 1.20$

КОЭФФИЦИЕНТ ВРАЩЕНИЯ КОЛЬЦА $V = 1.00$

УСЛОВИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА $A23 = 1$

РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ - НЕПРЕРЫВНЫЙ

ВЫБОР ПОДШИПНИКА И ХАРАКТЕР РАСЧЕТА

В СООТВЕТСТВИИ С $L = 4$ и $M = 1$

```

.....
:НОМЕР: РАДИАЛЬНАЯ : РАДИАЛЬНАЯ :ВНЕШНЯЯ : ЧАСТОТА : ДИАМЕТР:
: ВАЛА: РЕАКЦИЯ : РЕАКЦИЯ : ОСЕВАЯ : ВРАЩЕНИЯ : ВАЛА :
: П/П : ЛЕВОЙ ОПОРЫ:ПРАВОЙ ОПОРЫ: СИЛА : -1: :
: ANV : FRL,N : FRP,N : FAN,N : ANB,МИН : DP,ММ :
.....
: 1. : 1911.0 : 2306.0 : 270.0 : 88.1 : 65. :
.....

```

РЕЗУЛЬТАТЫ СЧЕТА:

ВЫБОР КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛА 1.

ПРАВАЯ ОПОРА БОЛЕЕ НАГРУЖЕНА

$D = 60.0\text{мм}$ 7212. $B = 23.0\text{мм}$ $DN = 110.0\text{мм}$ $TMAX = 23.8\text{мм}$ $CD = 78000. \text{ Н}$ $CS = 58000. \text{ Н}$
 $AE = 0.350$ $Y = 1.710$ $МАССА = 0.890\text{кг}$ $CDR = 13735. \text{ Н}$ $ALH = 17562.0\text{ЧАС}$ $PT > 99\%$ $ALHD = 5738641.0\text{ЧАС}$

ВЫБОР КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛА 1.

ПРАВАЯ ОПОРА БОЛЕЕ НАГРУЖЕНА

$D = 65.0\text{мм}$ 2007113. $B = 22.0\text{мм}$ $DN = 100.0\text{мм}$ $TMAX = 23.0\text{мм}$ $CD = 61000. \text{ Н}$ $CS = 64500. \text{ Н}$
 $AE = 0.380$ $Y = 1.590$ $МАССА = 0.620\text{кг}$ $CDR = 13574. \text{ Н}$ $ALH = 17562.0\text{ЧАС}$ $PT > 99\%$ $ALHD = 2630422.8\text{ЧАС}$

ВЫБОР КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛА 1.

ПРАВАЯ ОПОРА БОЛЕЕ НАГРУЖЕНА

$D = 70.0\text{мм}$ 2007114. $B = 24.0\text{мм}$ $DN = 110.0\text{мм}$ $TMAX = 25.0\text{мм}$ $CD = 77600. \text{ Н}$ $CS = 71600. \text{ Н}$
 $AE = 0.280$ $Y = 2.110$ $МАССА = 0.830\text{кг}$ $CDR = 14299. \text{ Н}$ $ALH = 17562.0\text{ЧАС}$ $PT > 99\%$ $ALHD = 4933183.0\text{ЧАС}$

D, DN, B -НОМИНАЛЬНЫЙ ВНУТРЕННИЙ, НАРУЖНЫЙ ДИАМЕТРЫ И ШИРИНА УКАЗАННОГО
НОМЕРА ПОДШИПНИКА

CD, CS, CDR -РАДИАЛЬНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ, СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ
ПО КАТАЛОГУ И РАСЧЕТНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ПОДШИПНИКА
 $ALH, ALHD, PT$ -ПОТРЕБНАЯ, ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ (РЕСУРС)
И НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКА

$TMAX, AE, Y$ -МОНТАЖНАЯ ВЫСОТА, КОЭФФИЦИЕНТ ОСЕВОГО НАГРУЖЕНИЯ И
ОСЕВОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ КОНИЧЕСКОГО РОЛИКОПОДШИПНИКА

7. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ 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].

Для одноступенчатых редукторов кроме очевидного критерия минимальных массогабаритных параметров обязательным условием выбора передачи из предложенных в расчете трех является не превышение фактических контактных напряжений допустимым, т.е. выполнение неравенства $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ или в идентификаторах программы $SGH \leq SGHD$. Кроме того может служить критерием выбора также минимальное отклонение фактического передаточного числа от его заданного значения.

При выборе червячной передачи, из предложенных в расчете семи, для венцов колес из различных марок бронз дополнительным критерием к вышеизложенным может также служить ценовой показатель бронз, где безоловянные бронзы (без литеры «О» в обозначении) являются более дешевыми по сравнению с оловянными и имеют предпочтение в выборе при одинаковых других критериях.

Относительно конической зубчатой передачи. При ее расчете не стоит назначать стандартное передаточное число более 5, так как в этом случае венец колеса превращается в «нож» и теряет свою жесткость, а при передаточном числе 4,5 может получиться слишком большое отклонение фактического передаточного числа от его заданного значения.

В приведенных примерах расчетов ременных передач с различными типами ремней энерго-кинематические параметры заданы специально одинаковыми, чтобы можно было наглядно оценить отличие их массогабаритных параметров и, тем самым, оптимизировать тип ременной передачи для конкретного заданного случая. При этом дополнительным критерием для выбора передачи внутри одного типа для ряда передач может служить показатель ресурса в часах, массогабаритные параметры (межосевое расстояние, размеры шкивов, суммарный условный объем шкивов UB, условная цена в рублях по прейскуранту цен в СССР).

Приведены примеры расчетов быстроходного и тихоходного валов по схеме 1, например, цилиндрического редуктора, где подготовка исходных данных осуществлялась по приложению Б настоящего пособия. Подбор подшипников в качестве примера для одного из этих валов (быстроходного) по полученным из его расчета реакциям на левой, правой опорах и осевой силе был осуществлен с использованием циклограммы нагружения. Она применена в относительных единицах, где по оси ординат заданы по ее ступеням отношение крутящего момента к максимальному действующему, а по оси ординат соответственно ординаты отношений ресурса в часах к заданному эксплуатационному ресурсу.

Пример подбора подшипников для тихоходного вала осуществлен с применением стандартного тяжелого режима нагружения с учетом рекомендаций [4], где полученные в расчете тихоходного вала реакции на левой, правой опоре и осевая сила были умножены на коэффициент эквивалентности тяжелого режима $K_E = 0.8$ и уже эти значения использовались в качестве параметров в программе расчета.

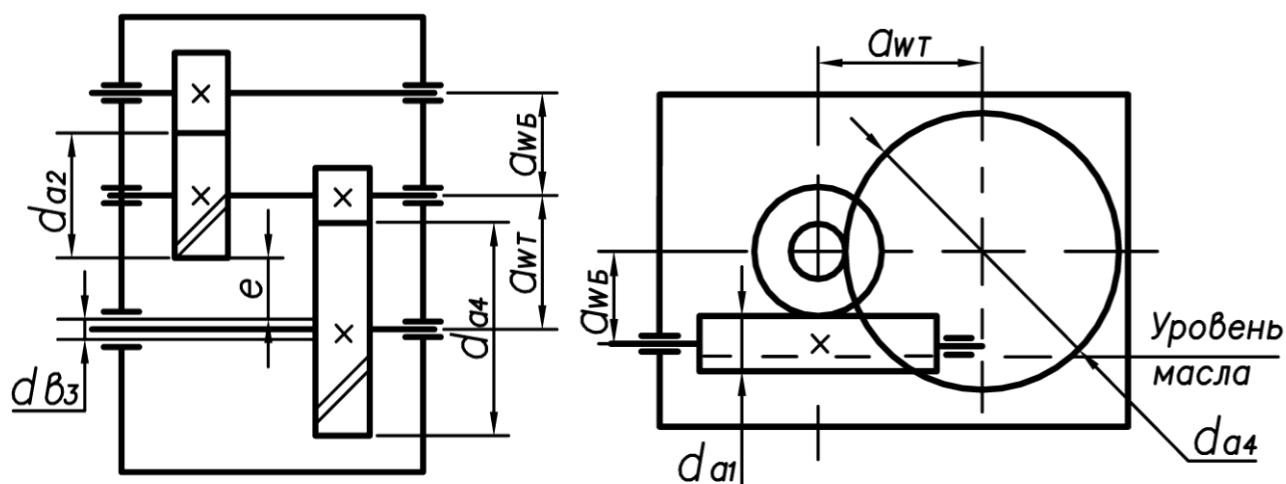


Рисунок 7.1. - Схема двухступенчатого косозубого редуктора

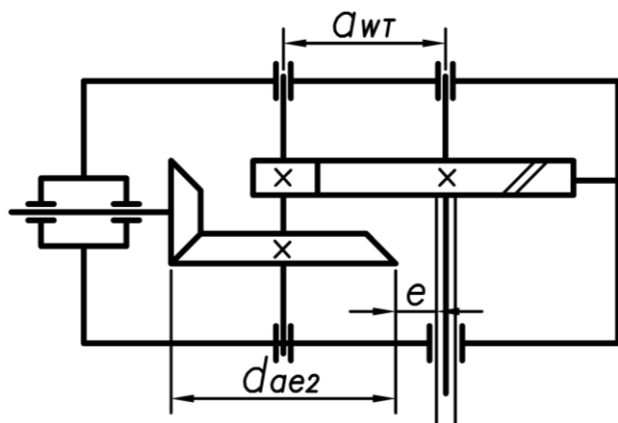


Рисунок 7.2. - Схема коническо-цилиндрического редуктора

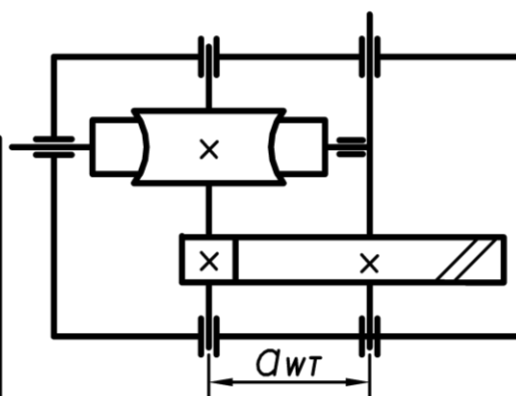


Рисунок 7.3. - Схема червячно-цилиндрического редуктора

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 ступени, 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 7.1 – 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 7.2 – то же, что и для схемы на рисунке 7.1, 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 7.3 – условие смазки тихоходного колеса:

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

при этом глубина его окунация 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 [8, таблица 4.3], мм;

$d_{B3} \geq 17 \sqrt[3]{T_3 / [\tau]}$ – диаметр выходного вала редуктора на консоли, мм [7];

$[\tau]$ – 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.

Библиографический список

1. Расчет деталей машин на ЭВМ: учеб. пособие для машиностр. вузов / Д.Н. Решетов, С.А. Шувалов, В.Д. Дудко и др.; Под ред. Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова. – 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. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Том 3 / Под ред. Н.С. Ачеркана. – М.: Машиностроение, 1969. – 471 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. – 447 с.
5. Решетов Д.Н. Детали машин: учеб. для студ. машиностр. и механич. специальн. вузов / Д.Н. Решетов. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
6. Р 50–83–88 – 1989. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчеты на прочность валов и осей. – М.: Изд-во стандартов. – 71 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
8. 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.
9. Кузьмин А.В. Курсовое проектирование деталей машин: Справочное пособие. Часть 2 / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Выш. шк., 1982. – 334 с.
10. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач: Справочник / А.А. Готовцев, Г.Б. Столбин, И.П. Котенко. – М.: Машиностроение, 1973. – 384 с.
11. Цехнович Л.И. Атлас конструкций редукторов: учеб. пособие / Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк., 1990. – 151 с.
12. Проектирование механических передач: учеб.-справ. пособие для вузов / С.А. Чернавский [и др.]. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
13. 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 СевГУ, 2015. – 32 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное)

Таблица А.1 – Нормальные линейные размеры (диаметры, длины, высоты и др.) по ГОСТ 6636–69, мм (с сокращениями) [11]

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 [4]

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
40Х	≤ 200	240	800	650	390	360	210
	≤ 120	270	900	750	450	410	240
40ХН	≤ 200	270	920	750	450	420	250
20Х	≤ 120	197	650	400	240	300	160
12ХН3А	≤ 120	260	950	700	490	420	210
18ХГТ	≤ 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 прямобочными 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	63	20×12	21938	47411
34		3330	7190	67		26180	56820
36		4010	8590	70		30200	63800
38		4775	10366	71		31549	68012
				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]

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, 5]

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 $t=(1,3...1,5)f$									

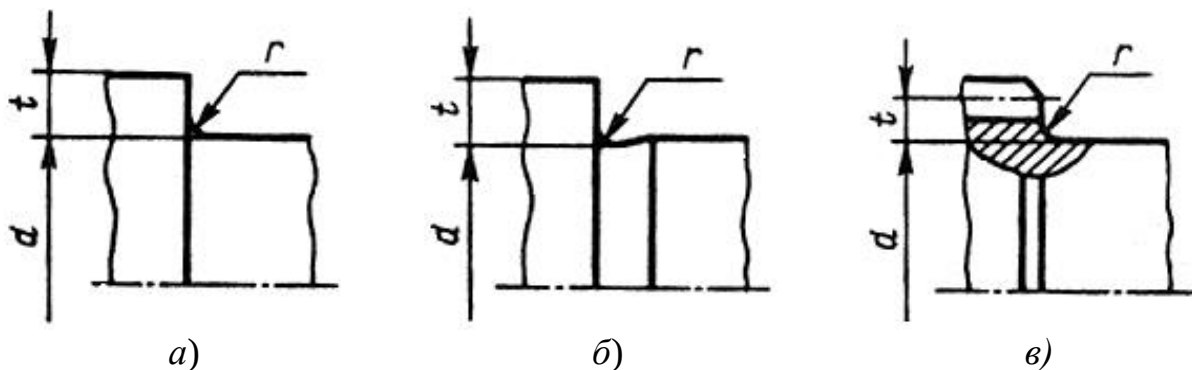


Рисунок А.1 – Вал со ступенчатым переходом с галтелью: а), б), в) – различные конструкции перехода

Таблица А.10 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в месте шпоночного паза [4, 5]

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, 5]

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 [9]

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		4	3,3	18...90
С 30 до 38	10	8	0,4...0,6	5	3,3	22...110
С 38 до 44	12					28...140
С 44 до 50	14					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	56...220
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 [8]

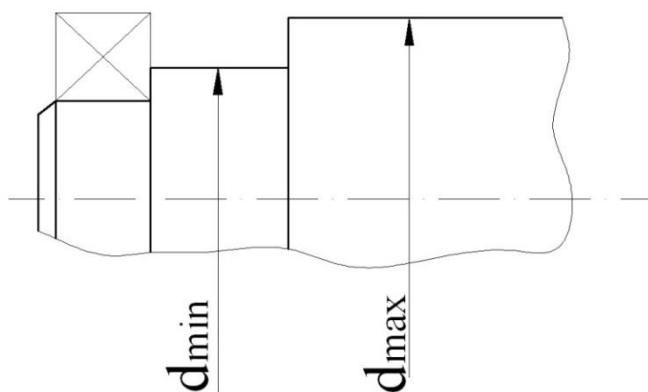
Диаметр вала, мм	Посадка	$K_\sigma / K_{d\sigma}$ при σ_B , МПа				$K_\tau / K_{d\tau}$ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	H7/r6	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
	H7/k6	1,9	2,25	2,6	3,2	1,55	1,75	2,0	2,3
	H7/h6	1,6	1,95	2,3	2,75	1,4	1,6	1,8	2,1
50	H7/r6	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	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 $F_{нт}$ окружной силы F_t^M на рабочих элементах муфт) [6]

Тип муфты	Сила $F_{нт}$	Диаметр начальной окружности муфты d_m , мм
Кулачковая	$F_{нт} = F_t^M$	Средний диаметр расположения кулачков [9]
Пальцевая (МУВП)	$F_{нт} = 2/3 F_t^M$	Диаметр окружности расположения пальцев [7, 8, 9]
Цепная	$F_{нт} = 1/3 F_t^M$	$z_m p_\psi / \pi$, z_m – число зубьев звездочки; p_ψ – шаг цепи, мм [7]
Зубчатая	$F_{нт} = 0,2 F_t^M$	$m_m z_m$, m_m – модуль, мм; z_m – число зубьев муфты [7, 8, 9]
$F_t^M = 2T_n \cdot 10^3 / d_m$, где T_n – номинальный передаваемый валом момент, Нм.		

Таблица А.16 – Шероховатость поверхностей ряда деталей редукторов [11]

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.		

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 настоящего пособия 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
$W_{нетто2} = \pi d_{w1}^3 / 32$ – для вала-шестерни, $W_{нетто2} = \pi d_{f1}^3 / 32$ – для червяка, мм ³ , $A_{нетто2} = \pi d_{w1}^2 / 4$ – для вала-шестерни, $A_{нетто2} = \pi d_{f1}^2 / 4$ – для червяка, мм ² , d_{w1} – начальный диаметр, мм; d_{f1} – диаметр впадин витков червяка, мм	$W_{нетто2}$, мм ³ – таблица А.5 по размеру шпонки $b \times h$ и d в мм (таблица А.13) или по формуле $W_{нетто2} = \pi d^3 / 32 - bh(2d - h)^2 / (16d)$, $A_{нетто2} = \pi d^2 / 4 - bh / 2$, d – компоновочный диаметр вала под колесом
$W_{нетто3} = \pi d_n^3 / 32, A_{нетто3} = \pi d_n^2 / 4$	
$W_{нетто5} = \pi d_n^3 / 32, A_{нетто5} = \pi d_n^2 / 4$	
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)
$K_{\tau 3} / K_{d\tau 3} = \text{таблица А.14 для посадки } H7/r6$	

Продолжение таблицы Б.2

$\frac{K_{\tau 5}}{K_{d\tau 5}} = \frac{\text{таблица А.9}}{\text{таблица А.6}}$	
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).

Учебное издание

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам
«Детали машин», «Детали машин и основы конструирования»,
«Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов
всех форм обучения

В 4 частях

Часть 4. Автоматизация проектирования механических передач

Составители:

Пахалюк Владимир Иванович
Поляков Александр Михайлович
Неменко Александра Васильевна

В авторской редакции

Подписано к печати 07.03.23. Изд. № 7/2023. Зак. № 9/2023. Тираж 55 экз.

Объем 10,5 п. л. Усл. печ. л. 9,76. Уч.-изд. л. 10,29.

РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»
299015 г. Севастополь, ул. Курчатова, 7