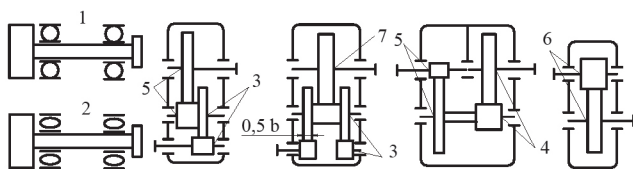


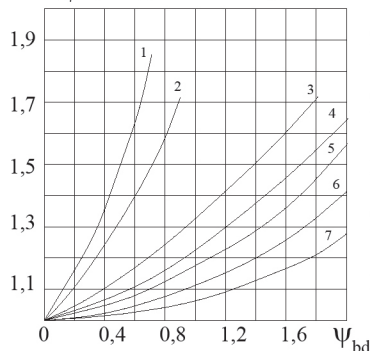
П.А. Мельников, А.Н. Пахоменко, С.Г. Прасолов

# ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

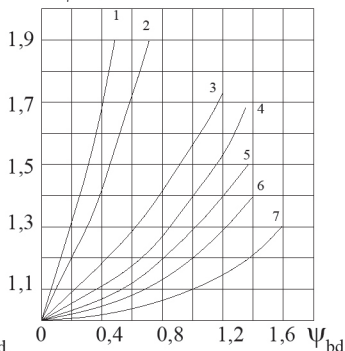
Электронное учебно-методическое пособие  
по выполнению курсового проектирования



$K_{F\beta}$  при  $H_1 \leq HB 350$  или  $H_2 \leq HB 350$



$K_{F\beta}$  при  $H_1 > HB 350$  и  $H_2 > HB 350$



В двух частях

Часть 1

УДК 621.81(075/8)  
ББК 34.44я73

Рецензенты:

канд. пед. наук, доцент, проректор по научной и учебной работе  
Института менеджмента, маркетинга и права *П.Э. Шендерей*;  
канд. техн. наук, доцент Тольяттинского государственного  
университета *С.И. Будаев*.

Мельников, П.А. Детали машин и основы конструирования : электронное учебно-методическое пособие по выполнению курсового проектирования : в 2 ч. / П.А. Мельников, А.Н. Пахоменко, С.Г. Прасолов. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2015. – Ч. 1. – 1 оптический диск.

Учебно-методическое пособие включает разделы, в которых изложены объем и содержание курсового проекта (работы) в зависимости от формы обучения; правила и требования по оформлению курсового проекта; выбор электродвигателя и энергокинематический расчет привода общего назначения; рекомендации и алгоритмы расчета и проектирования основных передач зацеплением, входящих в механические приводы общего назначения.

Каждый раздел пособия содержит алгоритмизированную теоретическую часть, примеры выполнения расчетов и необходимый справочный материал.

Предназначено для подготовки бакалавров по направлениям: 150700.62 «Машиностроение», 190100.62 «Наземные транспортно-технологические комплексы», 190600.62 «Эксплуатация транспортных машин и комплексов», 151900.62 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», 141100.62 «Энергетическое машиностроение», 280700.62 «Техносферная безопасность», 140400.62 «Электроэнергетика и электротехника», изучающих курсы «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин», «Основы проектирования», «Прикладная механика».

Текстовое электронное издание.

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

Минимальные системные требования: IBM PC-совместимый компьютер: Windows XP/Vista/7/8; ПИИ 500 МГц или эквивалент; 128 Мб ОЗУ; SVGA; Adobe Reader.

Редактор *Г.В. Данилова*  
Технический редактор *З.М. Малявина*  
Компьютерная верстка: *Л.В. Сызганцева*  
Художественное оформление,  
компьютерное проектирование: *И.И. Шишкина*

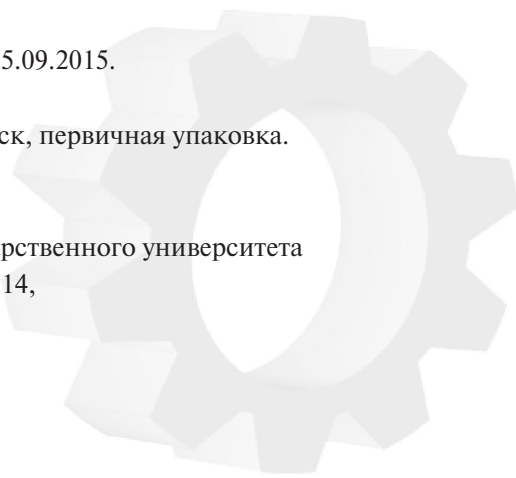
Дата подписания к использованию 25.09.2015.

Объем издания 7,6 Мб.

Комплектация издания: компакт-диск, первичная упаковка.

Заказ № 1-02-14.

Издательство Тольяттинского государственного университета  
445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14,  
тел. 8(8482) 53-91-47, [www.tltsu.ru](http://www.tltsu.ru)



## Содержание

ВВЕДЕНИЕ .....	6
1. ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА .....	9
1.1. Исходные данные для выполнения курсового проекта .....	9
1.2. Перечень разделов и тем курсового проекта .....	9
1.3. Общие требования к оформлению расчетно-пояснительной записки .....	12
2. ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА .....	23
2.1. Общие положения .....	23
2.2. Выбор электродвигателя .....	24
2.3. Кинематический расчет привода .....	29
2.4. Примеры энергокинематического расчета привода .....	34
3. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ .....	40
3.1. Общие положения .....	40
3.2. Проектный расчет передачи .....	42
3.3. Проверочный расчет цепной передачи .....	49
3.4. Справочный материал .....	54
3.5. Пример расчета цепной передачи .....	59
4. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ .....	64
4.1. Выбор материалов для изготовления червяка и червячного колеса .....	64
4.2. Определение допускаемых напряжений .....	67
4.3. Определение коэффициента нагрузки .....	69
4.4. Проектный расчет червячной передачи .....	71
4.5. Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгибную выносливость .....	77
4.6. Проверочный расчет червячной передачи при кратковременных пиковых нагрузках .....	78
4.7. Проверочный расчет червяка на жесткость .....	79
4.8. Тепловой расчет червячного редуктора .....	81
4.9. Пример расчета червячной передачи .....	83

5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ	
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ .....	90
5.1. Общие положения .....	90
5.2. Выбор материалов для изготовления	
зубчатых колес .....	91
5.3. Проектировочный расчет .....	93
5.4. Проверочный расчет на контактную	
выносливость активных поверхностей зубьев .....	109
5.5. Расчет зубьев на выносливость при изгибе .....	121
5.6. Пример расчета косозубой цилиндрической	
передачи .....	132
6. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ	
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ .....	151
6.1. Общие положения .....	151
6.2. Выбор материалов для изготовления	
зубчатых колес .....	151
6.3. Проектировочный расчет .....	151
6.4. Проверочный расчет на контактную	
выносливость активных поверхностей зубьев .....	157
6.5. Проверочный расчет зубьев на выносливость	
при изгибе .....	163
6.6. Пример расчета конической передачи .....	171
Список рекомендуемой литературы .....	186
Приложение 1 .....	187
Приложение 2 .....	188
Приложение 3 .....	195
Приложение 4 .....	196
Приложение 5 .....	198

## **ВВЕДЕНИЕ**

Цель изучения курса «Детали машин и основы конструирования» заключается в следующем: исходя из заданных условий работы деталей и узлов машин, усвоить методы, нормы и правила их проектирования, обеспечивающие выбор материала, форм, размеров, степени точности и качества поверхности, а также технологии изготовления.

Основные задачи дисциплины:

- знать основные критерии работоспособности деталей машин и виды отказов;
- знать основы теории и расчёта деталей и узлов машин общего назначения;
- самостоятельно конструировать детали и узлы машин общего назначения по заданным выходным параметрам;
- уметь оформлять графическую и текстовую конструкторскую документацию в соответствии с требованиями ЕСКД.

Для изучения курса «Детали машин и основы конструирования» требуются знания следующих дисциплин: начертательной геометрии и инженерной графики; теоретической механики и теории механизмов и машин; сопротивления материалов, технологии металлов. Знание курса необходимо для дальнейшего изучения дисциплин специальности.

Выполнение курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» является завершающим этапом в изучении основных общетехнических дисциплин и в то же время первым этапом практического конструирования, который должен выполняться в период обучения в университете.

Цель выполнения курсового проекта – привить навыки конструирования, подготовиться к выполнению курсовых проектов по специальным дисциплинам. В процессе выполнения проекта студент должен научиться пользоваться справочной литературой и ГОСТами.

## *Основные этапы работы над курсовым проектом*

### *Изучение задания*

Обычно в качестве задания для курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» выдается кинематическая схема привода механизма общего или специального назначения, состоящая из электродвигателя, ременной (цепной) передачи или открытой зубчатой передачи и редуктора. После получения технического задания на проектирование необходимо изучить конструкции механизмов аналогичного назначения, используя атласы конструкций, справочную литературу и интернет-ресурсы. Один или несколько вариантов из них можно принять в качестве прототипов. Это позволит использовать опыт, накопленный промышленностью, и таким образом сократить объём и время работы над проектом, исключить собственные ошибки или устранить ошибки прототипов. Однако использование какой-либо конструкции в качестве прототипа должно основываться на её критическом анализе, с тем чтобы принятый вариант был наиболее рациональным как с точки зрения конструкции изделия, так и технологичности при изготовлении. Принимая конструкцию за прототип, всегда следует стремиться внести в неё возможные улучшения.

### *Энергокинематический расчет привода*

После изучения задания выполнение проекта начинают с энергокинематического расчета привода. Энергокинематический расчет привода сводится к определению необходимой мощности и частоты вращения электродвигателя. По рассчитанной мощности и частоте вращения выбирают, как правило, асинхронный электродвигатель трехфазного тока серии 4А.

Для привода механизмов, имеющих повышенную пусковую нагрузку, применяют электродвигатели 4АР с повышенным пусковым моментом.

После выбора электродвигателя по мощности и частоте вращения выполняется кинематический расчет привода.

Передаточные числа одноступенчатых передач необходимо выбирать с учетом рекомендаций, задания или из стан-

дартного ряда на передаточные числа. Для многоступенчатых редукторов разбивка передаточного числа между ступенями производится по рекомендациям, приведенным в разделе «Энергокинематический расчет привода». В многоступенчатых редукторах от правильности разбивки передаточного числа зависит компоновка редуктора, обеспечение смазки передач и подшипников.

При проектировании коробок (устройств со ступенчатым изменением частот вращения валов) можно принимать ряды частот вращения валов в виде геометрической прогрессии.

#### *Расчет передач и других элементов привода*

Следующий этап проектирования заключается в выполнении проектных расчетов передач, подшипников и валов привода. Для ременных и цепных передач после проектных расчетов можно сразу выполнять и проверочный расчет.

#### *Эскизное проектирование (компоновка)*

На этом этапе проектирования на основании данных, полученных в результате проектных расчётов, выполняется эскизная компоновка привода в целом или отдельных его узлов (если позволяют габариты проектируемого механизма) в масштабе 1:1. В курсовом проектировании обычно выполняется компоновка редуктора. Это даёт возможность определить положение зубчатых колес, подшипников, муфт, шкивов, звездочек и других деталей относительно друг друга. Устанавливается положение этих деталей относительно подшипников, что в дальнейшем позволит определить опорные реакции, подбор и расчет подшипников, уточнённый (проверочный) расчёт отдельных деталей. На этапе эскизного проектирования необходимо выбрать тип и размеры шпонок, а также провести их прочностной расчет, чтобы определиться с длиной ступицы зубчатого (червячного) колеса, шкива, звездочки.

После всех перечисленных действий можно приступить к выполнению графической части проекта.



# 1. ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

## 1.1. Исходные данные для выполнения курсового проекта

Основные исходные данные для выполнения курсового проекта (работы) содержат техническое задание на проектирование, которое включает:

1) схему привода общего назначения для курсового проекта (выдается индивидуально каждому студенту);

2) исходные данные по вариантам:

- $P_{\text{вв}}$  – мощность на выходном валу привода, кВт;
- $n_{\text{вв}}$  – частота вращения выходного вала привода, об/мин;
- характер нагрузки;
- $K_{\text{п}}$  – коэффициент перегрузки;
- $t_{\text{с}}$  – срок службы привода в часах.

Первый этап курсового проекта (выбор электродвигателя и энергокинематический расчет привода) необходимо выполнить во время практических занятий или установочной сессии и проверить у руководителя. При неправильном решении первой задачи все последующие разделы будут решены также неправильно.

Курсовой проект выполняется по индивидуальному заданию, образец которого приведен ниже (рис. 1.1).

## 1.2. Перечень разделов и тем курсового проекта

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать следующие элементы и разделы:

- 1) титульный лист;
- 2) оглавление;
- 3) техническое задание с исходными данными;
- 4) реферат;

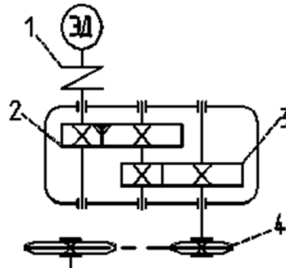
- 5) введение;
- 6) выбор электродвигателя и энергокинематический расчет привода;
- 7) проектные и проверочные расчеты закрытых передач привода (редуктора), проектирование деталей передач;
- 8) расчеты открытых передач (если такие имеются в схеме привода);
- 9) проектный (для всех валов) и проверочный (для одного вала) расчет валов;
- 10) подбор и расчет подшипников;
- 11) подбор и расчет шпонок;
- 12) компоновка редуктора и расчет корпуса редуктора, а также его элементов;
- 13) подбор (и расчет по необходимости) муфты (муфт);
- 14) выбор смазки и способа контроля ее уровня;
- 15) выбор уплотнений;
- 16) тепловой расчет редуктора (для червячных редукторов);
- 17) выбор и обоснование шероховатостей обрабатываемых поверхностей основных деталей редуктора и привода;
- 18) выбор и обоснование основных посадок, отклонений размеров, погрешностей формы и расположения поверхностей основных деталей редуктора и привода;
- 19) порядок сборки редуктора;
- 20) заключение;
- 21) список литературы.

Список использованной литературы оформляется либо в алфавитном порядке, либо в порядке упоминания источника в тексте.

*Примечание.* Пункт 7 разрабатывается в два этапа. Вначале выполняется проектный расчет передач редуктора, проектирование деталей передач, затем расчеты по пунктам 9, 10, 11, 12.

После расчетов по пунктам 9, 10, 11, 12 выполняются проверочные расчеты закрытых передач привода (редуктора).

Студенты заочного отделения в курсовой работе расчеты второй степени выполняют в проектном варианте.



Мощность на выходном валу привода  $P_{\text{ВВ}}$  (кВт).  
 Частота вращения на выходном валу привода:  $n_{\text{ВВ}}$  (об/мин).  
 Срок службы  $t$  (ч)

1 – муфта; 2 – цилиндрическая косозубая передача;  
 3 – цилиндрическая прямозубая передача;  
 4 – цепная передача; ЭД – электродвигатель

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{ВВ}}$	2,1	3,2	3,8	4,2	5,5	7,5	11	15	18	22
$n_{\text{ВВ}}$	177	142	180	114	90	57	91	184	147	24
$t \cdot 10^3$	25	26	27	28	29	30	31	24	23	24,9
Кп	1,45	1,5	1,55	1,6	1,65	1,7	1,75	1,8	1,9	1,8

Рисунок 1.1 – Техническое задание на выполнение курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

### ***Содержание графической части курсового проекта***

Для студентов очного отделения – общий вид привода:

- чертёж общего вида привода, объединяющий габаритный и монтажный чертежи, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его основных частей и поясняющий принцип работы;
- сборочный чертёж редуктора, содержащий изображение сборочной единицы и данные для ее сборки и контроля (предназначен для последующего выполнения рабочих чертежей деталей);
- рабочие чертежи деталей редуктора.

Для студентов заочного отделения:

- сборочный чертеж редуктора или привода (на выбор);
- рабочий чертеж одной детали редуктора.

Для студентов заочного отделения, выполняющих курсовую работу, – рабочий чертеж одной детали редуктора.

Спецификации, определяющие состав сборочных единиц

Чертежи общего вида привода и сборочный чертеж редуктора выполняются на формате А1, рабочий чертеж детали – на формате А3. Студенты очной формы обучения могут разместить чертежи деталей на одном листе формата А1, но при этом каждая деталь выполняется на отдельном формате А3.

### **1.3. Общие требования к оформлению расчетно-пояснительной записки**

При оформлении расчетно-пояснительной записки курсового проекта необходимо придерживаться общих требований к текстовым документам.

Текстовые документы могут быть выполнены одним из следующих способов: машинописным, рукописным, типографским. В курсовом проектировании обычно используется персональный компьютер и электронный способ выполнения текстовых документов. Рукописный и типографский способы в данном пособии не рассматриваются.

При выполнении документа машинописным способом текст печатается на одной стороне листа формата А4, шрифт Times New Roman, размер 14 или Arial 12.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

- титульный лист;
- содержание (оглавление);
- техническое задание;
- расчеты и обоснования принятых при конструировании решений;
- список использованной литературы;
- приложения (при необходимости).

Листы (страницы) документа нумеруют. На первом листе (титульный лист) номер страницы не ставят.

Если имеются рисунки и таблицы, расположенные на отдельных листах, их необходимо включить в общую нумерацию листов.

Приложения и список использованной литературы также включают в общую нумерацию листов. Нумерация листов должна быть сквозной.

Титульный лист является первым листом документа и должен быть оформлен по установленной форме.

Содержание при большом объеме документа рекомендуется помещать после титульного листа. В содержании перечисляют наименования разделов, список использованной литературы и приложения.

### ***Построение документов***

Содержание документа при необходимости может быть разделено на разделы. Разделы, если этого требует изложение текста, разделяют на подразделы.

Содержание каждого документа для удобства, четкости и краткости изложения материала разбивают на пункты независимо от того, разделен документ на разделы или нет. Текст пунктов, если в этом есть необходимость, разбивают на подпункты.

### ***Разделы и подразделы***

Каждый раздел документа рекомендуется начинать с нового листа. Наименования разделов и подразделов должны быть краткими и соответствовать содержанию. В заголовках на первом месте должно быть название объекта (имя существительное), а затем — определения (имена прилагательные) в порядке их значимости. Разделы и подразделы должны быть пронумерованы. Номера разделов обозначают арабскими цифрами с точкой в конце, номера подразделов состоят из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой.

Заголовки вместе с их порядковыми номерами записывают прописными буквами, высота цифр порядкового номера и букв в наименовании должна быть одинаковой. В заголов-

ках переносы слов не допускаются, точки в конце не ставятся. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Расстояния между основаниями строк в заголовках должны быть такие же, как и в тексте.

Расстояние между заголовком и последующим текстом, в том числе и заголовком подраздела, должно быть равно трем интервалам. Расстояние между заголовком раздела и последней строкой предыдущего текста (для случаев, когда конец одного и начало другого разделов размещены на одном листе) должно быть равно четырем интервалам.

Наименования подразделов вместе с их порядковыми номерами записывают с абзаца, строчными буквами, кроме первой. Расстояние между заголовком подраздела и последующим текстом должно быть равно двум интервалам. Содержание при большом объеме документа рекомендуется помещать после титульного листа. В содержании перечисляют наименования разделов, список использованной литературы и приложения.

*Пункты.* Если текст документа имеет пункты, то порядковая нумерация их выполняется арабскими цифрами в пределах каждого раздела или подраздела. Номера пунктов раздела состоят из номеров раздела и пункта, разделенных точкой. Номера пунктов подраздела состоят из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точками. В конце номера пункта ставится точка. Текст пункта вместе с порядковым номером записывают с абзаца. В конце пункта ставится точка. Расстояние между концом предыдущего пункта и началом следующего должно быть такое же, как и в тексте.

*Подпункты* в пределах каждого пункта могут обозначаться буквами русского алфавита со скобкой или арабскими цифрами. Номера подпунктов в разделах состоят из номеров раздела, пункта и подпункта, разделенных точками, а в подразделах — из номеров раздела, подраздела, пункта и подпункта, разделенных точками. В конце номера подпункта ставится точка.

Текст подпункта вместе с порядковым номером или буквой со скобкой записывают с абзаца. Подпункты отделяются друг от друга точкой с запятой.

### ***Правила изложения текста***

Текст документа излагают кратко, четко, простым языком. Не рекомендуется применять сложные предложения и обороты. Принятая в тексте терминология должна соответствовать установленной стандартами, а при отсутствии стандарта – общепринятой в научно-технической литературе. В тексте документа не допускается применять:

- для одного и того же понятия различные научно-технические термины, близкие по смыслу (синонимы);
- обороты разговорной речи;
- техницизмы и профессионализмы;
- иностранные слова и термины при наличии равнозначных слов и терминов в русском языке.

Наименования предметов, применяемые в тексте, подрисуночных подписях, таблицах и приложениях, должны быть одинаковыми. В наименовании предметов на первом месте должно быть определение (имя прилагательное), а затем наименование предмета (имя существительное). Например: *Сушильная печь...*

Сокращение слов в тексте, как правило, не допускается. Исключение составляют общепринятые сокращения в русском языке и установленные соответствующими государственными стандартами.

Если в документе принята особая система сокращения слов и наименований, то должен быть приведен перечень принятых сокращений. Например: *Автоматизированная система управления – АСУ.*

Полное наименование предмета при повторном его упоминании в тексте рекомендуется писать в сокращенном виде. Например: *Пояснительная записка курсового проекта* следует писать *Записка, Сушильная печь – Печь.* Применение произвольных словообразований не допускается. Например, не *техдокументация*, а *техническая документация.*

Слова *тахітит* и *тінітит* в формулах следует применять в сокращенном виде: *тах* и *тіп*. Их нельзя склонять с русскими

окончаниями через апостроф: *maximum>a*, *minimum>a*, в таких случаях следует писать по-русски: максимума, минимума.

Условные буквенные обозначения механических, химических, физических, математических и других величин, а также условные графические обозначения должны соответствовать установленным стандартам. В тексте документа перед обозначением параметра дают его пояснения. Например: *временное сопротивление разрыву* –  $\sigma_6$ .

В документе должны применяться единицы измерения Международной системы единиц (СИ) и единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ. Разрешается рядом с обозначением единиц измерения в системе СИ в скобках указывать обозначение в ранее применяемой системе.

Условные обозначения единиц измерения ставят после цифровых значений. Например: *10 м; 20 мм, 15 кг*. Если в тексте приводится ряд цифровых значений одной размерности, то единицу физической величины указывают после последней цифры. Например: *20, 30, 40 м; 315 мм*.

Размерность одного и того же параметра в пределах всей записки должна быть постоянной (в одной из установленных единиц измерения). Применять условные обозначения единиц измерения без цифровых значений не допускается.

В тексте наименование единиц измерения применяется без сокращений. Например: *толщина стенки корпуса редуктора – в миллиметрах*.

В тексте не допускается применение без числовых или буквенных значений математических знаков: /,  $\leq$ ,  $\neq$ , 0, log, sin, cos и др., а также знаков: №, %, °, t, & и др. Эти знаки в тексте пишут словами. Например: *температура нагрева, диаметр вала* и т. д. Знаки №, §, % при обозначении множественного числа не удваиваются.

Отвлеченные числа до девяти в тексте пишутся словами, свыше девяти – цифрами. Например: *три кривые, 10 делений*.

Числа с размерностью и денежные обозначения пишутся цифрами. Например: *3 мм; 5 р.; 12 кг*.



Дробные значения пишутся только цифрами. Например:  $1/3$  объема. Порядковые числительные пишутся цифрами в сопровождении сокращенных падежных окончаний (наращений). Например: *2-я линия, 5-я графа*. При нескольких порядковых числительных падежное окончание согласовывают с последним из них. Например: *3, 4 и 5-й графики*. При римских цифрах падежные окончания не пишутся.

Количественные числительные пишутся без падежных окончаний. Например: *в 12 случаях; на 20 листах*.

При указании ограничительных норм перед числовыми значениями в тексте или в таблицах пишут *не менее* или *не более*, *от* и *до*, *свыше*. Например: *толщина покрытия не более 0,2 мм*.

При указании пределов величин (от ... до) рекомендуется применять тире. Например: *пункты 7–12, рисунки 1–4, толщина покрытия 5,0–2,0 мм*. Если в предельных величинах имеются отрицательные значения, используется указатель предела «от ... до». Например: *от +8 до –5°*. Если в тексте приводятся только положительные значения величин, то знак плюс перед ними не ставится.

Перед числовыми величинами ставить тире (связку) не рекомендуется, чтобы не спутать его со знаком минус. Например: *площадь охлаждения корпуса 100 м<sup>2</sup>*. В случаях, когда тире (связку) можно спутать со знаком минус, перед величинами, имеющими отрицательное значение, вместо знака пишут слово *минус*.

### **Формулы**

В формулах обозначения символов и числовых коэффициентов необходимо применять в соответствии с принятыми стандартами. Значения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, должны быть приведены непосредственно под формулой в той последовательности, в которой они приведены в формуле. Первая строка экспликации должна начинаться словом «где» без двоеточия после него. Например:

$$b = m + n + k,$$

где  $b$  – высота линеек;  
 $m$  – величина хорды желоба;  
 $n$  – высота борта кольца;  
 $k$  – поправочный коэффициент.

Формулы располагают по центру листа, соблюдая симметричность. Расстояние между строкой формулы, нижней и верхней строками текста должно быть равно двум интервалам. Расстояние между строками формул(ы) такое же, как и в тексте. Если в документе больше одной формулы и на них имеются ссылки в тексте, обычно применяют сквозную порядковую нумерацию наиболее важных формул арабскими цифрами в круглых скобках с правой стороны листа на уровне формулы. При ссылке в тексте на формулу указывают ее номер в скобках.

### **Таблицы**

Для удобства изложения цифровые и другие данные, помещаемые в документе, рекомендуется оформлять в виде таблиц. Размеры таблиц выбирают произвольно, в зависимости от изложения материала. Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм.

Таблица, как правило, должна иметь головку и боковик. В головке записывают заголовки и подзаголовки граф, в боковике – заголовки строк. Диагональные деления головки таблицы не допускаются. Заголовки и подзаголовки граф таблиц начинают с прописных букв. Если подзаголовков составляет одно предложение с заголовком, то его начинают со строчных букв. Заголовки указывают в единственном числе.

Для сокращения текста заголовков и подзаголовков граф таблицы отдельные понятия, если они пояснены в тексте или приведены в иллюстрациях, разрешается заменять буквенными обозначениями. Например:  $D$  – диаметр,  $H$  – высота,  $L$  – длина.

Графы таблиц нумеруются только в том случае, если на них имеются ссылки в тексте.

Графу «№ п/п» в таблицу не включают. При необходимости нумераций показателей, параметров или других данных

в боковике таблицы порядковые номера разрешается указывать перед их наименованиями.

Повторяющийся в графе текст, если он состоит из одного слова, заменяется кавычками; если же он состоит из двух и более слов, то при первом повторении его заменяют словами *То же*, а далее — кавычками.

Ставить кавычки вместо повторяющихся цифр, марок, знаков, математических и химических символов не допускается. Графы таблиц не должны быть пустыми. Если составитель таблицы не располагает сведениями, он должен надписать *Нет свед.* или поставить многоточие. Если же сведений по данной графе не существует в природе и данное явление не будет наблюдаться, в графе ставится прочерк.

Цифры в графах таблиц располагают так, чтобы классы чисел во всей графе находились точно один под другим. Числовые величины в одной графе должны иметь одинаковое количество десятичных знаков.

Дробные числа приводят в виде десятичных дробей, за исключением размеров в дюймах, которые записывают по типу 1/20, 1/40, 1/8".

При указании в таблицах последовательных интервалов величин, охватывающих все величины ряда, перед величинами пишут *от, св., до*. Например: *от 10 до 11, св. 1, до 12*. В интервалах, охватывающих не все величины ряда, между величинами предпочтительно ставить тире. Например: *4–10, 1300–1500*. Пределы размеров указывают от меньших к большему.

Если все параметры, размещаемые в таблице, имеют одинаковую размерность, то обозначение единицы измерения помещают над таблицей (м, мм и т. п.). Если параметры имеют различную размерность, то обозначения единицы измерения указывают в заголовке каждой графы.

Если в таблице преобладающая часть граф с параметрами одинаковой размерности, то обозначение единицы измерения помещают над таблицей, а сведения о размерностях других параметров дают в заголовках соответствующих граф.

Если все параметры в одной строке имеют одну размерность, то единицу измерения указывают в соответствующей строке боковика таблицы.

Единицы измерения угловых величин (градусы, минуты, секунды) проставляют в каждой строке; при отсутствии горизонтальных линеек – указывают только в первой строке таблицы.

Чтобы упростить связь таблицы с текстом, таблицы нумеруют: *Таблица 8*. Слово «Таблица» и ее номер следует помещать над таблицей слева без абзацного отступа. Название таблицы располагают в одну строку с ее номером через тире.

Нумерация таблиц ведется арабскими цифрами в пределах всего документа. Если в документе или разделе документа только одна таблица, номер ей не присваивают и слово *таблица* не пишут.

При переносе таблицы на следующий лист головку таблицы повторяют и над ней указывают: «Продолжение таблицы» с указанием номера.

Таблицы с большим количеством граф делят на части и помещают одну часть под другой, указывая над последующими частями слова *Продолжение таблицы*. Заголовок в этом случае помещают только над первой частью таблицы.

Таблицу следует помещать после первого упоминания о ней в тексте. Если документ или его раздел содержит мало текста и много таблиц, их допускается помещать в конце раздела или документа. Таблицы допускается оформлять в виде приложений и располагать их в конце текста.

Таблицы следует располагать по короткой стороне листа формата А4. При необходимости допускается расположение их по длинной стороне листа формата А4, при этом таблицы располагают так, чтобы для чтения их запись была повернута по часовой стрелке.

Ссылки на ранее упомянутые таблицы дают в сопровождении сокращенного слова *смотри* и в скобках. Например: (см. таблицу 3).

### ***Иллюстрации***

Для пояснения излагаемого текста рекомендуется его иллюстрировать фотографиями, схемами, чертежами и пр. Для

иллюстраций внешнего вида изделий и работ, связанных с изготовлением и эксплуатацией изделий, рекомендуется использовать фотоснимки с натуры. Количество иллюстраций должно быть достаточным для понимания излагаемого текста. Иллюстрации, помещаемые в тексте, именуется рисунками. Если рисунков больше одного, они должны иметь порядковые номера. Нумерация ведется арабскими цифрами в пределах всего документа.

Рисунки, если этого требует изложение текста, должны иметь наименования а при необходимости и пояснительные данные (подрисовочный текст). Слово «Рисунок» и наименование помещают после поясняющих данных и располагают посередине строки в соответствии с рисунком 1.1.

Рисунки следует размещать сразу после упоминания о них в тексте. Если раздел документа или документ содержит мало текста и много рисунков, то рисунки допускается помещать по порядку номеров в конце раздела или документа, а также в виде приложений в конце текста. Рисунки следует располагать по короткой стороне листа формата А4, при этом рисунок размещают так, чтобы для его чтения документ был повернут по часовой стрелке.

При ссылках в тексте на иллюстрации слово *рисунок* пишут со строчной буквы с указанием номера: *рисунок 1*. Ссылки на ранее упомянутые рисунки дают в сопровождении сокращённого слова *смотри* и в скобках (*см. рисунок 5*).

### ***Графики и диаграммы***

В качестве иллюстраций в документе часто используют графики и диаграммы. Диаграммы должны быть наглядными, без поясняющих надписей на полях. Поясняющие надписи должны быть указаны либо в тексте документа, либо в подрисовочных подписях.

### ***Примечания***

В тексте документов делать примечания не рекомендуется. В таблицах документов примечания допускаются, они должны помещаться под таблицами.

Текст примечания начинают с абзаца словом *Примечание*, ставят точку и приводят текст примечания. Если примечаний несколько, то после слова *Примечания* ставят двоеточие, а примечания нумеруют арабскими цифрами. Например:

*Примечания:*

1. Примечание в основном тексте помещают со втяжкой (более узким форматом), текст примечания обычно мельче основного шрифта.

2. ....

3. ....

4. ....

и т. д.

### ***Ссылки***

При ссылке на стандарты, технические условия, инструкции и методические документы следует указывать документ в целом со всеми выходными сведениями.

### ***Приложения***

Иллюстрационный материал, таблицы, текст вспомогательного характера или самостоятельно выпущенные конструкторские документы, например схемы, габаритные чертежи и другие, могут быть оформлены в виде приложений, помещённых в конце документа. В тексте документа обязательно должны быть даны ссылки на приложения.

Приложения к документам могут быть обязательными, рекомендуемыми и справочными. Все приложения должны быть перечислены в содержании (оглавлении). Каждое приложение должно начинаться с нового листа, иметь тематический заголовок и в правом верхнем углу – слово *Приложение*.

Если в документе несколько приложений, их нумеруют арабскими цифрами без знака №. Например: *Приложение 1, Приложение 2* и т. д. В пределах текста документа все приложения должны иметь сквозную нумерацию. Иллюстрации и таблицы в приложениях нумеруют в пределах каждого приложения. Приложения должны иметь общую с документом сквозную нумерацию страниц.

## 2. ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

### 2.1. Общие положения

В данном разделе пособия рассматривается круг вопросов, связанных с энергокинематическим расчетом приводов, кинематическая схема которых предусматривает передачу вращения от электродвигателя через открытую передачу или муфту к редуктору и далее через муфту или открытую передачу, предназначенную для присоединения привода к валу исполнительного механизма.

Энергокинематический расчет привода выполняется в два этапа: на первом этапе выбирается двигатель, на втором этапе выполняется кинематический расчет.

При решении учебных задач по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» рекомендуется ориентироваться на применение короткозамкнутых асинхронных электродвигателей переменного тока общепромышленного назначения единой серии 4А основного исполнения.

У асинхронных электродвигателей различают:  $n_C$  — синхронную частоту вращения ротора (при отсутствии нагрузки) и  $n_{AC}$  — асинхронную или номинальную частоту вращения ротора. Синхронная частота вращения, т. е. частота вращения магнитного поля, зависит от частоты тока  $f$  и числа пар полюсов  $p$ :

$$n_C = 60 \cdot f/p.$$

У нагруженного двигателя частота вращения ротора не совпадает с частотой вращения магнитного поля статора:

$$n_{AC} = n_C \cdot (1 - S),$$

где  $S$  — скольжение:  $S = (n_C - n_{AC})/n_C$ .

Трехфазные асинхронные электродвигатели изготавливают с числом пар полюсов от 1 до 6. При промышленной частоте тока 50 Hz синхронная частота вращения зависит от числа пар полюсов:

$$n_C = 3000/P.$$

Отсюда ряд синхронных частот вращения ротора электродвигателя: 3000, 1500, 1000, 750, 600 и 500 мин<sup>-1</sup>.

Тихоходные двигатели имеют большие габариты, массу и стоимость. Поэтому электродвигатели с  $n_c = 750$  мин<sup>-1</sup> и менее следует применять только в технически обоснованных случаях. Наиболее часто в приводах общего назначения используют асинхронные двигатели с частотой вращения (синхронной) 3000 и 1500 мин<sup>-1</sup>. Установлена следующая структура обозначения двигателей серии 4А общего назначения:

**4А 1 2 3 4 5 6 УЗ,**

где 4 – порядковый номер серии; А – род двигателя (асинхронный); 1 – исполнение двигателя по способу защиты от окружающей среды: Н – защищенный от попадания частиц и капель и имеющий предохранение от прикосновения к вращающимся частям, находящимся под током, отсутствие данного знака означает закрытые, обдуваемые. Их применяют для приводов общего назначения и в механизмах, к пусковым характеристикам которых не предъявляют особых требований; 2 – исполнение двигателя по материалу станины и щитов (А – станина и щиты алюминиевые, Х – станина алюминиевая, щиты чугунные, отсутствие знаков означает, что станина и щиты чугунные или стальные); 3 – высота оси вращения (две или три цифры); 4 – условная длина станины (S, М или L); 5 – длина сердечника статора (А или В), отсутствие данного знака означает одну длину в установочном размере; 6 – число пар полюсов (1, 2, 3, 4, 5, 6); УЗ – климатическое исполнение и категория размещения.

Электродвигатели 4АР с повышенным пусковым моментом применяют для привода механизмов, имеющих повышенную пусковую нагрузку.

## **2.2. Выбор электродвигателя**

Для этого необходимо определить требуемую (расчетную) мощность электродвигателя для проектируемого привода. В общем случае после определения требуемой мощности



электродвигатель проверяют на нагрев. Однако если привод предназначен для машин, эксплуатируемых при постоянных или близких к ним нагрузках, необходимость в таких расчетах отпадает.

Требуемую (расчетную) мощность электродвигателя  $P_p$  определяют на основе задания на проектирование. Обычно в задании на проектирование могут указываться следующие исходные данные, относящиеся либо к выходному валу привода, либо к рабочему валу механизма:

- мощность на выходном валу привода  $P_{\text{ВВ}}$  – кВт, (Вт);
- частота вращения выходного вала привода  $n_{\text{ВВ}}$  – об/мин;
- циклограмма нагружения или типовой режим нагружения, условия эксплуатации;
- вращающий момент на выходном валу привода  $T_{\text{ВВ}}$  – Н·м;
- угловая  $\omega$  (рад/с) или окружная  $V$  – м/с скорость;
- тяговое усилие  $F$  – (Н), диаметр звездочки цепной передачи ( $d_{\text{ЗВ}}$ ) или барабана транспортера ( $d_{\text{Б}}$ ) и т. д.

Частота вращения выходного вала (если она не задана) находится по одной из следующих формул. Если задана окружная скорость и диаметр звездочки цепной передачи ( $d_{\text{ЗВ}}$ ) или барабана транспортера ( $d_{\text{Б}}$ ) и т. д.:

$$n_{\text{ВВ}} = 60000 \cdot V / \pi \cdot d_{\text{ЗВ}} (d_{\text{Б}}).$$

Если задана угловая  $\omega$  (рад/с) скорость:

$$n_{\text{ВВ}} = 30 \omega / \pi.$$

Исходя из задания на проектирование требуемую мощность на выходном валу привода можно определить по одной из следующих формул:

$$\begin{aligned} P_{\text{ВВ}} &= P_{\text{ВВ}} \text{ (кВт)}; \\ P_{\text{ВВ}} &= T_{\text{ВВ}} \cdot \omega \text{ (Вт)}; \\ P_{\text{ВВ}} &= F \cdot V \text{ (Вт)}; \\ P_{\text{ВВ}} &= T \cdot n / 9550 \text{ (кВт)}. \end{aligned}$$

Для выбора необходимого типоразмера электродвигателя предварительно определяются требуемые значения его номинальной мощности и частоты вращения. Требуемая (расчетная) мощность электродвигателя:

$$P_{\text{эд}}^p = \frac{P_{\text{вв}}}{\eta_{\text{пр}}}$$

где  $\eta_{\text{пр}}$  – ориентировочное (расчетное) значение КПД привода:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_k \cdot \eta_{\text{п}}^m,$$

где  $\eta_1, \dots, \eta_k$  – частные значения КПД передач привода;  $\eta_{\text{п}}^m$  – КПД пары подшипников;  $m$  – число пар подшипников привода.

Ориентировочные значения КПД передач и элементов привода указаны в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Значения КПД передач и элементов привода

Вид передачи	КПД
Зубчатые передачи редуктора (закрытые):	
цилиндрическими колесами	0,96...0,98
коническими колесами	0,95...0,97
Червячная передача при числе заходов червяка:	
$Z_1 = 1$	0,70...0,80
$Z_1 = 2$	0,75...0,85
$Z_1 = 4$	0,80...0,90
Зубчатая открытая	0,95...0,96
Планетарная передача:	
одноступенчатая	0,90...0,95
двухступенчатая	0,85...0,90
Цепная передача	0,92...0,96
Ременная передача	0,94...0,96
Муфта соединительная	0,995
Подшипники качения (одна пара)	0,995

В курсовом проектировании рекомендуется значения КПД принимать по максимальным значениям.

По рассчитанной мощности двигателя, как правило, выбирается асинхронный электродвигатель трехфазного тока (при постоянных или близких к ним нагрузках) по условию  $P_{\text{эд}} \geq P_{\text{эд}}^p$ , где  $P_{\text{эд}}$  – паспортная мощность электродвигателя.

Требуемая (расчетная) частота вращения вала электродвигателя, исходя из кинематической схемы привода:

$$n_{\text{Эд}}^{\text{P}} = n_{\text{ВВ}} \cdot U_{\text{ПР}},$$

где  $n_{\text{ВВ}}$  – заданное номинальное значение частоты вращения выходного вала привода или ведущего вала исполнительного механизма;

$U_{\text{ПР}}$  – ориентировочное (расчетное) значение передаточного числа привода:

$$U_{\text{ПР}} = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \cdot \dots \cdot U_K,$$

где  $U_1, \dots, U_K$  – передаточные числа передач привода.

Рекомендуемые значения передаточных чисел механических передач приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Рекомендуемые значения передаточных чисел механических передач

Тип передачи	Передаточное число $U$
Зубчатая цилиндрическая	3...5
Зубчатая коническая	2...4
Червячная передача при числе заходов червяка:	
$Z_1 = 1$	30...60
$Z_1 = 2$	16...30
$Z_1 = 4$	8...16
Цепная	1,5...2,4
Ременная	2...4

В зависимости от ранее вычисленных  $P_{\text{Эд}}^{\text{P}}$  и  $n_{\text{Эд}}^{\text{P}}$  подбирается электродвигатель по условию (таблица 2.3), чтобы номинальная (асинхронная) частота вращения двигателя как можно точнее соответствовала расчетной частоте  $n_{\text{Эд}}^{\text{AC}}$  (можно просто принять ближайшую), а номинальная мощность  $P_{\text{Эд}}$  была не меньше расчетной  $P_{\text{Эд}}^{\text{P}}$ . При постоянном режиме нагружения допускается перегруз электродвигателя до 8 %.

Таблица 2.3 – Двигатели закрытые, обдуваемые, единой серии 4А

Мощность Р, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин			
	3000	1500	1000	750
0,55	63B2/2960	71A4/1390	71B6/900	80B8/700
0,75	71A2/2840	71B4/1390	80A6/915	90L8/700
1,1	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1,5	80A2/2850	80B4/1415	90L6/935	100L8/700
2,2	80B2/2850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3	90L2/2840	100S4/1435	112M6/955	112MB8/700
4	100S2/2880	100L4/1430	112M6/950	132S8/720
5,5	100L2/2880	112M4/1445	132S6/965	132M8/720
7,5	112M2/2900	132S2/1455	132M6/970	160S8/730
11	132M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160M8/730
15	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180M8/730
18,5	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	200M8/735
22	180S2/2945	180S4/1470	200M6/970	200L8/730
30	180M2/2945	180M4/1470	200L6/980	225M8/735
37	200M2/2945	200M4/1475	225M6/980	250S8/740
45	200L2/2945	200L4/1475	250S6/985	250M8/740
55	225M2/2945	225M4/1480	250M6/985	280S8/735
75	250S2/2960	250S4/1480	280S6/980	280M8/735
90	250M2/2960	250M4/1480	280M6/980	315S8/735
110	280S2/2940	280S4/1465	315S6/980	315M8/735
Обозначение: тип/асинхронная частота вращения $n_{ЭД}^{AC}$ , об/мин.				

Пример условного обозначения асинхронного электродвигателя закрытого обдуваемого со станиной и щитами из чугуна, с высотой оси вращения 71 мм, длиной сердечника статора А, двухполюсного, климатического исполнения У, категории размещения 3:

**Электродвигатель 4А. 71А. 2. УЗ ГОСТ 19523–81**

В таблице 2.4 приведены основные размеры электродвигателей серии 4А. Размеры необходимы для выполнения эскизного и технического проектирования как редуктора, так и привода в целом.

### 2.3. Кинематический расчет привода

Так как значение номинальной частоты вращения вала выбранного электродвигателя может отличаться от исходного расчетного  $n_{\text{ЭД}}^{\text{р}}$ , то ранее принятые передаточные числа передач привода требуют корректировки.

Фактическое общее передаточное число привода:

$$U_{\text{ПР}}^{\text{ф}} = \frac{n_{\text{ЭД}}^{\text{АС}}}{n_{\text{ВВ}}}.$$

Переразбиваем фактическое передаточное число привода по передачам с учетом рекомендаций и стандартного ряда на передаточные числа. Корректировка проводится в следующей последовательности.

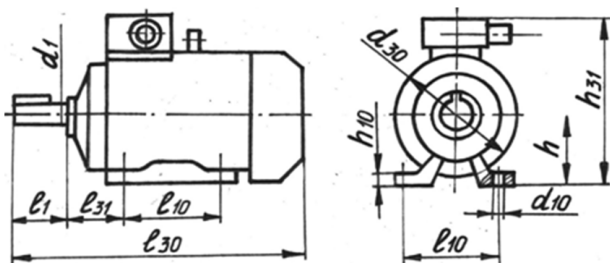
1. Назначаем с учетом рекомендаций (таблица 2.2) и стандартного ряда на передаточные числа (таблица 2.5) передаточное число открытой передачи  $U_1$ .

2. Определяем передаточное число редуктора (остальных передач):

$$U_{\text{РЕД}} = \frac{U_{\text{ПР}}^{\text{ф}}}{U_1}.$$

3. Разбиваем с учетом рекомендаций (таблица 2.2) стандартного ряда (таблица 2.5) и рекомендаций по разбивке передаточного числа между ступенями редуктора (таблица 2.6) передаточное число редуктора (остальных передач) между быстроходной и тихоходной ступенями с учетом кинематической схемы редуктора.

Таблица 2.4 – Двигатели. Основные размеры (мм)



Тип	Число полюсов	Установочно-присоединительные размеры, мм							Габаритные размеры, мм			
		$d_1$	$d_{10}$	$l_1$	$l_{10}$	$l_{31}$	$b_{10}$	$h$	$h_{10}$	$d_{30}$	$l_{30}$	$h_{31}$
4A 71A,B	2, 4, 6, 8	19	7	40	90	45	112	71	9	170	285	203
4A 80A	2, 4, 6, 8	22	10	50	100	50	125	80	10	186	300	218
4A 80B	2, 4, 6, 8	22	10	50	100	50	125	80	10	186	320	218
4A 90L	2, 4, 6, 8	24	10	50	125	56	140	90	11	208	350	243
4A 100S	2, 4, 6, 8	28	12	60	112	63	160	100	12	235	362	263
4A 100L	2, 4, 6, 8	28	12	60	140	63	160	100	12	235	392	263
4A 112M	2, 4, 6, 8	32	12	80	140	70	190	112	12	260	452	310
4A 132S	2, 4, 6, 8	38	12	80	140	89	216	132	13	302	480	350
4A 132M	2, 4, 6, 8	38	12	80	178	89	216	132	13	302	530	350
4A 160S	2	42	15	110	178	108	254	160	18	358	624	430
4A 160S	4, 6, 8	48	15	110	178	108	254	160	18	358	624	430
4A 160M	2	42	15	110	210	108	254	160	18	358	667	430
4A 160M	4, 6, 8	48	15	110	210	108	254	160	18	358	667	430
4A 180S	2	48	15	110	203	121	279	180	20	410	662	470
4A 180S	4,6,8	55	15	110	203	121	279	180	20	410	662	470
4A 180M	2	48	15	110	241	121	279	180	20	410	720	470
4A 180M	4, 6, 8	55	15	110	241	121	279	180	20	410	720	470
4A 200M	2	60	19	140	267	133	318	200	20	450	760	535
4A 200M	4, 6, 8	60	19	140	267	133	318	200	20	450	790	535
4A 200L	2	55	19	110	305	133	318	200	20	450	800	535

Тип	Число полюсов	Установочно-присоединительные размеры, мм								Габаритные размеры, мм		
		$d_1$	$d_{10}$	$l_1$	$l_{10}$	$l_{31}$	$b_{10}$	$h$	$h_{10}$	$d_{30}$	$l_{30}$	$h_{31}$
4А 200L	4, 6, 8	60	19	110	305	133	318	200	20	450	830	535
4А 225М	2	55	19	110	311	149	356	225	20	494	810	575
4А 225М	4, 6, 8	65	19	140	311	149	356	225	20	494	840	575
4А 250S	2	65	24	140	311	168	406	250	20	554	915	640
4А 250S	4, 6, 8	75	24	140	311	168	406	250	20	554	915	640
4А 250М	2	65	24	140	349	168	406	250	20	554	955	640
4А 250М	4, 6, 8	75	24	140	349	168	406	250	20	554	955	640

Таблица 2.5 – Стандартные значения  $U$

1 ряд	1	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8
2 ряд	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9

*Примечание.* Ряд можно продлить, умножив его на 10.

4. Передаточные числа из стандартного ряда назначают для редукторов и передач, выпускаемых массово или серийно. Определяем фактическое передаточное число привода с учетом назначенных (стандартных) передаточных чисел передач привода:

$$U_{\text{ПП}}^{\text{СТ}} = U_1 \cdot \dots \cdot U_{\text{К}}^{\text{СТ}}$$

5. Определяем фактическую частоту вращения выходного вала привода:

$$n_{\text{ВВ}}^{\text{фак}} = \frac{n_{\text{ЭД}}^{\text{ac}}}{U_{\text{ПП}}^{\text{СТ}}}$$

Найдем погрешность передаточного числа привода и сравним с допускаемой при двух передачах  $\Delta U = 3\%$ , при трех –  $\Delta U = 5\%$ , при четырех –  $6\%$ .

$$\Delta U = \frac{U_{\text{ПП}}^{\text{СТ}} - U_{\text{ПП}}^{\text{Ф}}}{U_{\text{ПП}}^{\text{СТ}}} \cdot 100\% \leq \Delta U_{\text{max}}$$

Если данное условие не выполняется, следует изменить в пределах рекомендаций передаточные числа одной или не-

скольких передач. При выполнении условия переходим к следующему этапу расчета.

6. Определяем частоты вращения валов привода:  $n_1 = n_{\text{ЭД}}^{\text{ac}}$  – асинхронной частоте вращения вала электродвигателя, об/мин;  $n_2 = \frac{n_1}{U_1^{\text{ст}}}$  об/мин;  $n_3 = \frac{n_2}{U_2^{\text{ст}}}$  об/мин и так далее до последнего (выходного) вала привода.

Высчитываем вращающие моменты на валах привода:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_{\text{ЭД}}^{\text{P}}}{n_{\text{ЭД}}^{\text{ac}}}, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_2 = T_1 \cdot U_1^{\text{ст}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_{\text{п}}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

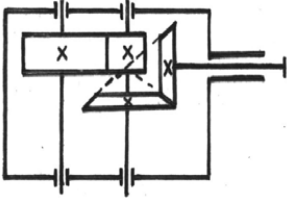
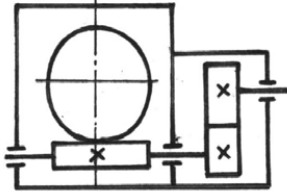
$$T_3 = T_2 \cdot U_2^{\text{ст}} \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{п}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

и так далее до последнего (выходного) вала привода. Рассчитанные крутящие моменты частоты вращения валов целесообразно оформить в виде таблицы.

Таблица 2.6 – Рекомендации по разбивке передаточного числа между ступенями редукторов различных кинематических схем

Редуктор	Схема	Передаточное число	
		$U_{\text{б}}(U_1)$	$U_{\text{T}}(U_2)$
Двухступенчатый по развернутой схеме		$U_{\text{ред}}/U_{\text{T}}$	$0,88\sqrt{U_{\text{ред}}}$
Двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью			
Двухступенчатый соосный		$U_{\text{ред}}/U_{\text{T}}$	$0,95\sqrt{U_{\text{ред}}}$



Редуктор	Схема	Передаточное число	
		$U_6(U_1)$	$U_T(U_2)$
Коническо-цилиндрический		$U_{ред}/U_T$	$1,1\sqrt{U_{ред}}$
Цилиндрическо-червячный		2...3,15	$U_{ред}/U_6$
Червячно-цилиндрический		$8_{min}$	2,5...3,15
Планетарный двухступенчатый $U_{ред} \leq 25$ $25 < U_{ред} \leq 63$ $U_{ред} > 63$		4 $U_{ред}/6,3$ 10	$U_{ред}/4$ 6,3 $0,1 U_{ред}$

Сводная таблица крутящих моментов и частот вращения валов привода

Вал	1	2	3	...
$n$ , об/мин				
$T$ , Н·м				

## 2.4. Примеры энергокинематического расчета привода

Пример 1. *Кинематическая схема привода и исходные данные для расчета*

Мощность на выходном валу

$$P_{\text{ВВ}} = 4,2 \text{ кВт.}$$

Частота вращения выходного вала  $n_{\text{ВВ}} = 57$ .

Нагрузка постоянная.

Срок службы  $t = 28000$  часов.

Коэффициент перегрузки –

$$K_p = 1,6.$$

1 – клиноременная передача.

2 – цилиндрическая косозубая передача.

3 – цилиндрическая прямозубая передача.

ЭД – электродвигатель.

Передачи 2 и 3 закрытые.

ЭД – электродвигатель.

1. Выбор параметров передач привода

1.1. Определяем КПД ( $\eta_i$ ) передач и элементов (подшипников) привода:

- клиноременная передача  $\eta_1 = 0,96$ ;
- передача редуктора цилиндрическими зубчатыми колесами  $\eta_2 = 0,98$ ;
- передача редуктора цилиндрическими зубчатыми колесами  $\eta_3 = 0,98$ ;
- подшипники качения (три пары)  $\eta_4 = 0,995$ .

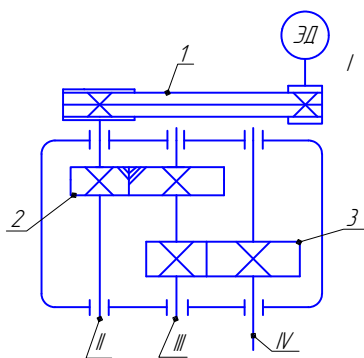
1.2. Определяем КПД привода ( $\eta_{\text{пр}}$ ):

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4^m = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,995^3 = 0,908,$$

где  $m$  – число пар подшипников. В данной схеме  $m = 3$ .

1.3. Задаемся передаточными числами передач привода:

- клиноременная передача –  $U_1 = 2$ ;
- зубчатая цилиндрическая передача (быстроходная) –  $U_2 = 4$ ;
- зубчатая цилиндрическая передача (тихоходная) –  $U_3 = 3$ .



1.4. Определяем передаточное число привода  $U_{\text{пр}}$ :

$$U_{\text{пр}} = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 = 2 \cdot 4 \cdot 3 = 24.$$

2. Находим расчётную мощность электродвигателя  $P_{\text{эд}}^{\text{р}}$ :

$$P_{\text{эд}}^{\text{р}} = \frac{P_{\text{В.В}}}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{4,2}{0,908} = 4,625 \text{ (кВт)},$$

где  $P_{\text{В.В}}$  — заданное номинальное значение мощности на выходном валу привода, кВт.

3. Определяем расчётную частоту вращения вала электродвигателя  $n_{\text{эд}}^{\text{р}}$ :

$$n_{\text{эд}}^{\text{р}} = n_{\text{В.В}} \cdot U_{\text{пр}} = 57 \cdot 24 = 1368 \text{ (об/мин)},$$

где  $n_{\text{В.В}}$  — заданное номинальное значение частоты вращения на выходном валу привода, об/мин.

4. Выбираем электродвигатель в зависимости от вычисленных величин  $P_{\text{эд}}^{\text{р}}$  и  $n_{\text{эд}}^{\text{р}}$ .

Марка электродвигателя 112М4/1445 мощностью  $P_{\text{эд}} = 5,5$  (кВт) и асинхронной частотой вращения  $n_{\text{эд}}^{\text{ас}} = 1445$  (об/мин).

5. Определяем фактическое передаточное число привода  $U_{\text{пр}}^{\text{ф}}$ :

$$U_{\text{пр}}^{\text{ф}} = \frac{n_{\text{эд}}^{\text{ас}}}{n_{\text{В.В}}} = \frac{1445}{57} = 25,351.$$

6. Разбиваем фактическое передаточное число привода на передаточные числа элементов привода с учётом стандартного ряда на передаточные числа: клиноременная передача  $U_1^{\text{сг}} = 2$ .

Определяем передаточное число редуктора с учетом кинематической схемы привода:

$$U_{\text{ред}} = \frac{U_{\text{пр}}^{\text{ф}}}{U_1^{\text{сг}}} = 25,351 / 2 = 12,675.$$

Тихоходная цилиндрическая зубчатая передача:

$$U_{\text{Т}} = U_3 = 0,88 \cdot \sqrt{U_{\text{ред}}} = 0,88 \cdot \sqrt{12,675} = 3,13.$$

Быстроходная цилиндрическая зубчатая передача:

$$U_{\text{Б}} = U_2 = \frac{U_{\text{ред}}}{U_{\text{Т}}} = \frac{12,675}{3,13} = 4,04.$$

Округляем полученные значения до стандартных передаточных чисел:

$$U_{\text{Т}} = U_3^{\text{сг}} = 3,15; \quad U_{\text{Б}} = U_2^{\text{сг}} = 4.$$

7. Находим фактическое передаточное число привода с учетом принятых передаточных чисел:

$$U_{\text{пр}}^{\text{ст}} = U_1^{\text{ст}} \cdot U_2^{\text{ст}} \cdot U_3^{\text{ст}} = 2 \cdot 4 \cdot 3,15 = 25,2.$$

8. Определяем фактическую частоту вращения выходного вала привода:

$$n_{\text{В.В}}^{\text{ф}} = \frac{n_{\text{эд}}^{\text{ac}}}{U_{\text{пр}}^{\text{ст}}} = \frac{1445}{25,2} = 57,34 \text{ (об/мин)}.$$

Определяем погрешность передаточного числа

$$\Delta U = \frac{U_{\text{пр}}^{\text{ст}} - U_{\text{пр}}^{\text{ф}}}{U_{\text{пр}}^{\text{ст}}} \cdot 100\% = \frac{25,2 - 25,351}{25,2} \cdot 100\% = -0,59\% \leq \Delta U = 5\%.$$

Условие выполняется, а знак минус говорит о том, что выходной вал будет вращаться несколько медленнее, чем задано заданием, но в пределах допускаемой погрешности.

9. Определяем частоты вращения по валам привода:

$$n_1 = n_{\text{эд}}^{\text{ac}} = 1445 \text{ (об/мин)};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_1^{\text{ст}}} = \frac{1445}{2} = 722,5 \text{ (об/мин)};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_2^{\text{ст}}} = \frac{722,5}{4} = 180,625 \text{ (об/мин)};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{U_3^{\text{ст}}} = \frac{180,625}{3,15} = 57,341 \text{ (об/мин)}.$$

10. Определяем крутящие моменты по валам привода:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_{\text{эд}}}{n_{\text{эд}}^{\text{ac}}} = 9550 \cdot \frac{4,625}{1445} = 30,567 \text{ (Н} \cdot \text{м)};$$

$$T_2 = T_1 \cdot U_1^{\text{ст}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 30,567 \cdot 2 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 58,394 \text{ (Н} \cdot \text{м)};$$

$$T_3 = T_2 \cdot U_2^{\text{ст}} \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 58,394 \cdot 4 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 227,762 \text{ (Н} \cdot \text{м)};$$

$$T_4 = T_3 \cdot U_3^{\text{ст}} \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 227,762 \cdot 3,15 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 699,584 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Результаты расчётов в 9 и 10 пунктах сведём в таблицу.

Вал	1	2	3	4
$n$ , об/мин	1445	722,5	180,625	57,341
$T$ , Н·м	30,567	58,394	227,762	699,584

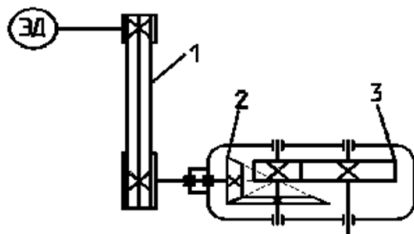
Пример 2. Кинематическая схема привода и исходные данные для расчета

ЭД – электродвигатель.

1 – клиноременная передача.

2 – закрытая передача коническими зубчатыми колесами.

3 – закрытая передача редуктора цилиндрическими зубчатыми колесами.



Передачи 2 и 3 закрытые.

Мощность на выходном валу:  $P_{\text{ВВ}} = 3,8$  кВт.

Частота вращения выходного вала:  $n_{\text{ВВ}} = 36$ .

Нагрузка постоянная.

Срок службы  $t = 28000$  часов.

$K_p = 1,6$  – коэффициент перегрузки.

1. Выбор параметров передач и элементов привода

1.1. Назначаем КПД ( $\eta$ ) передач и элементов (подшипников) привода:

- клиноременная передача –  $\eta_1 = 0,96$ ;
- закрытая передача коническими зубчатыми колесами –  $\eta_2 = 0,97$ ;
- передача редуктора цилиндрическими зубчатыми колесами –  $\eta_3 = 0,98$ ;
- подшипники качения (одна пара) –  $\eta_4 = 0,995$ .

1.2. Определяем ориентировочное (расчетное) значение КПД привода:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4^m,$$

где  $m$  – число пар подшипников качения в приводе. В данной схеме  $m = 3$ .

$$\eta_{\text{пр}} = 0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,995^3 = 0,899.$$

1.3. Задаемся передаточными числами ( $U$ ) передач привода:

- клиноременная передача –  $U_1 = 3$ ;
- закрытая зубчатая коническая передача –  $U_2 = 3$ ;
- зубчатая цилиндрическая передача –  $U_3 = 4$ .

1.4. Определяем передаточное число привода:

$$U_{\text{ПР}} = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \cdot U_4; \quad U_{\text{ПР}} = 3 \cdot 3 \cdot 4 = 36.$$

2. Определяем расчетную мощность электродвигателя:

$$P_{\text{ЭД}}^{\text{р}} = \frac{P_{\text{ВВ}}}{\eta_{\text{ПР}}} = \frac{3,8}{0,899} = 4,227 \text{ кВт}.$$

3. Определяем потребную частоту вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{ЭД}}^{\text{н}} = n_{\text{ВВ}} \cdot U_{\text{ПР}} = 36 \cdot 36 = 1296 \text{ об/мин}.$$

4. Выбираем электродвигатель с учетом данных, полученных в п. 2 и 3: марка электродвигателя – 4А 112М4  $P_{\text{ЭД}} = 5,5 \text{ кВт}$ ,  $n_{\text{ЭД}}^{\text{ac}} = 1445 \text{ об/мин}$ .

5. Определяем фактическое передаточное число привода:

$$U_{\text{ПР}}^{\text{фак}} = \frac{n_{\text{ЭД}}^{\text{ac}}}{n_{\text{ВВ}}} = \frac{1445}{36} = 40,14.$$

6. Разбиваем фактическое передаточное число привода на передаточные числа передач привода с учетом рекомендаций и стандартного ряда на передаточные числа:

- примем передаточное число клиноременной передачи  $U_1^{\text{ст}} = 3,15$ ;
- передаточное число на остальные передачи определится по формуле

$$U_{\text{ред}} = \frac{U_{\text{ПР}}^{\text{фак}}}{U_1^{\text{ст}}} = \frac{40,14}{3,15} = 12,74;$$

- передаточное число зубчатой цилиндрической передачи:

$$U_{\text{т}} = 1,1 \cdot \sqrt{U_{\text{ред}}} = 3,93;$$

- примем передаточное число зубчатой цилиндрической передачи  $U_3^{\text{ст}} = 4$ ;
- передаточное число на зубчатую коническую передачу определится по формуле

$$U_{\text{б}} = \frac{U_{\text{ред}}}{U_{\text{т}}} = \frac{12,74}{3,93} = 3,2;$$

- примем передаточное число на зубчатую коническую передачу  $U_2^{\text{ст}} = 3,15$ .

7. Определяем фактическое передаточное число привода с учетом передаточных чисел, принятых в п. 6:

$$U_{\text{ПР}}^{\text{ф.ст}} = U_1^{\text{ст}} \cdot U_2^{\text{ст}} \cdot U_3^{\text{ст}}; \quad U_{\text{ПР}}^{\text{ф.ст}} = 3,15 \cdot 3,15 \cdot 4 = 39,69.$$

8. Определяем фактическую частоту вращения выходного вала привода:

$$n_{\text{ВВ}}^{\text{фак}} = \frac{n_{\text{ЭД}}^{\text{ac}}}{U_{\text{ПР}}^{\text{ф.ст}}} = \frac{1445}{39,69} = 36,41 \text{ об/мин.}$$

Определяем погрешность передаточного числа:

$$\Delta U = \frac{U_{\text{ПР}}^{\text{ст}} - U_{\text{ПР}}^{\text{ф}}}{U_{\text{ПР}}^{\text{ст}}} \cdot 100\% = \frac{39,69 - 40,14}{39,69} \cdot 100\% = -1,13\% \leq \Delta U = 5\%.$$

Условие выполняется, а знак минус говорит о том, что выходной вал будет вращаться несколько медленнее, чем задано заданием, но в пределах допускаемой погрешности.

Переходим к следующему этапу расчета.

9. Определяем частоты вращения валов привода:

$$n_1 = n_{\text{ЭД}}^{\text{ac}} = 1445 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_1^{\text{ст}}} = \frac{1445}{3,15} = 458,73 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_2^{\text{ст}}} = \frac{458,73}{3,15} = 145,63 \text{ об/мин};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{U_3^{\text{ст}}} = \frac{145,63}{4} = 36,41 \text{ об/мин.}$$

10. Определяем вращающие моменты на валах привода:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_{\text{ЭД}}^{\text{P}}}{n_{\text{ЭД}}^{\text{ac}}} = 9550 \cdot \frac{4,227}{1445} = 27,94 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = T_1 \cdot U_1^{\text{ст}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_5 = 27,94 \cdot 3,15 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 84,07 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = T_2 \cdot U_2^{\text{ст}} \cdot \eta_2 \cdot \eta_5 = 84,07 \cdot 3,15 \cdot 0,97 \cdot 0,995 = 255,59 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_4 = T_3 \cdot U_3^{\text{ст}} \cdot \eta_3 \cdot \eta_5 = 255,59 \cdot 4 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 996,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сводная таблица вращающих моментов  
и частот вращения валов привода

Вал	1	2	3	4
$n$ , об/мин	1445	458,73	145,63	36,41
$T$ , Н·м	27,94	84,07	255,59	996,9

## 3. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

### 3.1. Общие положения

В данном разделе рассмотрены методы и правила расчета и конструирования цепных передач с втулочной или втулочно-роликовой цепью. Простейшая цепная передача состоит из ведущей звездочки с числом зубьев  $z_1$  и ведомой с числом зубьев  $z_2$ , связанных между собой приводной цепью. Применяют передачи с несколькими ведомыми звездочками.

*Обозначения и единицы измерения, применяемые при расчете цепных передач*

Индексы:

- 1 – относящийся к ведущей (меньшей) звездочке;
- 2 – относящийся к ведомой (большей) звездочке;
- $d$  – относящийся к делительной окружности;
- $e$  – относящийся к окружности выступов зубьев;
- $f$  – относящийся к окружности впадин зубьев.

Обозначения, относящиеся к цепным передачам:

- $u$  – передаточное число;
- $z$  – число зубьев;
- $P$  – шаг цепи, мм;
- $N$  – мощность на ведущей звездочке, кВт;
- $T$  – окружной момент на звездочке, Н·м;
- $W$  – число звеньев цепи;
- $a$  – межосевое расстояние, мм;
- $B_{\text{вн}}$  – расстояние между внутренними пластинами, мм;
- $B$  – ширина внутреннего звена, мм;
- $h$  – ширина внутренней пластины, мм;
- $d$  – диаметр валика, мм;
- $d_1$  – диаметр ролика, мм;
- $A$  – проекция площади шарнира, мм<sup>2</sup>;
- $Q$  – разрушающая нагрузка, кН;
- $q$  – масса цепи, кг;
- $D_d$  – диаметр делительной окружности, мм;



$D_e$  – диаметр окружности выступов, мм;  
 $D_i$  – диаметр окружности впадин, мм;  
 $r$  – радиус впадин, мм;  
 $r_1$  – радиус закругления зуба, мм;  
 $b_1, b_2, b_n$  – ширина зуба звездочки соответственно одно-, двух-, многорядной цепи, мм;  
 $B_2, B_3$  – ширина венца двух- и трехрядной звездочки, мм;  
 $K_3$  – коэффициент эксплуатации;  
 $K_d$  – коэффициент, учитывающий влияние динамичности нагрузки;  
 $K_a$  – коэффициент, учитывающий влияние длины цепи;  
 $K_n$  – коэффициент, учитывающий влияние расположения передачи;  
 $K_{\text{пер}}$  – коэффициент, учитывающий влияние способа натяжения цепи в цепной передаче;  
 $K_{\text{см}}$  – коэффициент, учитывающий влияние способа смазки цепи;  
 $K_{\text{реж}}$  – коэффициент, учитывающий влияние режима работы;  
 $K_m, m_p$  – коэффициент рядности цепи;  
 $p, \delta$  – среднее давление в шарнирах, МПа;  
 $[p], [\delta]$  – допускаемое давление в шарнирах, МПа;  
 $[P]_y$  – допускаемое давление в шарнирах при расчете на усталость, МПа;  
 $P_y$  – давление в шарнирах при расчете на усталость, МПа;  
 $f$  – стрела провисания цепи, мм;  
 $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $V_{\text{ц}}$  – окружная скорость цепи, м/с;  
 $v$  – число ударов цепи;  
 $[v]$  – допускаемое число ударов;  
 $n$  – коэффициент запаса прочности;  
 $[n]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности;  
 $F_v$  – центробежная сила, Н;  
 $F_t$  – окружная сила, Н;  
 $F_0$  – сила предварительного натяжения, Н;  
 $\delta_a$  – амплитуда напряжений, МПа;  
 $\delta_{-1}$  – предел выносливости материала, МПа;

$L_h$  – ресурс передачи, час;

$K_\delta$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

### 3.2. Проектный расчет передачи

Перед началом расчета цепной передачи необходимо иметь исходные данные для расчета и проектирования цепной передачи.

$N$  – мощность на ведущей звездочке, кВт. Определяется из общего задания на проектирование привода. Если привод состоит только из цепной передачи или если ведущая звездочка находится на валу электродвигателя, то в качестве мощности принимают расчетную мощность электродвигателя. Если цепная передача является последней в кинематической цепи привода, то принимают мощность на выходном валу привода (данный параметр задается при проектировании привода).

$U$  – передаточное число цепной передачи (выбирается по рекомендациям или из энергокинематического расчета передачи или привода).

$n_1$  – частота вращения ведущей звездочки.

Положение цепи (горизонтальное, вертикальное или конкретное значение угла наклона) выбирается по компоновке привода или задается заданием на проектирование.

Режим работы привода или цепной передачи, если она единственная в приводе, задается заданием на проектирование.

1. Определяем минимальное число зубьев ведущей звездочки:

$$Z_{1\min} = 29 - 2U.$$

Число зубьев звездочки округляется до ближайшего целого нечетного числа и сравнивается с рекомендуемым значением (таблица 3.1).

Необходимо выдержать условие:

$$Z_1 \geq Z_{1\text{табл}}$$

В передачах зубчатыми цепями полученное значение  $Z_{1\text{табл}}$  увеличивают на 20...30 %.

Таблица 3.1 – Рекомендуемое число зубьев меньшей звездочки  $Z_1$

Тип цепи	$Z_1$ при передаточном числе $U$						
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6	
Втулочная и роликовая	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15	13 (9)
Зубчатая	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17	17 (13)

2. Определяем число зубьев ведомой звездочки:

$$Z_2 = U \cdot Z_1.$$

Полученное значение  $Z_2$  необходимо округлить до ближайшего целого четного числа.

3. Определяем фактическое передаточное число:

$$U_{\phi} = Z_2 / Z_1.$$

Отклонение от заданного передаточного числа:

$$\Delta U = \frac{(U_{\phi} - U)}{U} \cdot 100 \% \leq 4 \%.$$

4. Выбирается, если не задано заданием, тип цепи. Основное распространение получили роликовые цепи. Втулочные цепи дешевле, но менее долговечны. Зубчатые цепи работают с меньшим шумом, больше допускаемые скорости, повышенная надежность, но более дорогие и применяются в обоснованных случаях.

5. Для роликовых или втулочных цепей шаг определится по формуле

$$P = 60 \sqrt{\frac{N \cdot K_3 \cdot 10^3}{[p] \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot K_m}},$$

где  $K_3$  – коэффициент эксплуатации;

$[p]$  – допускаемое среднее давление в шарнирах цепи выбирается (на данном этапе ориентировочно) в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки (табл. 3.2);

$K_m$  – коэффициент, учитывающий число рядов цепи ( $K_m = 1; 1,7; 2,5; 3$  для однорядной; двухрядной; трехрядной; четырехрядной цепи соответственно).

Коэффициент эксплуатации  $K_{\text{э}}$  может быть определен по формуле

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} \cdot K_{\text{а}} \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{реж}}$$

где  $K_{\text{д}}$  – коэффициент динамичности нагрузки;  $K_{\text{а}}$  – коэффициент влияния длины цепи;  $K_{\text{н}}$  – коэффициент расположения (наклона) передачи;  $K_{\text{рег}}$  – коэффициент, учитывающий способ натяжения цепи в передаче;  $K_{\text{см}}$  – коэффициент, учитывающий влияние способа смазки цепи (на стадии проектного расчета определяется ориентировочно, а при проверочном расчете уточняется);  $K_{\text{реж}}$  – коэффициент режима работы (число смен). Частные коэффициенты определяются по таблице 3.3.

Полученное значение шага  $P$  округляем до ближайшего стандартного значения по таблицам (см. справочный материал, п. 3.4) и выбираем цепь.

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа (например, Цепь ПР-15,875-875-2270-1 ГОСТ 13568–75). У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

Таблица 3.2 – Допускаемое среднее давление  $[p]$  для роликовых цепей при  $z_1 = 15...30$

Частота вращения ведущей звездочки $n_1$ мин (не более)	Значение $[p]$ , МПа, при шаге цепи $P$ , мм			
	12,7...15,87	19,05...25,4	31,75...38,1	44,45...50,8
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,0	18,5	16,3	–
1200	20,6	17,2	14,7	–
1600	18,1	14,7	–	–
2000	16,3	–	–	–
2400	14,7	–	–	–
2800	13,4	–	–	–

Таблица 3.3 – Значения частных коэффициентов

Наименование коэффициента	Обозначение	Условия работы передачи	Значения коэффициента
Коэффициент динамичности нагрузки	$K_d$	Спокойная нагрузка Нагрузка с толчком Сильные удары	1 1,2...1,5 1,8
Коэффициент влияния длины цепи	$K_a$	$a = (60...80) p$ $a = (30...50) p$ $a < 25 p$	0,9 1 1,25
Коэффициент расположения передачи	$K_H$	Наклон линии центров звездочек к горизонтам >70° <70°	1 1,25
Коэффициент, учитывающий способ натяжения цепи	$K_{пер}$	Передвигающие опоры Наличие нажимного ролика от оттяжных звездочек Нерегулируемое натяжение	1 1,15 1,25
Коэффициент, учитывающий влияние способа смазки цепи	$K_{см}$	Непрерывное смазывание в масляной ванне ( $V_{II} = 2...9$ м/с) и циркуляционно-струйное смазывание ( $V_{II} \geq 6$ м/с)	0,8
		Регулярное капельное или внутришарнирное смазывание	1
		Периодическое смазывание	1,5
Коэффициент режима работы	$K_{реж}$	Односменная Двухсменная Трехсменная	1 1,25 1,45

6. Определяем, расчетом или по компоновке привода, межосевое расстояние:

$$a_{\text{онт}} = (30...50) P;$$

$$a_{\text{min}} = 0,5(D_{e1} + D_{e2}) + (30...50) \text{ мм при } u = 3;$$

$$a_{\text{min}} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} \cdot \frac{9+U}{10} \text{ при } U > 3; \quad a_{\text{max}} = 80 P.$$

7. Определяем число звеньев цепи:

$$W = 2 \frac{a}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}.$$

Полученное значение округляем до ближайшего четного целого числа (при нечетном числе звеньев приходится использовать переходные звенья).

8. Определяем фактическое межосевое расстояние:

$$a = \frac{p}{4} \left[ W - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Для обеспечения нормального провисания ведомой ветви цепи определяем монтажное межосевое расстояние:

$$a_m \cong 0,997 \cdot a.$$

9. Определяем скорость цепи, м/с:

$$V_{ц} = \frac{z_1 n_1 P}{60 \cdot 10^3}.$$

По этой скорости по таблице 3.14 уточняем условия смазки передачи и при необходимости корректируем коэффициент эксплуатации.

При расчете зубчатых цепей с шарнирами качения задаем шаг цепи  $P$  и определяем ширину цепи:

$$B = \frac{250 \cdot N \cdot K_3}{P \cdot \sqrt[3]{V_{ц}^2}},$$

где принимается  $K_3 = K_d$ .

Ширина цепи округляется до стандартного значения (таблица 3.4). Если расчетная ширина  $B > B_{\text{табл}}$ , то расчет производится для следующего шага по величине до тех пор, пока  $B = B_{\text{табл}}$ .

Таблица 3.4 – Размеры цепи приводные зубчатые (по ГОСТ 13552–81), мм

Ширина $b$	Максимальная ширина цепи $l$	Разрушающая нагрузка $Q$ , кН	Удельная нагрузка $g$ , кг/м
Шаг $P = 12,7$ ; ширина пластины $h = 13,4$ ; толщина пластины $S = 1,5$			
22,5	28,5	24	1,3
28,5	34,5	29	2,7

Ширина $b$	Максимальная ширина цепи $l$	Разрушающая нагрузка $Q$ , кН	Удельная нагрузка $g$ , кг/м
34,5	40,5	34	3,3
40,5	46,5	40	3,9
46,5	52,5	47	4,4
52,5	58,5	53	5,0
Шаг $P = 15,875$ ; ширина пластины $h = 16,7$ ; толщина пластины $S = 2,0$			
30	36	39	2,2
38	44	48	2,7
46	52	57	3,3
54	60	67	3,9
62	68	78	4,4
70	76	89	5,0
Шаг $P = 19,05$ ; ширина пластины $h = 20,1$ ; толщина пластины $S = 3,0$			
45	52,5	72	3,9
57	64,5	87	4,9
69	76,5	103	5,9
81	88,5	122	7,0
93	100,5	141	8,0
Шаг $P = 25,4$ ; ширина пластины $h = 26,7$ ; толщина пластины $S = 3,0$			
57	65	116	6,5
67	77	138	7,9
81	89	163	9,3
93	101	189	10,6
104	113	216	12,0
Шаг $P = 31,75$ ; ширина пластины $h = 33,4$ ; толщина пластины $S = 3$			
69	78	171	10,0
81	90	202	11,6
93	102	235	13,3

Ширина $b$	Максимальная ширина цепи $l$	Разрушающая нагрузка $Q$ , кН	Удельная нагрузка $g$ , кг/м
105	114	268	15,0
117	126	303	16,7

10. Определяем геометрические размеры звездочек для роликовых цепей по ГОСТ 591–69 и для зубчатых цепей по ГОСТ 13576–81 по таблице, представленной в пункте 3.4. Все обозначения геометрических параметров приведены на рисунке 3.1.

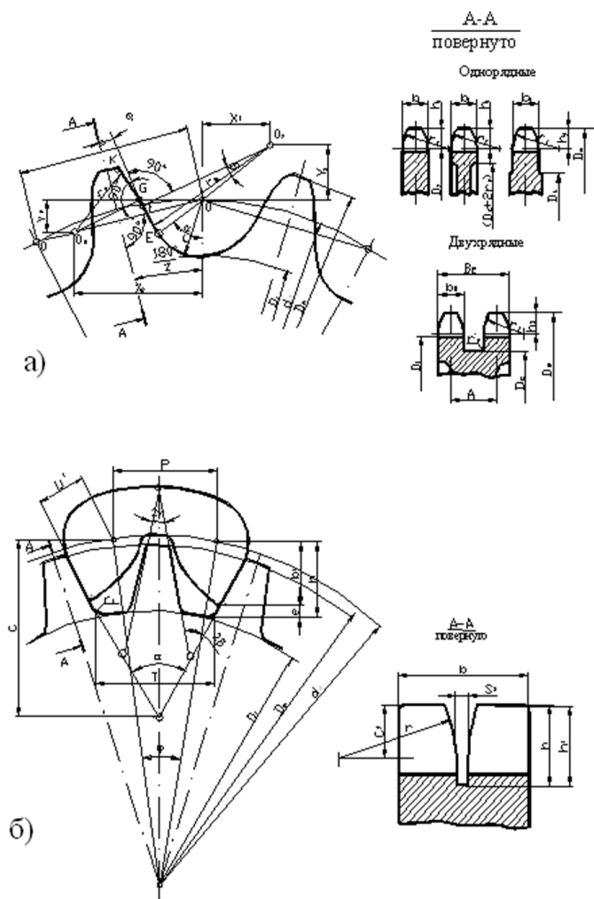


Рисунок 3.1 – Профили зубьев звездочек



### 3.3. Проверочный расчет цепной передачи

1. Определяем окружную силу, передаваемую цепью:

$$F_t = \frac{N \cdot 10^3}{V_u}$$

2. Проверяем частоту вращения ведущей звездочки (таблица 3.5):  $n \leq [n]_{\max}$ .

3. Определяем число ударов цепи при набегании звеньев цепи на зубья звездочки и сбегании с нее:

$$v = \frac{4z_1 n_1}{60W} \leq [v],$$

где допускаемое число ударов  $[v]$  (таблица 3.6).

4. Определяем удельное давление в шарнирах для роликовых цепей и сравниваем его с допусковым давлением:

$$P = \frac{F_t K_\alpha}{AK_m} \leq [p],$$

проекция опорных поверхностей шарниров А (таблица 3.7), допускаемое среднее давление (таблица 3.2).

Если  $p > [p]$ , то берется цепь следующего шага или многорядная. Необходимо принимать во внимание, что лучше работают цепи с меньшим шагом, но многорядные, чем однорядные с крупным шагом.

Таблица 3.5 – Максимальная частота вращения малой звездочки

Число зубьев звездочки	$[n]_{\max}, \text{мин}^{-1}$ при шаге цепи Р, мм							
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Для втулочных и роликовых цепей								
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	850	750	700
Для зубчатых цепей								
17...35	3300	2650	2200	1650	1300	—	—	—

Таблица 3.6 – Допускаемое число ударов [v]

Тип цепи	Значение [v], 1/с при шаге цепи P, мм							
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
Втулочная и роликовая	60	50	35	30	25	20	15	15
Зубчатая	80	65	50	30	25	–	–	–

5. Определяем статическую прочность цепи:

$$n = \frac{Q}{K_d F_t + F_v + F_0} \geq [n],$$

где  $Q$  – разрушающая нагрузка, берется по таблицам 3.10, 3.11, 3.12;

$F_v$  – натяжение цепи от центробежных сил:  $F_v = qV_{ц}^2$ , в которой масса цепи  $q$  определяется по таблицам в зависимости от выбранной цепи;  $F_0$  – предварительное натяжение цепи:

$$F_0 = 9,81 K_f q a.$$

$K_f$  зависит от стрелы провисания:

- для горизонтальных передач  $K_f = 6,3$ ;
- для наклонных до  $40^\circ$   $K_f = 3$ ;
- для вертикальной  $K_f = 1$ ;
- $[n]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности (табл. 3.8).

Таблица 3.7 – Площадь проекции опорных поверхностей шарниров А приводных роликовых цепей

Шаг цепи P, мм	Проекция опорных поверхностей шарниров А, мм <sup>2</sup>			
	однорядных	двухрядных	трехрядных	четырёхрядных
8	11	–	–	–
9,525	28	–	–	–
12,7	39,6	85,3	125,5	–
15,875	51,5	115	169	–
19,05	105	180	265	318
25,4	180	306	450	540
31,75	262	446	655	786
38,1	395	672	986	1185

Шаг цепи P, мм	Проекция опорных поверхностей шарниров A, мм <sup>2</sup>			
	однорядных	двухрядных	трехрядных	четырёхрядных
44,45	473	802	1180	1420
50,8	645	1095	1610	1935

6. Определяем силу давления цепи на опоры вала:

$$F_{\text{оп}} = K_d F_t + 2F_0.$$

7. Определяем амплитуду переменных напряжений по формуле

$$\delta = \frac{F_t}{4S(h-d)},$$

в которой толщина пластины S:

$$S = \frac{B - B_{\text{вн}}}{2}.$$

Таблица 3.8 – Допускаемые коэффициенты запаса прочности [n] для цепей

Шаг P, мм	Значение [n] при частоте вращения $n_1$ , мин <sup>-1</sup>										
	до 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
Для зубчатых цепей (при $z_1 = 17...35$ )											
12,7...15,87	20	22	24	26	29	31	33	37	42	46	51
19,05...25,4	20	23	26	30	33	36	40	46	53	—	—
31,75	20	26	32	36	41	46	51	—	—	—	—
Для втулочных и роликовых цепей (при $z_1 = 15...30$ )											
12,7...15,87	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2	14,8	6,3	18
19,05...25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3	—	—	—
31,75...38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	—	—	—	—
44,5...50,8	7	9,3	11,7	14	16,3	—	—	—	—	—	—

8. Определяем запас прочности по переменным напряжениям:

$$n_\delta = \frac{\delta_{-1} \beta_\delta}{\delta_a K_\delta} > 3,$$

в которой предел выносливости по нормальным напряжениям для пластин стандартных цепей  $\delta_{-1} = 200$  МПа, коэффициент, характеризующий состояние поверхности для пластин с неупрочненными отверстиями  $\beta_{\delta} = 1$  и для пластин с упрочненными отверстиями  $\beta_{\delta} = 1, 2, \dots, 1, 4$ .

Эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$K_{\delta} = 1 + q(\alpha_{\delta} - 1),$$

где  $q$  – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к концентрации напряжений, для пластин цепи принимают

$$Q = 0, 4 \dots 0, 6;$$

$\alpha_{\delta}$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений, для пластин цепи принимают:  $\alpha_{\delta} = 2, 8 \dots 3$ .

9. Определяем удельное давление в шарнире при условии переменных нагрузок:

$$P_y = \frac{F_i K_{\alpha}}{AK_{\alpha} K_m} \leq [P]_y',$$

где  $K_{\alpha}$  – коэффициент качества цепи, для цепей ПРИ  $K_{\alpha} = 1$ , для цепей ПР  $K_{\alpha} = 0, 85$ ;

$[P]_y'$  – допускаемое (в условиях переменных нагрузок) давление в шарнирах (таблица 3.9).

При нестационарных нагрузках вместо  $F_i$  следует подставлять эквивалентную окружную силу:

$$F_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{F_{i1}^3 L_1 + F_{i2}^3 L_2 + \dots + F_{in}^3 L_n}{L}},$$

где  $F_{i1}, F_{i2}, \dots, F_{in}$  – постоянные нагрузки, действующие соответственно в течение  $L_1, L_2, \dots, L_n$  оборотов;

$L$  – суммарное число миллионов оборотов за ресурс передачи:

$$L = L_1 + L_2 + \dots + L_n,$$

где  $L_i = 6 \cdot 10^{-5} n_i L_{hi}$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ).

10. Определяем стрелу предварительного провисания цепи:

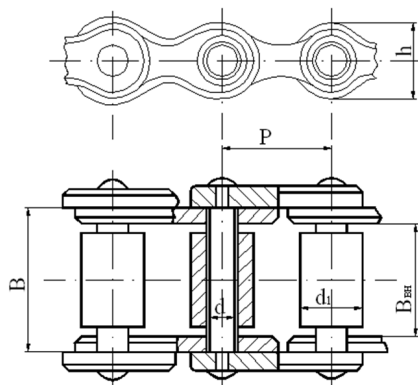
$$f = 0, 02 a.$$

Таблица 3.9 – Предельная частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$  и давление МПа при расчете на усталость

Шаг цепи Р, мм	Параметр	Число зубьев малой звездочки						
		15	20	25	30	35	40	45
9,525	$n_{\text{нп}}$	2500	2580	2640	2720	2800	2880	2950
	$[P]'_y$	21,3	21,8	22,1	22,3	22,5	22,7	22,9
12,7	$n_{\text{нп}}$	1850	1930	2010	2090	2170	2240	2300
	$[P]'_y$	21,8	22,2	22,5	22,7	22,9	23,1	23,3
15,875	$n_{\text{нп}}$	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800
	$[P]'_y$	22	22,5	22,7	22,9	23,1	23,3	23,5
19,05	$n_{\text{нп}}$	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600
	$[P]'_y$	22,3	22,9	23,1	23,3	23,5	23,7	23,9
25,4	$n_{\text{нп}}$	950	1000	1050	1100	1125	1150	1175
	$[P]'_y$	22,5	23,3	23,6	23,8	24	24,2	24,4
31,75	$n_{\text{нп}}$	800	840	870	900	920	940	950
	$[P]'_y$	22,4	22,9	23,4	23,6	23,8	24	24,2
38,1	$n_{\text{нп}}$	680	710	730	760	780	800	810
	$[P]'_y$	22	22,5	22,7	23	23,3	23,6	23,8
44,75	$n_{\text{нп}}$	570	590	610	630	650	670	690
	$[P]'_y$	22,1	22,5	22,7	22,9	23,1	23,3	23,5
50,8	$n_{\text{нп}}$	530	550	570	590	610	630	650
	$[P]'_y$	21,7	22	22,3	22,7	23	23,2	23,3

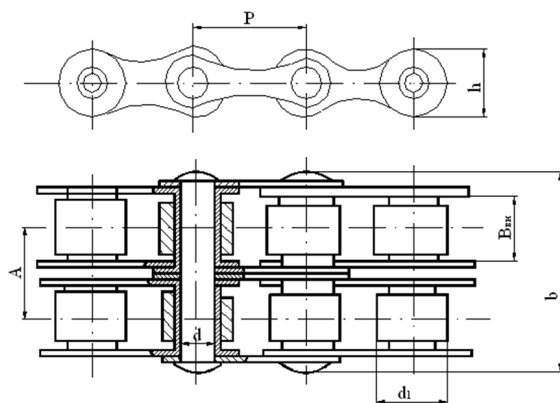
### 3.4. Справочный материал

Таблица 3.10 – Цепи однорядные нормальной серии по ГОСТ 13568–75



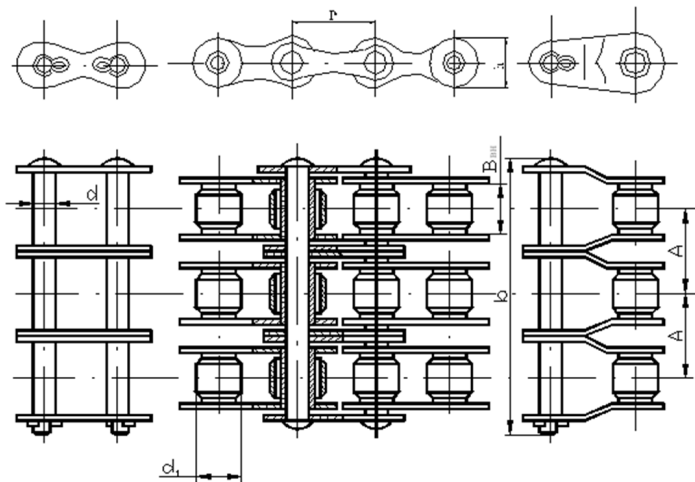
Обозначение	Шаг цепи P, мм	Расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$ , мм	Диаметр валика $d$ , мм	Диаметр ролика $d_1$ , мм	Проекция площади шарнира	Ширина внутренней пластины $h$ , мм	Ширина внутреннего звена B, мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
ПР-8-460	8,00	3,00	2,31	5,00	7,5	4,77	11	4,60	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	8,53	28	9,10	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	4,9	17,9	9,00	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	5,80	21	9,00	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	8,90	40	18,20	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	11,30	50	18,20	0,75
ПР-15,875-2270-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	10,78	55	22,70	0,80
ПР-15,875-2270-2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	13,95	71	22,70	1,0
ПР-19,05-3180	19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	17,75	105	31,80	1,9
ПР-25,4-5670	25,4	15,88	5,95	15,88	24,2	22,61	180	56,70	2,6
ПР-31,75-8850	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	27,46	260	88,50	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	35,46	395	127,00	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,4	12,7	25,70	42,4	37,19	475	172,40	7,5
ПР-50,8-22680	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	45,21	645	226,80	9,7

Таблица 3.11 – Цепи двухрядные нормальной серии по ГОСТ 13568–75



Обозначение	Шаг цепи $P$ , мм	Расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$ , мм	Диаметр валика $d$ , мм	Диаметр ролика $d_1$ , мм	Межосевое расстояние $A$ , мм	Ширина внутренней пластины $h$ , мм	Ширина внутреннего звена $B$ , мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
2ПР-12,7-3180	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	31,8	1,4
2ПР-15,875-4540	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	45,4	1,9
2ПР-19,05-7200	19,05	12,70	5,88	11,91	25,50	18,2	54	72,0	3,5
2ПР-25,4-11340	25,4	15,88	7,95	15,98	29,29	24,2	68	113,4	5,0
2ПР-31,75-17700	31,75	19,05	9,55	19,05	35,76	30,2	82	117,0	7,3
2ПР-38,1-25400	38,1	25,4	11,12	22,23	45,44	36,2	104	254,0	11,0
2ПР-44,45-34480	44,45	25,4	12,72	25,40	48,87	42,4	110	344,8	14,4
2ПР-50,8-45360	50,8	31,75	14,29	28,58	58,55	48,3	130	453,6	19,1

Таблица 3.12 – Цепи трехрядные нормальной серии по ГОСТ 13568–75



Обозначение	Шаг цепи P, мм	Расстояние между внутренними пластинами $B_{внт}$ , мм	Диаметр валика $d$ , мм	Диаметр ролика $d_1$ , мм	Межосевое расстояние A, мм	Ширина внутренней пластины $h$ , мм	Ширина внутреннего звена B, мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
ЗПР-12,7-4540	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50	45,4	2,0
ЗПР-15,875-6810	15,875	9,65	5,08	10,59	16,59	14,8	57	68,1	2,8
ЗПР-19,05-10800	19,05	12,70	5,88	11,91	25,50	18,2	86	108,0	5,8
ЗПР-25,4-17010	25,4	15,88	7,95	15,08	29,29	24,2	98	170,1	7,5
ЗПР-31,75-26550	31,75	19,05	9,55	19,05	35,76	30,2	120	265,5	11,0
ЗПР-38,1-38100	38,1	25,4	11,12	22,23	45,44	36,2	150	381,0	16,5
ЗПР-44,45-51720	44,45	25,4	12,72	25,40	48,87	42,4	160	517,2	21,7
ЗПР-50,8-68040	50,8	31,75	14,29	28,58	58,55	48,3	190	680,4	28,3



Таблица 3.13 – Размеры цепи приводной втулочной по ГОСТ 13568–75

Обозначение цепи	Шаг Р	Расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$	Диаметр валика $d$
ПВ-9,525-1100	9,525	7,60	3,59
ПВ-9,525-1200	9,525	9,52	4,45
2ПВ-9,525-1800	9,525	5,20	4,45

Обозначение цепи	Диаметр ролика $d_1$	Межосевое расстояние А	Ширина внутренней пластины $h$
ПВ-9,525-1100	5,0	–	8,80
ПВ-9,525-1200	6,0	–	9,85
2ПВ-9,525-1800	6,0	10,75	9,85

Обозначение цепи	Ширина двухрядной цепи $b$	Разрушающая нагрузка, $Q, H$	Масса 1 м цепи, кг
ПВ-9,525-1100	18,5	11000	0,50
ПВ-9,525-1200	21,5	12000	0,65
2ПВ-9,525-1800	27,5	18000	1,0

*Примечание.* Пример обозначения цепи приводной втулочной шага 9,525 мм с разрушающей нагрузкой 1200 Н: цепь ПВ-9,525-1200 ГОСТ 13568–75.

Таблица 3.14 – Рекомендации по выбору смазки цепных передач

Качество смазки	Вид смазки при окружной скорости $v_{ц}$ м/с			
	Менее 4	Менее 7	Менее 12	Более 12
Хорошая	Капельная 4...10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная, под давлением	Разбрызгиванием

Качество смазки	Вид смазки при окружной скорости $v_{ц}$ м/с			
	Менее 4	Менее 7	Менее 12	Боле 12
Удовлетворительная	Густая внутришарнирная. Пропитка цепи через 120...180 ч	Капельная – 20 кап/мин	Циркуляционная, под давлением. В масляной ванне	Циркуляционная, под давлением
Недостаточная	Периодическая, через 6...8 ч			
Работа без смазки	Допускается при $V$ до 4 м/мин			

Таблица 3.15 – Геометрические параметры звездочек

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы	
		Роликовые цепи	Зубчатые цепи
Диаметр делительной окружности	$d_d$	$D_d = \frac{P}{\sin(180^\circ/z)}$	$D_d = \frac{P}{\sin(180^\circ/z)}$
Диаметр окружности выступов	$D_e$	$D_e = P(0,5 + \text{ctg}(180^\circ/z))$	$D_e = \frac{P}{\text{tg}(180^\circ/z)}$
Диаметр окружности впадин	$D_i$	$D_i = d_g - 2r$	$D_i = d_g - 2(h/\cos(180^\circ/z))$
Радиус впадин	$r$	$r = 0,5025 \cdot d_1 + 0,05$	$r_1 = 1,5...3,5$
Радиус закругления зуба	$r_1$	$r_1 = 1,7 \cdot d_1$	$r \cong P$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления	$h_1, c_1$	$h_1 = 0,8 \cdot d_1$	$c_1 = 0,4P$
Диаметр обода	$D_c$	$D_c = P \text{ctg}(180^\circ/z) - 1,2h_1$	–
Ширина зуба звездочки: однорядной цепи	$b$	$b_1 = 0,93 B_{\text{ВН}} - 0,15$	–
Двухрядной и трехрядной цепи	$b_1$ $b_2$	$b_2 = 0,9 B_{\text{ВН}} - 0,15$	–
Ширина венца многорядной звездочки	$B_n$	$B_n = (n - 1) A + b_n$ $n = (1, 2, 3, 4)$	–

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы	
		Роликовые цепи	Зубчатые цепи
Высота зуба	$h$	–	$h = b_1 + e$
Радиальный зазор	$e$	–	$e = 0,1P$
Угол наклона рабочих граней	$\alpha$	–	$\alpha = 60^\circ$
Угол впадин зуба	$\beta$	–	$2\beta = \alpha - (360^\circ/z)$
Глубина проточки	$h_1$	–	$h_1 = 0,75P$
Ширина проточки	$S_1$	–	$S_1 = 2S$

### 3.5. Пример расчета цепной передачи

Исходные данные для расчета:

- мощность, передаваемая цепной передачей,  $N = 7,0$  кВт;
- частота вращения ведущей звездочки  $n_1 = 1455$  об/мин;
- передаточное число цепной передачи  $u = 2,5$ ;
- передача расположена горизонтально, ведущая звездочка расположена на валу двигателя;
- нагрузка с незначительными толчками.

#### *Проектный расчет*

1. Рассчитываем число зубьев ведущей (малой) звездочки:

$$Z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2,5 = 24.$$

Принимаем

$$Z_1 = 25 = Z_{\text{табл}} = 25 \dots 27,$$

где  $Z_{\text{табл}} = 25 \dots 27$  по таблице 3.1.

2. Рассчитываем число зубьев ведомой звездочки:

$$Z_2 = 25 \cdot 2,5 = 62,5.$$

Принимаем  $Z_2 = 62$ .

3. Фактическое передаточное число цепной передачи

$$u_{\text{ф}} = \frac{62}{25} = 2,48.$$

Отклонение от заданного передаточного числа:

$$\Delta u = \frac{|u_r - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{|2,48 - 2,5|}{2,5} \cdot 100\% = 0,8\% < 4\%.$$

4. Предварительно выбираем роликковую однорядную цепь нормальной серии.

5. По таблице 3.2 при  $n_i = 1455 \text{ мин}^{-1}$   $[P] = 16,4 \text{ МПа}$ .

Для однорядной цепи  $K_m = 1$  по таблице 3.3  $K_d = 1,35$ ;  $K_a = 1$ ;  $K_H = 1$ ;  $K_{\text{рег}} = 1$  при двигателе на салазках;  $K_{\text{см}} = 1,5$ ;  $K_{\text{реж}} = 1,25$  при двухсменной работе.

$$K_{\text{э}} = K_d \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{реж}} = \\ = 1,35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,53.$$

Шаг цепи:

$$P = 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{NK_{\text{э}}}{[P \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot K_m]}} = 60 \sqrt[3]{\frac{7,0 \cdot 10^3 \cdot 2,53}{16,4 \cdot 25 \cdot 1455 \cdot 1}} = 18,58 \text{ мм}.$$

Рассчитанное значение шага цепи округляем до стандартного  $P = 19,05 \text{ мм}$ .

По таблице 3.10 принимаем цепь ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568–75.

6. Межосевое расстояние:

$$a = (30 \dots 50)P = (30 \dots 50) \cdot 19,05 = 571,5 \dots 952,5 \text{ мм}.$$

Принимаем среднее значение  $a = 764 \text{ мм}$ .

7. Рассчитываем число звеньев цепи:

$$W = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{a} = \\ = 2 \cdot \frac{762}{19,05} + \frac{25 + 62}{2} + \left( \frac{62 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{762} = 123,96.$$

Принимаем  $W = 124$ .

8. Фактическое межосевое расстояние:

$$a = \frac{P}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ = \frac{19,05}{4} \left[ 124 - \frac{25 + 62}{2} + \sqrt{\left( 124 - \frac{25 + 62}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{62 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 758,47 \text{ мм}$$

Монтажное межосевое расстояние:

$$a_m = 0,997 \cdot a = 0,997 \cdot 758,47 = 756,19 \text{ мм.}$$

9. Скорость цепи:

$$V_{ц} = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot P}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 1455 \cdot 19,05}{60 \cdot 10^3} = 11,55 \text{ м/с.}$$

По скорости цепи по таблице 3.14 уточняем условия смазки цепи. При данной скорости необходимо для смазки применять масляную ванну (цепная передача должна монтироваться в корпусе) и по таблице 3.3  $K_{cm} = 1$ .

10. Делительный диаметр (таблица 3.15):

$$D_{d1} = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_1)} = \frac{19,05}{\sin(180^\circ / 25)} = 151,995 \text{ мм;}$$

$$D_{d2} = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_2)} = \frac{19,05}{\sin(180^\circ / 62)} = 376,116 \text{ мм.}$$

Диаметры окружности выступов:

$$\begin{aligned} D_{e1} &= P(0,5 + \text{ctg}(180^\circ / z_1)) = \\ &= 19,05(0,5 + \text{ctg}(180^\circ / 25)) = 160,321 \text{ мм,} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{e2} &= P(0,5 + \text{ctg}(180^\circ / z_2)) = \\ &= 19,05(0,5 + \text{ctg}(180^\circ / 62)) = 385,157 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Диаметр окружности впадин:

$$D_{i1} = D_{d1} - 2r = 151,995 - 6,035 = 145,96 \text{ мм;}$$

$$D_{i2} = D_{d2} - 2r = 376,116 - 6,035 = 370,081 \text{ мм.}$$

Радиус впадин:

$$r = 0,5025d_1 + 0,05 = 0,5025 \cdot 11,91 + 0,05 = 6,035 \text{ мм,}$$

где  $d_1 = 11,91$  (таблица 3.10).

Радиус закруглений зуба:

$$r_1 = 1,7d_1 = 1,7 \cdot 11,91 = 20,25 \text{ мм;}$$

$$h_1 = 0,8d_1 = 0,8 \cdot 11,91 = 9,53 \text{ мм;}$$

$$b_1 = 0,93 B_{bh} - 0,15 = 0,93 \cdot 12,7 - 0,15 = 11,66 \text{ мм;}$$

$$\begin{aligned} D_{c1} &= P \cdot \text{ctg}(180^\circ / z_1) - 1,2h = \\ &= 19,05 \cdot \text{ctg}(180^\circ / 25) - 1,2 \cdot 18,2 = 128,96 \text{ мм;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{c2} &= P \cdot \text{ctg}(180^\circ / z_2) - 1,2h = \\ &= 19,05 \cdot \text{ctg}(180^\circ / 62) - 1,2 \cdot 18,2 = 353,79 \text{ мм.} \end{aligned}$$

11. Рассчитываем окружную силу, передаваемую цепью:

$$F_t = \frac{N \cdot 10^3}{V_{ц}} = \frac{7,0 \cdot 10^3}{11,55} = 606,1 \text{ Н.}$$

12. По таблице 3.5  $[n]_{\max} = 1525 \text{ мин}^{-1}$  при  $P = 19,05 \text{ мм}$  и  $n_1 = 1455 \text{ мин}^{-1} < [n]_{\max} = 1525 \text{ мин}^{-1}$ .

13. Рассчитываем число ударов звеньев при набегании цепи на ведущую звездочку:

$$v = \frac{4z_1 n_1}{60W} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 1455}{60 \cdot 124} = 19,6,$$

по таблице 3.6  $[v] = 35$  и условие  $v < [v]$  выполняется.

14. Удельное давление в шарнирах:

$$p = \frac{F_t K_3}{AK_m} = \frac{606,1 \cdot 1,69}{105 \cdot 1} = 9,74 \text{ МПа},$$

где уточненное значение  $K_3 = 1,35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,69$ ; по таблице 3.7  $A = 105 \text{ мм}^2$ .

Условие  $p = 9,74 \text{ МПа} < [p] = 16,4 \text{ МПа}$  выполняется.

15. Статическая прочность цепи:

$$n = \frac{Q}{K_g F_t + F_v + F_o} = \frac{31800}{1,35 \cdot 606,1 + 253,5 + 89,1} = 16,1,$$

где  $Q = 31800 \text{ Н}$  по таблице 3.10;  $q = 1,9$ ;

$$F_v = q \cdot v_{ц}^2 = 1,9 \cdot 11,55^2 = 253,5 \text{ Н};$$

$$F_o = 9,81 \cdot K_f \cdot a = 9,81 \cdot 6,3 \cdot 1,9 \cdot 758,47 \cdot 10^{-3} = 89,1 \text{ Н},$$

в которой  $K_f = 6,3$  для горизонтальной передачи.

По таблице 3.8  $[n] = 15,5$ .

Условие  $n = 16,1 > [n] = 15,6$  выполняется.

16. Рассчитываем силу, действующую на опору вала:

$$F_{\text{он}} = K_g F_t + 2F_o = 1,35 \cdot 606,1 + 2 \cdot 89,1 = 996,4 \text{ Н.}$$

17. Толщина пластины цепи:

$$S = \frac{B - B_{\text{вн}}}{2} = \frac{17,75 - 12,7}{2} = 2,525 \text{ мм},$$

где  $B = 17,75 \text{ мм}$ ;  $B_{\text{вн}} = 12,7 \text{ мм}$  по таблице 3.10.

Амплитуда переменных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{F_t}{4S(h-d)} = \frac{606,1}{4 \cdot 2,525 \cdot (18,2 - 5,96)} = 4,9 \text{ МПа},$$

где  $h = 18,2 \text{ мм}$ ;  $d = 5,96 \text{ мм}$  по таблице 3.10.

18. Принимая  $\beta_\sigma = 1$ ;  $q = 0,5$ ;  $\alpha_\sigma = 2,9$ ;

$$\sigma_{-1} = 200 \text{ МПа};$$

$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0,5(2,9 - 1) = 1,95$$

запас прочности

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}\beta_\sigma}{\sigma_j K_\sigma} = \frac{200 \cdot 1}{4,9 \cdot 1,95} = 20,93 > 3 .$$

19. Рассчитываем удельное давление в шарнирах цепи:

$$P_y = \frac{F_l K_\sigma}{AK_\sigma K_m} = \frac{606,1 \cdot 1,69}{105 \cdot 1 \cdot 1} = 9,75 \text{ МПа} ,$$

где  $K_\sigma = 1$ .  $[P]'_y = 23,1 \text{ МПа}$ .

Условие  $P_y < [P]'_y$  выполняется.

20. Определяем стрелу провисания цепи:

$$f = 0,02 \cdot a = 0,02 \cdot 758,47 = 15,1694 \text{ мм}.$$

## 4. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

### 4.1. Выбор материалов для изготовления червяка и червячного колеса

Для червячных передач характерны следующие виды разрушения зубьев:

- выкрашивание активных поверхностей зубьев;
- излом зубьев червячного колеса у основания;
- пластическая (остаточная) деформация зубьев червячного колеса при действии максимальной нагрузки;
- заедание зубьев.

Для предотвращения разрушения зубьев червячного колеса (в червячной передаче червячное колесо является слабым звеном) выполняются соответствующие расчеты: на контактную выносливость активных поверхностей зубьев; изгибную выносливость; предотвращение заедания (тепловой расчет); для предотвращения остаточных деформаций проводят проверочные расчеты при действии кратковременных пиковых нагрузок.

С целью уменьшения влияния неблагоприятных факторов, имеющих место в зоне зацепления червячной передачи, следует применять для зубчатых венцов червячных колес материалы с высокими антифрикционными свойствами, уменьшать шероховатость активных поверхностей витков червяка, а также использовать смазки с противозадирными присадками. Кроме того, для предотвращения заедания червяк и червячное колесо должны быть изготовлены из разнородных материалов. В зависимости от скорости скольжения и склонности к заеданию материалы, применяемые для изготовления зубчатых венцов червячных колес, подразделяются на три группы.

#### **1-я группа:**

- бронзы высокооловянистые (с содержанием олова 6...10 %), применяемые в ответственных высокоскоростных передачах при  $V_{ск} \leq 25$  м/с. К этой группе относятся бронзы марок БрОФ10-1, БрОНФ и др.;



- бронзы низкооловянистые (с содержанием олова 3...6 %), применяемые в передачах  $V_{ск} \leq 12$  м/с, так как их противозадирные свойства хуже, чем у высокооловянистых бронз. Сюда относятся бронзы марок БрОЦС6-6-3, БрОЦС5-5-5 и др.

### 2-я группа:

- безоловянистые бронзы ( $\sigma_b > 350$  МПа), применяемые в передачах с  $V_{ск} \leq 8$  м/с. К этой группе относятся бронзы БрАЖ9-4Л, БрАЖН10-4-4Л и другие, они дешевле, чем оловянистые, обладают достаточно хорошими антифрикционными свойствами. Червяк, работающий в паре с этими бронзами, должен иметь твердость рабочих поверхностей не ниже HRC45.

### 3-я группа:

- мягкие серые чугуны, применяемые для тихоходных малонагруженных передач с  $V_{ск} \leq 2$  м/с (СЧ12-28, СЧ15-32, СЧ18-36, СЧ21-40).

Механические характеристики вышеперечисленных материалов червячных колес приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Механические характеристики материалов червячных колес

Марка бронзы или чугуна	Способ литья	Предел прочности при растяжении $\sigma_b$ , МПа	Предел прочности при изгибе $\sigma_{и}$ , МПа	Предел текучести $\sigma_{т}$ , МПа
БрОФ10-1	В песчаную форму	177		120
БрОФ10-1	В кокиль	255		150
БрОНФ	Центробежный	284		170
БрОЦС6-6-3	В песчаную форму	147		93
БрОЦС6-6-3	В кокиль	177		123
БрОЦС6-6-3	Центробежный	216		135
БрАЖ9-4Л	В песчаную форму	392		198
БрАЖ9-4Л	В кокиль	490		184
БрАЖН10-4-4Л	В кокиль	590		216
СЧ12-28	В песчаную форму	118	280	
СЧ15-32	То же	147	320	
СЧ18-36	То же	177	360	
СЧ21-40	То же	208	400	

Для изготовления червяков применяют среднеуглеродистую сталь (сталь 45, 50) и различные марки легированной стали (12ХН3А, 15Х, 20Х, 12ХН3А – цементируемые, а затем закаливаемые; 40Х, 40ХН, 30ХГС, 35ХМ – подвергаемые закалке или улучшению; 38ХМ10А – азотируемые).

Наилучшее качество работы червячной передачи обеспечивают червяки, изготовленные из цементируемых сталей с твердостью HRC 56...62 после химико-термической обработки, а также червяки из среднеуглеродистых сталей с поверхностной или объёмной закалкой до твердости HRC 45...50.

Червяки, прошедшие закалку, требуют шлифования, а также полирования для обеспечения шероховатости рабочих поверхностей не ниже  $Ra = 0,32...1,25$ . В связи с этим закаленные шлифованные червяки изготавливают либо нелинейчатыми, либо эвольвентными, технология шлифования которых является достаточно простой. Такие червяки обязательны к применению в паре с твердыми бронзами 2-й группы.

Червяки из сталей, подвергнутых улучшению, нормализации, при твердости активных поверхностей витков червяка  $H < HB 350$ , а также чугунные червяки применяют во вспомогательных, тихоходных и малонагруженных передачах в паре с материалами 1-й и 3-й групп.

Приближенная оценка скорости  $V_{ск}$  при выборе группы материалов для изготовления червячного колеса может быть произведена по следующей формуле:

$$V_{ск} = 5,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

где  $n_1$  – частота вращения червяка, об/мин;

$T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м.

## 4.2. Определение допускаемых напряжений

### 4.2.1. Определение допускаемого напряжения при расчете на контактную выносливость

Для червячных колес, выполненных из мягких оловянистых бронз (материалы 1-й группы), допускаемые контактные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_{\text{HP}} = \sigma_{\text{H0}} \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\text{ц}}}},$$

где  $\sigma_{\text{H0}}$  – предел ограниченной контактной выносливости бронзы при условном числе циклов нагружения  $N = 10^7$ ;

$N_{\text{ц}}$  – действительное число циклов нагружения зубьев червячного колеса.

Величину предела ограниченной контактной выносливости бронзы при этом принимают равной:

$$\sigma_{\text{H0}} = (0,75 \dots 0,9) \cdot \sigma_{\text{в}},$$

где  $\sigma_{\text{в}}$  – предел прочности бронзы при растяжении (таблица 4.1).

Большие значения числового коэффициента принимают при закаленных до  $\text{HRC} \geq 45$  шлифованных и полированных червяках, меньшие – при незакаленных нешлифованных червяках.

Число циклов нагружения зубьев червячного колеса при постоянной нагрузке определяется по формуле

$$N_{\text{ц}} = 60 \cdot n_2 \cdot t,$$

где  $n_2$  – частота вращения червячного колеса об/мин;

$t$  – срок службы червячной передачи в часах.

В случае реверсивной нагрузки с одинаковым временем работы в обоих направлениях величину  $N_{\text{ц}}$ , вычисленную по этой формуле, следует уменьшить в 2 раза.

При  $N_{\text{ц}} \geq 25 \cdot 10^7$  в исходную формулу подставляют  $N_{\text{ц}} = 25 \cdot 10^7$ , при  $N_{\text{ц}} < 3,5 \cdot 10^6$  в формулу подставляют  $N_{\text{ц}} = 3,5 \cdot 10^6$ . При этих условиях

$$0,67 \leq \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\text{ц}}}} \leq 1,15.$$

Червячные колеса из безоловянистых бронз (2-я группа) и чугунов (3-я группа) имеют большую склонность к заеданию, поэтому допускаемые контактные напряжения для них определяются в зависимости от скорости скольжения.

Для материалов 2-й группы (безоловянистые бронзы):

- при закаленном, шлифованном червяке

$$\sigma_{\text{нр}} = 300 - 25 \cdot V_{\text{ск}}, \text{ МПа};$$

- при незакаленном, нешлифованном червяке

$$\sigma_{\text{нр}} = 250 - 25 \cdot V_{\text{ск}}, \text{ МПа}.$$

Для материалов 3-й группы (чугуны):

$$\sigma_{\text{нр}} = 210 - 35 \cdot V_{\text{ск}}, \text{ МПа}.$$

В приведенные формулы величина  $V_{\text{ск}}$  подставляется в м/с.

#### **4.2.2. Допускаемые напряжения для расчета на изгибную выносливость**

Допускаемые напряжения изгиба для зубьев венцов колес, выполненных из материалов 1-й и 2-й групп (оловянистые и безоловянистые), определяются по формуле

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F0} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\text{ц}}}},$$

где  $\sigma_{F0}$  – предел ограниченной изгибной выносливости бронзы при условном числе циклов нагружения  $N = 10^6$ .

При нереверсивной нагрузке величина предела ограниченной изгибной выносливости определяется по формуле

$$\sigma_{F0} = 0,25 \cdot \sigma_{\tau} + 0,08 \cdot \sigma_{\text{в}}.$$

При реверсивной нагрузке:

$$\sigma_{F0} = 0,16 \cdot \sigma_{\text{в}}.$$

Здесь  $\sigma_{\tau}$  и  $\sigma_{\text{в}}$  – предел текучести и предел прочности бронзы соответственно (таблица 4.1).

При  $N_{\text{ц}} > 25 \cdot 10^7$  в исходную формулу следует подставлять  $N_{\text{ц}} = 25 \cdot 10^7$ , при  $N_{\text{ц}} < 10^6$  следует принимать  $N_{\text{ц}} = 10^6$ . При этих условиях

$$0,543 \leq \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\text{ц}}}} \leq 1,0.$$

Для червячных колес, выполненных из материалов 3-й группы (чугуны), допускаемое напряжение для расчета на изгибную выносливость:

– для нереверсивных передач

$$\sigma_{FP} = 0,12 \cdot \sigma_H;$$

– для реверсивных передач

$$\sigma_{FP} = 0,075 \cdot \sigma_H.$$

Здесь  $\sigma_H$  – предел прочности чугуна при изгибе (таблица 4.1).

#### 4.2.3. Предельные допускаемые напряжения для расчета передачи при пиковых нагрузках

Предельные допускаемые напряжения  $\sigma_{HPmax}$  и  $\sigma_{FPmax}$  для расчета передачи при пиковых нагрузках вычисляются по формулам, приведенным в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Предельные допускаемые напряжения при пиковых нагрузках

Материал	$\sigma_{HPmax}$	$\sigma_{FPmax}$
Оловянистые бронзы (1-я группа)	$4\sigma_\tau$	$0,8\sigma_\tau$
Безоловянистые бронзы (2-я группа)	$2\sigma_\tau$	
Чугуны (3-я группа)	260...300 МПа	$0,6\sigma_B$
$\sigma_\tau$ и $\sigma_B$ – предел текучести и предел прочности материалов соответственно (таблица 4.1)		

#### 4.3. Определение коэффициента нагрузки

Коэффициент нагрузки для червячных передач определяется по формуле

$$K = K_\beta \cdot K_\nu,$$

где  $K_\beta$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_\nu$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

Коэффициент  $K_\beta$  главным образом зависит от деформации червяка:

$$K_{\beta} = 1 + (Z_2/Q)^3(1 - X),$$

где  $Q$  – коэффициент, зависящий от характера изменения нагрузки. Значения коэффициента  $Q$  приведены в таблице 4.3.

При постоянной нагрузке  $X = 1$ , при незначительных колебаниях  $X \approx 0,6$  и при значительных колебаниях  $X \approx 0,3$ .

Таблица 4.3 – Значение коэффициента деформации червяка  $Q$

$Z_1$	Значение $Q$ при $q$ , равном								
	7,5	8	9	10	11	12	13	14	16
1	63	72	89	108	127	147	163	179	194
2	50	57	71	86	102	117	134	149	163
3	46	51	61	76	89	103	118	131	144
4	42	47	58	70	82	94	108	120	137

Поскольку зубья червячного колеса обладают способностью прирабатываться при постоянной нагрузке, то происходит их полная приработка и, следовательно, концентрация нагрузки будет отсутствовать, поэтому можно принять  $K_{\beta} = 1,0$ . Коэффициент  $K_{\nu}$  зависит в основном от степени точности передачи и от скорости скольжения  $V_{ск}$  в зацеплении (таблица 4.4). Для червячных передач установлено 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности 1, 2, 3...12. Для силовых передач предназначаются степени с 5-й по 9-ю. Для редукторов общего назначения применяют в основном 7-ю и 8-ю степени точности. При скоростях скольжения, для которых в таблице значения  $K_{\nu}$  не указаны, соответствующие точности изготовления передач не применяются. Таким образом, таблица 4.4 может быть также использована для назначения степени точности передачи.

Таблица 4.4 – Значения коэффициента  $K_{\nu}$

Степень точности передачи	Скорость скольжения $V_{ск}$ , м/с			
	до 1,5	св. 1,5 до 3,0	св. 3,0 до 7,5	св. 7,5 до 12
6	–	–	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	–
9	1,25	–	–	–

#### 4.4. Проектный расчет червячной передачи

Проектный расчет заключается в определении межосевого расстояния  $a_w$ , характеризующего габаритные размеры передачи, массу и нагрузочную способность из условия контактной прочности. По величине  $a_w$  определяют (назначают) остальные геометрические параметры червячной передачи.

Для червячной передачи расчет из условия контактной прочности обеспечивает отсутствие не только выкрашивания, но и заедания, приводящего к задирам рабочих поверхностей зубьев червячного колеса.

Предварительное значение межосевого расстояния определяется по формуле (мм)

$$a'_w = \left( \frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left( \frac{170}{\sigma_{HP} \cdot Z_2 / q} \right)^2 \cdot k \cdot T_2 },$$

где  $Z_2$  – число зубьев червячного колеса;

$q$  – коэффициент диаметра червяка;

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение (см. п. 4.2), МПа;

$T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·мм;

$K$  – коэффициент нагрузки (см. п. 4.3).

При определении предварительного значения  $a'_w$  величиной отношения  $Z_2/q$  задаются из условия достаточной жесткости червяка при изгибе, принимая  $Z_2/q = 4,0$ .

Если проектируемый червячный редуктор предназначен для серийного выпуска, то полученное по формуле значение  $a'_w$  округляется до ближайшего значения по ГОСТ 2144–66: 63; 80; 100; 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; (280); 315; (355) мм. Для нестандартных червячных передач это требование не является целым числом миллиметров (желательно из ряда нормальных линейных размеров).

На рисунке 4.1 представлена схема червячной передачи с обозначением основных параметров, которые определяются в проектном расчете.

Расчет числа зубьев червячного колеса проводится по формуле

$$Z_2 = U \cdot Z_1.$$

Рекомендуемые значения  $Z_2$  должны находиться в пределах —  $28 \leq Z_2 \leq 63$ .

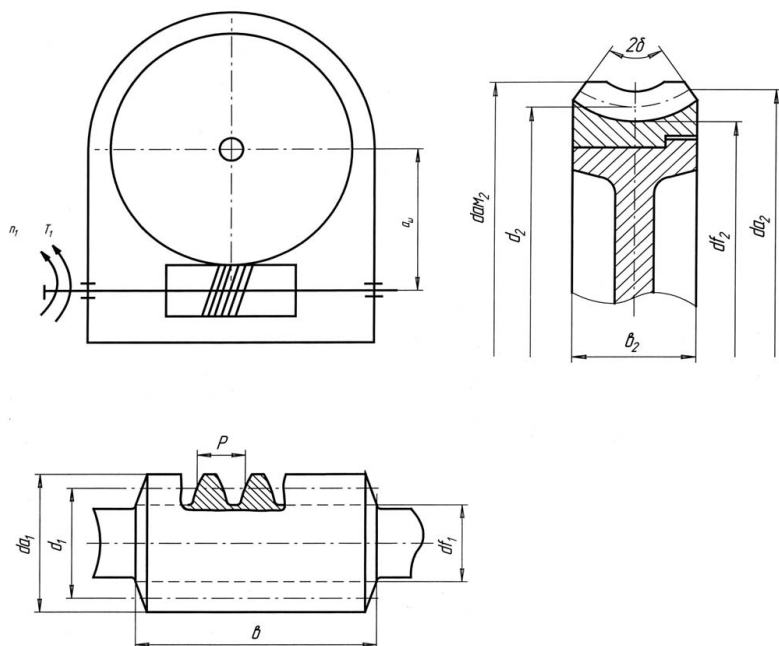


Рисунок 4.1 – Схема червячной передачи (к проектному расчету)

При  $Z_2 < 28$  получается слишком крупным модуль передачи, при  $Z_2 > 63$  значительно снижается изгибная прочность зубьев червячного колеса.

Определяя  $Z_2$ , необходимо число заходов червяка  $Z_1 = 1; 2; 4$  выбрать таким, чтобы при заданном передаточном числе  $U$  величина  $Z_2$  находилась в заданных пределах.

При правильно выбранном значении  $Z_2$  прочность зубьев червячного колеса по изгибу не является лимитирующим фактором, поэтому модуль передачи  $m$  выбирается из геометрических соображений по формуле

$$m = (1,4 \dots 1,7) \cdot \frac{a'_w}{Z_2},$$



полученное по формуле значение  $m$  следует округлить до стандартного по ГОСТ 2144–76: 2; 2.5; (3); 3.15; (3.5); 4.0; 5.0; (6.0); 6.3; 7.0; 8.0; 10; 12; 12.5; 16... мм. В скобках указаны менее предпочтительные значения.

Определить коэффициент диаметра червяка можно по формуле

$$q = \frac{2a_w - mZ_2}{m} \geq q_{\min},$$

где  $q_{\min} = 0,212 \cdot Z_2$  выбирается из условия минимально допустимой жесткости червяка на изгиб, которая условно предполагается при  $a_1 = 0,35 \cdot a_w$ .

Полученное по формуле значение  $q$  должно соответствовать указанному в ГОСТ 2144–76: (7,1); 8; (9); 10; (11,12); 12,5; (14). При несовпадении с численным значением из ряда рекомендуется варьировать значением  $Z_2$  в пределах 1...2 зубьев, не превышая допустимого отклонения передаточного числа, равно го  $\pm 4$  %. Кроме того, можно варьировать величиной модуля  $m$  в пределах расчетного диапазона и межосевого расстояния .

После определения основных характеристик передачи уточняется величина межосевого расстояния по формуле

$$a_w = \frac{m(q + Z_2)}{2}.$$

Если величина межосевого расстояния не совпадает с принятым ранее стандартным значением  $a_w$ , а по условиям проектирования необходимо вписаться в стандартное межосевое расстояние, выполняется коррекция передачи путем смещения инструмента. Корректирование (смещение) червячной передачи осуществляется за счет смещения инструмента при нарезании зубьев относительно заготовки на величину  $xm$ . Корректирование производится только за счет колеса, червяк коррекции не подвергается. У червяка изменяется диаметр начальной окружности (на чертеже не проставляют):

$$D_{w1} = (q + 2x) \cdot m.$$

Рассчитывают угол подъема винтовой линии витка червяка:

$$\text{Arctg}(\gamma) = Z_1/(q + 2x).$$

Выполняют смещение с целью вписаться в заданное или стандартное межосевое расстояние, а также для округления дробного межосевого расстояния до нормального линейного размера из заданного ряда.

Межосевое расстояние определится по формуле

$$a_w = (q + 2Z_2 + 2x) \cdot m/2.$$

При заданном межосевом расстоянии коэффициент смещения рассчитывается по формуле

$$x = a_w/m - (q + Z_2)/2.$$

Тогда диаметры скорректированного червячного колеса определяются по формуле

$$d_{a2} = (Z_2 + 2 + 2x)m; \quad d_{f2} = (Z_2 - 2,4 + 2x)m.$$

В учебном проектировании к коррекции червячных передач обычно не прибегают, используя для корректирования приведенные в таблице сочетания стандартных (по ГОСТ 2144–76) параметров червячных редукторов, при которых стандартное межосевое расстояние  $a_w$  получается без применения коррекции.

Таблица 4.5 – Сочетания параметров червячных передач, обеспечивающие получение  $a_w$  по ГОСТ 2144–76 без применения коррекции

$U_1$	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
$Z_1$	4			2			1		
$Z_2$	32	40	50	32	40	50	32	40	50
$q$	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5

Величина модуля этих передач в зависимости от  $a_w$  определяется по формуле  $m = 1,6 \frac{a_w}{Z_2}$  и округляется до стандартного значения.

### **Определение геометрических параметров передачи**

*Геометрические параметры червяка (рисунок 4.1)*

Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = m \cdot q.$$

Диаметр вершин витков червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a.$$

Диаметр впадин червяка:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f.$$

Высота головки  $h_a$  и ножки  $h_f$  витков:

$$h_a = h_a^* \cdot m; h_f = h_f^* \cdot m,$$

где коэффициент высоты головки  $h_a^* = 1$ , коэффициент высоты ножки  $h_f^*$  для архимедовых и конволютных червяков равен  $h_f^* = 1,2$ , а для эвольвентных  $h_f^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$ . Угол подъемов витков червяка  $\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q}$ .

Длина нарезной части червяка:

$$b_1 \geq (C_1 + C_2 \cdot Z_2)m,$$

где при  $Z_1 = 1$  и  $2$   $C_1 = 11$ ,  $C_2 = 0,06$ ; при  $Z_1 = 4$   $C_1 = 12,5$ ;  $C_2 = 0,09$ .

Для шлифуемых червяков, во избежание искажения рабочей части при входе и выходе шлифовального круга,  $b_1$  увеличивают приблизительно на  $3m$ .

*Геометрические параметры червячного колеса (рисунок 4.1)*

Делительный диаметр червячного колеса:

$$d_2 = m \cdot Z_2.$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a.$$

Диаметр впадин червячного колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f.$$

Наибольший диаметр червячного колеса:

$$d_{am2} \leq d_2 + \frac{b_m}{Z_1 + 2}.$$

Ширина венца червячного колеса:

при  $Z_1 = 1$  или 2

$$b \leq 0,75 \cdot d_{a1};$$

при  $Z_1 = 4$

$$b \leq 0,67 \cdot d_{a1}.$$

Условный угол обхвата:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

При известных геометрических параметрах передачи необходимо определить действительную скорость скольжения в червячном зацеплении:

$$V_{\text{ск}} = V_1 / \cos \gamma,$$

где  $V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$ ; угол подъема витков червяка  $\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q}$ .

Угол подъема  $\gamma$  винтовой линии витков червяка на делительном диаметре можно определить также табличным методом (таблица 4.6).

Таблица 4.6 – Угол подъема  $\gamma$

$Z_1$	Угол $\gamma$ при $q$						
	16	14	12	10	9	8	7,5
1	3°34'35"	4°05'09"	4°45'49"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"	7°35'41"
2	7°07'30"	8°07'48"	9°27'44"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"	14°55'53"
3	10°37'15"	12°05'40"	14°2'10"	16°41'56"	18°26'06"	20°33'22"	21°48'00"
4	14°02'10"	15°56'43"	18°25'06"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"	28°04'21"

Если действительное значение  $V_{\text{ск}}$  окажется больше, чем принятое в начале расчета, то для тех передач, где допускаемые контактные напряжения определялись в зависимости от  $V_{\text{ск}}$  (материалы 2-й и 3-й групп), требуется уточнение величины  $\sigma_{\text{HP}}$ , а также коэффициента нагрузки  $K'$ , при новом значении  $\sigma_{\text{HP}}$  и  $K'$  необходимо проведение проверочного расчета передачи на контактную прочность в соответствии с условием:

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_1 / q} \cdot \sqrt{\left( \frac{Z_1 / q + 1}{a_w} \right)^3} \cdot K' \cdot T_2 \leq \sigma'_{\text{HP}},$$

где  $\sigma'_{HP}$  – уточненное значение допускаемого контактного напряжения, МПа;  $K'$  – уточненное значение коэффициента нагрузки (таблица 4.4); формула справедлива при подстановке в неё  $a_w$  в [мм],  $T_2$  в [Н · мм].

Для тех передач, где контактное напряжение  $\sigma_{HP}$  определялось независимо от  $V_{ск}$  (материалы 1-й группы), уточнению подлежит только величина коэффициента нагрузки  $K$ .

Результат проверочного расчета является неудовлетворительным, если  $\sigma_H$  превышает  $\sigma_{HP}$  более чем на 5 % (передача перегружена), а также в случае, если расчетное напряжение ниже допускаемого на 15 % и более (передача недогружена).

В том и другом случае надо изменить параметры передачи и повторить проверку напряжений.

#### 4.5. Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгибную выносливость

Расчет на изгибную выносливость производится по формуле

$$\sigma_F = \frac{1,54 \cdot Y_f \cdot K' \cdot T_2 \cdot \cos \gamma}{m^2 \cdot d_2 \cdot q},$$

где  $\sigma_F$  – расчетное напряжение изгиба, МПа;

$\sigma_{FP}$  – допускаемое напряжение изгиба, МПа;

$K'$  – уточненное значение коэффициента нагрузки;

$m$  – модуль зацепления, мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса, мм;

$T_2$  – вращающий момент на червячном колесе, Н·мм;

$Y_f$  – коэффициент формы зуба (таблица 4.7), принимаемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса  $Z_\gamma = Z_2 / \cos^3 \gamma$ .

Таблица 4.7 – Коэффициент формы зуба  $Y_f$  для червячных колес

$Z_\gamma$	28	30	35	40	45	50	60	80	100	150
$Y_f$	1,80	1,76	1,64	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

Обычно расчетное напряжение изгиба червячных колес, размеры которых определены из расчета на контактную прочность, оказывается ниже допускаемых.

#### 4.6. Проверочный расчет червячной передачи при кратковременных пиковых нагрузках

Производится путем сравнения максимальных контактных напряжений  $\sigma_{H\max}$  и изгибных напряжений  $\sigma_{F\max}$  с предельными допускаемыми напряжениями  $\sigma_{HP\max}$  и, соответственно,  $\sigma_{FP\max}$ .

Расчет по предельным контактным напряжениям на рабочих поверхностях зубьев червячного колеса:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2\max}}{T_2}} \leq \sigma_{HP\max}.$$

Здесь отношение  $T_{2\max}/T_2$  равно коэффициенту перегрузки (обычно задается в задании).

Величина допускаемого контактного напряжения при действии максимальной нагрузки определяется по формуле (таблица 4.2), а величина расчетного контактного напряжения  $\sigma_H$  может быть взята из проверочного расчета на контактную прочность.

Расчет по предельным напряжениям изгиба зубьев червячного колеса:

$$\sigma_{F\max} = \frac{\sigma_F \cdot T_{2\max}}{T_2} \leq \sigma_{FP\max}.$$

Здесь величина  $\sigma_{FP\max}$  также определяется по формуле (таблица 4.2), а величина расчетного напряжения изгиба берется из расчета зубьев червячного колеса на изгибную выносливость.

Если какое-нибудь из этих расчетных условий не будет выполнено, следует изменить размеры передачи и произвести повторный расчет.

## 4.7. Проверочный расчет червяка на жесткость

Определяем усилия, действующие в зацеплении червяка и червячного колеса:

- окружное усилие на червяке  $F_{t1} = 2T_1/d_1$ ;
- окружное усилие на колесе  $F_{t2} = 2T_2/d_2$ ;
- осевое усилие на червяке  $F_{a1} = -F_{t2}$ ;
- осевое усилие на колесе  $F_{a2} = -F_{t1}$ ;
- радиальное усилие в зацеплении  $F_{r1} = -F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha_W}{\cos\gamma}$ .

На рисунке 4.2 изображена схема сил, действующих в червячном зацеплении для случая совпадения направления вращения червяка (правое) и направления винтовой линии червяка (правое).

Расчет червяка на жесткость заключается в определении стрелы прогиба червяка  $f$  и сравнении ее с допускаемой величиной  $[f]$ . Червяк считается жестким при выполнении условия:

$$f \leq [f].$$

Прогиб вала червяка вызывается силой  $Q$ , которая является равнодействующей окружного  $F_{t1}$  и радиального  $F_{r1}$  усилий (рисунок 4.2):

$$Q = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}.$$

При определении прогиба вал червяка сложной конфигурации заменяют расчетной схемой (рисунок 4.2) в виде балки на шарнирных опорах, нагруженной в среднем сечении сосредоточенной силой  $Q$ . Прогиб  $f$  в среднем сечении такой балки определяется формулой

$$f = \frac{QL^3}{48EJ} = \frac{L^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EJ},$$

где  $E$  – модуль упругости материала червяка,  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$L$  – расстояние между опорами вала червяка, определяемое по результатам конструктивной разработки редуктора (при предварительной оценке прогиба червяка принимают  $L \approx d_{am2}$ ), мм.

Если при окончательном проектировании расстояние между опорами вала червяка, определенное по результатам конструктивной разработки корпуса редуктора, окажется

больше принятого по ориентировочной зависимости – необходимо провести уточненный расчет на жесткость при фактическом расстоянии между опорами вала червяка.

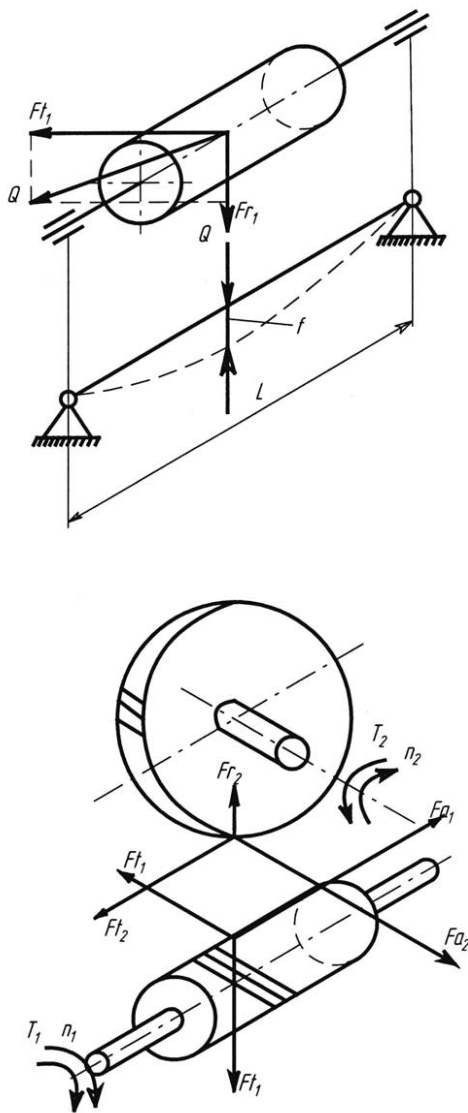


Рисунок 4.2 – Усилия, действующие в червячной передаче



$J$  – приведенный момент инерции поперечного сечения червяка с учетом жесткости витков, определяемый по формуле

$$J = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64 \cdot (0,375 + 0,625 \cdot d_{a1}/d_{f1})},$$

где  $d_{a1}$  и  $d_{f1}$  – диаметр вершин витков и диаметр впадин червяка, соответственно, мм;  $[f]$  – допускаемый прогиб червяка, определяемый по формуле, мм

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m.$$

Эффективным средством повышения жесткости вала червяка является уменьшение расстояния между опорами. К этому прежде всего следует прибегнуть при невыполнении условия жесткости.

#### 4.8. Тепловой расчет червячного редуктора

При установившемся режиме работы редуктора все выделяющееся тепло отдается через его стенки окружающему воздуху. Этому соответствует определенный перепад температур между маслом и окружающим воздухом. Тепловой расчет редуктора сводится к сравнению фактического перепада температур с допускаемым. Этому должен предшествовать уточненный расчет КПД редуктора, который производится по формуле

$$\eta = \frac{0,96 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где угол трения  $\varphi$  определяется в зависимости от фактической скорости скольжения  $V_{\text{ск}}$  по графику (рисунок 4.3). На графике кривыми обозначены верхние и нижние предельные значения угла трения  $\varphi$ . Средние значения  $\varphi$  при каждом заданном значении  $V_{\text{ск}}$  находятся в пределах заштрихованного поля между кривыми.

Значения  $\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q}$  и угла  $\gamma$  определены (п. 4.4). Числовой коэффициент 0,96 в формуле введен в связи с учетом потерь в опорах и на перемешивание масла.

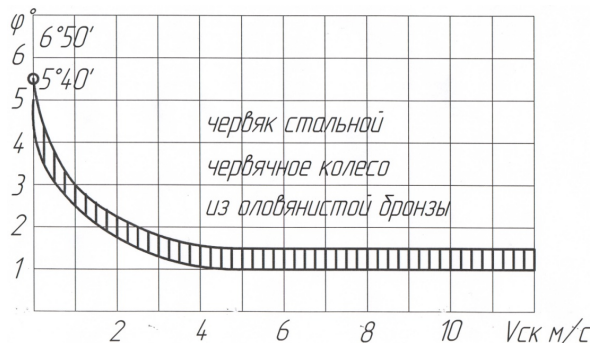


Рисунок 4.3 – Зависимость угла трения  $\varphi$  от скорости скольжения  $V_{ск}$  в червячной передаче

Условие работы редуктора без перегрева записывается в виде:

$$t_M = \frac{10^3 \cdot (1 - \eta) P_1}{k_T \cdot S(1 + \psi)} + t_B \leq [t_M] = 95^\circ \text{C},$$

где  $t_M$  и  $[t_M]$  – температура масла соответственно фактическая и допускаемая,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_B$  – температура окружающего воздуха,  $^\circ\text{C}$  (принимают  $t_B = 20^\circ\text{C}$ );

$P_1$  – мощность на валу червяка, кВт;

$\eta$  – фактический КПД редуктора, определенный ранее;

$k_T$  – коэффициент теплоотдачи,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$  (при отсутствии

искусственного охлаждения  $k_T = 9 \dots 7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ ;

$S$  – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора,  $\text{м}^2$ ;

$\psi$  – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса в металлическую плиту или раму, на которой установлен редуктор (принимают  $\psi = 0,25 \dots 0,3$ ).

При  $t_M > [t_M]$  прибегают к искусственному охлаждению с помощью вентилятора или к увеличению площади.

## 4.9. Пример расчета червячной передачи

Исходные данные:

передаточное число передачи:  $U = 8$ ;

число заходов червяка:  $Z_1 = 4$ ;

частота вращения на входном и выходном валах:  $n_1 = 732,5$ ,  
 $n_2 = 91,6$ ;

вращающие моменты на валах:  $T_1 = 221,3$  Н·м;  $T_2 = 1489,9$  Н·м;

коэффициент перегрузки  $K = 2$ ;

нагрузка постоянная, нереверсивная, срок службы передачи  
 $t = 20000$  ч.

### Предварительные расчеты

1. Выбор материалов для изготовления червяка и червячного колеса.

Приближенное значение скорости скольжения:

$$V_{ск} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 732,5 \cdot \sqrt[3]{1489,9} = 4,2 \text{ м/с}.$$

По экономическим соображениям в качестве материала зубчатого венца червячного колеса выбираем безоловянистую бронзу БрАЖ9 – 4Л при отливке в кокиль с характеристиками  $\sigma_B = 490$  МПа,  $\sigma_T = 184$  МПа. В паре с червячным колесом из твердой бронзы должен работать закаленный шлифованный червяк. Принимаем в качестве материала червяка сталь 40Х с поверхностной закалкой ТВЧ рабочих поверхностей витков до  $H = \text{HRC } 50...55$ .

2. Определение допускаемых напряжений:

- для расчета на контактную прочность.

Для безоловянистой бронзы при закаленном шлифованном червяке:

$$\sigma_{HP} = 300 - 25V_{ск} = 300 - 25 \cdot 4,04 = 195 \text{ МПа};$$

- для расчета на изгибную выносливость

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FO} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_u}},$$

где предел ограниченной изгибной выносливости при нереверсивной нагрузке:

$$\sigma_{FO} = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 184 + 0,08 \cdot 490 = 85,2 \text{ МПа};$$

$$N_{II} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 91,6 \cdot 20000 = 10,99 \cdot 10^7,$$

тогда:

$$\sigma_{FP} = 85,2 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{10,99 \cdot 10^7}} = 50,5 \text{ МПа};$$

- для расчета при пиковых нагрузках для безоловянистых бронз:

$$\begin{aligned} \sigma_{HPmax} &= 2 \sigma_T = 2 \cdot 184 = 368 \text{ МПа}; \\ \sigma_{FPmax} &= 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 184 = 147 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

### 3. Определение коэффициента нагрузки

Принимая для проектируемой передачи 7-ю степень точности, при  $V_{CK} = 4,2$  м/с  $K_V = 1,1$ ,  $K_B = 1$ .  $K = K_V \cdot K_B = 1,1$ .

### Проектный расчет передачи

Предварительное значение межосевого расстояния:

$$a_w = \left( \frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left( \frac{170}{[\sigma_H] \cdot \frac{Z_2}{q}} \right)^2 \cdot K \cdot T_2} = 5 \cdot \sqrt[3]{\left( \frac{170}{195 \cdot 4} \right)^2 \cdot 1,1 \cdot 1489,9 \cdot 10^3} = 214.$$

Здесь из условия достаточной жесткости червяка принято  $Z_2/q = 4$ .

По ГОСТ 2144–66 принимаем  $a_w = 250$  мм.

Число зубьев червячного колеса  $Z_2 = U \cdot Z_1 = 8 \cdot 4 = 32$ .

Осевой модуль передачи:

$$m = (1,4 \dots 1,7) \cdot a_w / Z_2 = (1,4 \dots 1,7) \cdot 250 / 32 = 10,94 \dots 13,28 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2144–66 принимаем  $m = 12,5$  мм.

Коэффициент диаметра червяка:

$$q = (2a_w - mZ_2) / m = \frac{500 - 12,5 \cdot 32}{12,5} = 8.$$

Полученное значение  $q = 8$  соответствует ГОСТ 2144–76. Поскольку корректировка величины  $q$  не потребовалась, значение межосевого расстояния  $a_w$ , принятое выше, изменения не претерпело, что и подтверждается расчетом:

$$a_w = m \cdot (q + Z_2) / 2 = 12,5 \cdot (8 + 32) / 2 = 250 \text{ мм}.$$

Полученное сочетание основных параметров передачи соответствует одному из вариантов.

### Определение геометрических параметров передачи

Геометрические параметры червяка:

- делительный диаметр  $d_1 = m \cdot q = 12,5 \cdot 8 = 100$  мм;
- диаметр вершин витков  $d_{a1} = d_1 + 2m = 100 + 2 \cdot 12,5 = 125$  мм;
- диаметр впадин  $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 100 - 2,4 \cdot 12,5 = 70$  мм;
- длина нарезной части червяка:

$$b_1 > (C_1 + C_2 Z_2) \cdot m = (12,5 + 0,09 \cdot 32) \cdot 12,5 = 192 \text{ мм};$$

- червяк шлифуемый, окончательно имеем:

$$b_1 > 192 + 3 \cdot 12,5 = 229,5$$

Окончательно принимаем  $b_1 = 230$  мм.

Геометрические параметры червячного колеса:

- делительный диаметр  $d_2 = m \cdot Z_2 = 12,5 \cdot 32 = 400$  мм;
- диаметр вершин зубьев  $d_{a2} = d_2 + 2m = 400 + 2 \cdot 12,5 = 425$  мм;
- диаметр впадин  $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 400 - 2,4 \cdot 12,5 = 370$  мм;
- ширина зубчатого венца  $b_2 < 0,67d_{a1} = 0,67 \cdot 125 = 83,75$  мм (принимаем  $b_2 = 83$ )

Фактическое значение скорости скольжения  $V_{ск}$  в зацеплении

$$V_{ск} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 732,5}{60 \cdot \cos 26,56} = 4285,7 \text{ мм/с} = 4,28 \text{ м/с},$$

здесь  $\gamma = \arctg Z_1/q = \arctg 4/8 = 26^\circ 33' 54''$

Поскольку фактическое значение  $V_{ск}$  практически совпало с принятым в начале расчета, в уточнении значений  $\sigma_{HP}$  и  $K$  нет необходимости.

### Проверочный расчет передачи на контактную прочность

$$\sigma_H = 170 \frac{q}{Z_2} \cdot \sqrt{\left( \frac{Z_2 + 1}{q} \right)^3 \frac{1}{a_w}} \cdot K \cdot T_2 = 170 \cdot \frac{8}{32} \cdot \sqrt{\left( \frac{5}{250} \right)^3} \cdot 1,1 \cdot 1489,9 = 173 \text{ МПа}.$$

Недогруженность передачи по контактным напряжениям:

$$\Delta\sigma = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 = \frac{195 - 173}{195} \cdot 100 = 11,3 \% < 15 \%.$$

Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгибную выносливость:

$$\sigma_F = \frac{1,54 \cdot y_F \cdot K \cdot T_2 \cdot \cos \gamma}{m^2 \cdot d_2 \cdot q} \leq \sigma_{FP}.$$

Эквивалентное число зубьев червячного колеса:

$$Z_V = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3 26,56} = 35,8.$$

Коэффициент формы зуба  $Y_F = 1,64$ .

$$\sigma_F = \frac{1,54 \cdot 1,64 \cdot 1,1 \cdot 1489,9 \cdot \cos 26,56 \cdot 10^3}{12,5^2 \cdot 400 \cdot 8} = 7,44 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 50,5 \text{ МПа}.$$

Проектируемая передача удовлетворяет условию изгибной выносливости.

### Проверочный расчет на жесткость

Усилия, действующие в червячном зацеплении:

- окружные:

$$F_{r1} = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 221,3/0,1 = 4426 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 1489,9/0,4 = 7450 \text{ Н};$$

- осевые:

$$F_{a1} = -F_{r1} = -4426 \text{ Н}; \quad F_{a2} = -F_{r2} = -7450 \text{ Н};$$

- радиальные:

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{r2} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma = 7450 \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 26^\circ 56' = 3031 \text{ Н}.$$

Прогиб червяка в среднем сечении:

$$f = \frac{Q \cdot L^3}{48 \cdot EI} \leq [f];$$

$$Q = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{4426^2 + 3031^2} = 5365 \text{ Н};$$

$$I = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64(0,375 + 0,625 \cdot d_{a1}/d_{f1})} = 79 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) m = (0,005 \dots 0,01) \cdot 12,5 = 0,0625 \dots 0,125 \text{ мм}.$$

Примем для предварительной оценки прогиба червяка

$$L \approx d_{am2} = 437 \text{ мм} \text{ и } E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа},$$

тогда:

$$f = \frac{5365 \cdot 437^3}{48 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 79 \cdot 10^4} = 0,055 < [f] = 0,0625 \dots 0,125 \text{ мм}.$$

Жесткость спроектированного червяка оказывается достаточной.

## Проверка на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}} \leq \sigma_{HP \max}.$$

Здесь отношение  $T_{2 \max}/T_2$  равно коэффициенту перегрузки (обычно задается в задании).

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{k} \leq \sigma_{HP \max};$$

$$\sigma_{H \max} = 173 \cdot \sqrt{2} = 244,65 < \sigma_{HP \max} = 2\sigma_T = 2 \cdot 184 = 368 \text{ МПа}.$$

Расчет по предельным напряжениям изгиба зубьев червячного колеса:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot T_{2 \max}/T_2 \leq \sigma_{FP \max}.$$

Здесь величина  $\sigma_{FP \max}$  также определяется по формуле, а величина расчетного напряжения изгиба берется из расчета зубьев червячного колеса на изгибную выносливость.

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot T_{2 \max}/T_2 = 7,44 \cdot 2 = 14,88 \leq \sigma_{FP \max} = 147,2 \text{ МПа}.$$

Если какое-нибудь из этих расчетных условий не будет выполнено, следует изменить размеры передачи и произвести повторный расчет.

## Тепловой расчет червячного редуктора

При установившемся режиме работы редуктора все выделяющееся тепло должно отдаваться через его стенки в окружающую среду. Расчетная формула для расчета червячной передачи на нагрев, полученная из уравнения теплового баланса, т. е. из равенства теплоты, выделяемой в передаче, теплоте, отводимой в окружающую среду, имеет вид:

$$t_M^{\circ} = \frac{465N(1-\eta) \cdot \varphi_0}{K_t \cdot S} + t_B^{\circ} \leq t_{MP}^{\circ},$$

где  $N$  – подводимая мощность, кВт;

$\eta$  – КПД червячной передачи;

$S$  – площадь поверхности охлаждения корпуса передачи, м<sup>2</sup>;

$K_t$  – коэффициент, учитывающий число килокалорий, отводимых с 1 м<sup>2</sup> поверхности корпуса в течение 1 часа при разности температур в 1°. Коэффициент  $K_t$  принимаем для

передач, предназначенных для работы в помещениях с интенсивной циркуляцией или на открытом воздухе, –12–15;

$\varphi_0$  – коэффициент, учитывающий фактическое время работы передачи в течение 1 часа. Коэффициент  $\varphi_0$  при непрерывной работе передачи принимается равным 1;

$t_M^\circ$  – температура масла, °С;

$t_B^\circ$  – температура окружающей среды (воздуха), °С. Температура окружающей среды (воздуха)  $t_B^\circ$  обычно принимается 20 °С;

$t_{MP}^\circ$  – допускаемая температура масла, °С. Допускаемая температура масла  $t_{MP}^\circ = 80...90^\circ\text{C}$  – при нижнем расположении червяка.

Площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора  $S$  определяется после проектирования передачи (редуктора). Для проведения предварительного расчета передачи на нагрев площадь поверхности охлаждения корпуса можно ориентировочно определить по следующей формуле:

$$S \approx 20 \cdot a_W^2 + K_p S_p = 20 \cdot 0,25^2 + 1 = 2,25 \text{ м}^2,$$

где  $a_W$  – межосевое расстояние червячной передачи, м;

$S_p$  – площадь поверхности ребер корпуса редуктора;

$K_p$  – коэффициент эффективности ребер (при вертикальном расположении ребер  $K_p = 1$ ).

Если после окончательного проектирования корпуса редуктора (червячной передачи) фактическая площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора  $S$  окажется меньше рассчитанной по ориентировочной формуле, необходимо провести расчет на нагрев по фактической площади охлаждения.

Уточненное значение КПД передачи (редуктора):

$$\eta = 0,96 \text{tg} \gamma / \text{tg}(\gamma + \varphi) = 0,96 \text{tg} 26,5^\circ / \text{tg}(26,5^\circ + 1,5^\circ) = 0,898,$$

где угол трения  $\varphi$  определяется в зависимости от фактической скорости скольжения  $V_{\text{скф}} = 1,5^\circ$ .

Значения  $\text{tg} \gamma = Z_1/q$  и угла  $\gamma$  определены выше:

$$\gamma = \arctg Z_1/q = \arctg 4/8 = 26^\circ 33' 54''.$$

Числовой коэффициент 0,96 в формуле введен для учета потерь в опорах и на перемешивание масла.



Подводимая мощность

$$N = n_1 \cdot T_1 / 9550 = 732,5 \cdot 221,3 / 9550 = 16,9 \text{ кВт.}$$

$$t_M^o = \frac{465 \cdot 16,9(1 - 0,898) \cdot 1}{15 \cdot 2,25} + 20 = 43,7^\circ \leq t_{MP}^o.$$

Если условие  $t_M^o \leq t_{MP}^o$  выполняется, то передача (редуктор) будет работать без перегрева, а расчет на этом закончится.

## 5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

### 5.1. Общие положения

1. Термины и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, взяты из ГОСТ 16530 и 16531.

2. Основные термины и определения, относящиеся к прочности зубчатых передач, приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Основные термины и определения

Термин	Определение
Нагрузочная способность зубчатой передачи	Нагрузка, которую может безотказно передавать зубчатая передача в течение заданного срока службы при заданных режимах нагружения и условиях эксплуатации
Контактная прочность активных поверхностей зубьев	Способность активных поверхностей зубьев обеспечивать требуемую безопасность против прогрессирующего усталостного выкрашивания, а также предотвращение остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя
Прочность зубьев при изгибе	Способность зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного или хрупкого излома зуба, а также его остаточной деформации

3. Приняты следующие основные буквенные обозначения расчетных параметров:

$F_t$  – окружная сила на делительном диаметре в торцовом сечении, Н;

$K$  – коэффициент, учитывающий отдельные факторы на расчетную нагрузку;

$S$  – коэффициент запаса прочности;

$T$  – расчетная нагрузка (вращающий момент), Нм;

$\omega$  – удельная окружная сила, Н/мм;

$Y$  – коэффициент, учитывающий влияние отдельных факторов при расчете изгибной прочности;

$Z$  – то же, при расчете контактной прочности;

$\sigma$  – напряжение, МПа.

4. Приняты следующие основные и дополнительные индексы для буквенных обозначений расчетных параметров:

$F$  – относящийся к изгибной прочности;

$H$  – относящийся к контактной прочности;

$P$  – дополнительный индекс, относящийся к допусжаемому напряжению;

1 – относящийся к шестерне;

2 – относящийся к колесу.

Отсутствие цифрового индекса означает отношение к любому зубчатому колесу передачи.

## **5.2. Выбор материалов для изготовления зубчатых колес**

Заготовки зубчатых колес могут быть получены ковкой, штамповкой и литьем. Существуют также сборные конструкции зубчатых колес.

При выборе материала зубчатых колес необходимо учесть следующие факторы:

1) передаваемая мощность;

2) условия работы передачи;

3) требования технологии;

4) оборудование, на котором будут производиться зубчатые колеса;

5) стоимость материала;

6) доступность материала;

7) обрабатываемость;

8) возможность осуществления термической (ТО) или химико-термической обработки (ХТО);

9) назначение передачи и др.

Для изготовления зубчатых колес в основном применяются конструкционные или легированные стали, чугуны, не-

металлические материалы и сплавы цветных металлов. Стали отличаются содержанием углерода. Их можно подвергнуть ТО или ХТО. При содержании углерода  $C > 0,35 \%$  ТО – улучшение, нормализация. Твердость  $HV < 350$ . Объемной и поверхностной закалке подвергаются стали с содержанием углерода  $0,4...0,5 \%$ , например, стали марок 45, 50, 50Г, 40Х, 40ХН, 45ХН, 40ХН4А и др. Твердость при закалке  $40...50 HRC$ .

Стали с ТО – улучшение, нормализация, закалка (объемная) – имеют однородную структуру. При применении поверхностной закалки и ХТО всех видов имеем неоднородную структуру материалов с поверхностным упрочнением.

Для колес с твердостью активных поверхностей зубьев  $HV > 350$  используется сталь марок 40, 45, 50, 50Г, 35Х, 40Х, 45Х, 40ХН, 45ХН, 35ХМА, 30ХН3А, 35ХМ и др.

Материал колес может быть подвергнут ХТО: цементации, азотированию, цианированию.

Цементация зубьев с последующей закалкой дает высокую твердость поверхностей зубьев – до  $55...63 HRC$  при достаточно мягкой сердцевине. При этом используются стали с содержанием углерода  $0,12...0,3 \%$  следующих марок: 15, 20, 15Х, 20ХР, 12ХН3, 12Х2Н4А, 12ХН3А, 20ХН3А, 18НГТ, 18ХНВА, 18ХН3А, 18ХФ и др. После цементации необходимо применять доводочные операции, например шлифование.

Цианирование также дает высокую поверхностную твердость ( $60...63 HRC$ ), но получаемый твердый слой имеет небольшую толщину. Применяются стали марок 20Х, 35Х, 40Х, 30ХГТ, 20ХГТ и др. Цианирование является финишной операцией.

Азотирование обеспечивает высокую поверхностную твердость, но полученный твердый слой имеет небольшую толщину, что делает опасным подслоиные разрушения. Азотирование является также финишной операцией. Для азотированных зубчатых колес обычно применяются стали марок 38ХМЮА, 35ХЮА, 38ХВФЮ, 30ХН2МФА, 45Х2Н2МФЮА и др.

Чугуны обладают хорошими литейными качествами и являются наиболее дешевым материалом. Колеса, выполненные из чугуна, хорошо обрабатываются и прирабатываются,

поэтому шум, возникающий при работе передачи, меньше, чем у передач со стальными колесами. Для открытых передач при спокойном режиме работы применяется серый чугун СЧ 18-36 и СЧ 21-40. При окружных скоростях до 4...5 м/с рекомендуется применять модифицированный чугун марок СЧ 28-48 и СЧ 32-52, а также высокопрочный чугун марок ВЧ 45-5 и ВЧ 40-10.

Для изготовления зубчатых колес используются неметаллические материалы. Данный вид материалов применяется в малонагруженных, скоростных передачах и изделиях бытовой техники.

### 5.3. Проектировочный расчет

#### 5.3.1. Проектировочный расчет на контактную выносливость

По заданию, исходя из указанных выше факторов, выбираем материалы и термообработку зубчатых колес.

Выбор материалов и способов термообработки зубчатых колес в учебном проектировании при выполнении курсового проекта рекомендуется производить в зависимости от заданной мощности на выходе ( $N_{\text{вых}}$ ).

1. Если  $N_{\text{вых}} < 4$  кВт.

Материал зубчатых колес – сталь 45, 40Х.

Термообработка:

- шестерни – улучшение, нормализация, твердость

$$H_1 = (269...262) \text{ НВ};$$

- колеса – улучшение, нормализация, твердость

$$H_2 = (235...262) \text{ НВ}.$$

2. Если  $N_{\text{вых}} = 4...8$  кВт.

Материал зубчатых колес – сталь 40Х, 40ХН.

Термообработка:

- шестерни – закалка, твердость  $H_1 = (40...60) \text{ HRC}$ ;
- колеса – улучшение, твердость  $H_2 = (269...302) \text{ НВ}$ .

3. Если  $N_{\text{вых}} = 8...15$  кВт.

Материал зубчатых колес – сталь 40Х, 40ХН.

Термообработка:

- шестерни и колеса – закалка, твердость  $H_1 = H_2 (40...60)$  HRC.

4. Если  $N_{\text{вых}} > 15$  кВт.

Материал зубчатых колес – сталь 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А, 8ХГГ, 25ХГНМ.

Термообработка:

- шестерни и колеса – цементация, твердость  $H_1 = H_2 (54...64)$  HRC;
- колеса – нитроцементация, азотирование, твердость  $H_1 = H_2 (550...750)$  HV.

*Примечание.* Соотношения между числами твердости, определенной различными методами, приведены в прил. 1.

Минимальное число зубьев зубчатых колес, выполненных без смещения, для предотвращения подрезания принимается равным  $z_{\text{min}} = 17$ . Выбираем коэффициент ширины зуба:

$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$  из ряда 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25, придерживаясь следующих рекомендаций.

Расположение колес относительно опор	$\psi_{ba}$
Симметричное	0,4...0,5
Несимметричное	0,315...0,4
Консольное	0,2...0,25

Коэффициент ширины зуба по диаметру определяем по формуле

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1). \quad (5.1)$$

Полученное значение можно уточнить.

Твердость материалов зубчатых колес	Расположение колес относительно опор	$\psi_{bd}$
$H_1 \leq \text{HB } 350$ и $H_2 \leq \text{HB } 350$ или $H_2 \geq \text{HB } 350$	При симметричном	0,8...1,4
	При несимметричном	0,6...1,2
	При консольном	0,3...0,4

Н <sub>1</sub> > НВ 350 и Н <sub>2</sub> > НВ 350	При симметричном	0,4...0,9
	При несимметричном	0,3...0,6
	При консольном	0,2...0,25

Расчет на контактную выносливость зубьев служит для предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев. Но следует отметить, что после проекторочного расчета необходимо выполнить уточненные проверочные расчеты.

Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле, мм:

$$a_{\omega} = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (5.2)$$

где «+» – для внешнего зацепления, «-» – для внутреннего зацепления;

$K_a$  – вспомогательный коэффициент;

$T_{2H}$  – вращающий момент на валу колеса, Нм;

$u$  – передаточное число;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зуба;

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Вспомогательный коэффициент  $K_a$  принимают по таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Значения коэффициента  $K_a$

Вид колес	$K_a$						
	Материалы шестерни и колеса						
	Сталь – сталь	Сталь – чугун	Сталь – бронза	Чугун – чугун	Тексто- лит – сталь	ДСП – сталь	Полиамид (капрон) сталь
Прямозубые	495	445	430	415	200	225	155
Косозубые и шевронные	430	390	375	360	170	195	135

Коэффициент  $K_{HP}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев по графику (рисунок 5.1).

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$  определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле, МПа:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X, \quad (5.3)$$

где  $\sigma_{Hlimb}$  – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

$S_H$  – коэффициент запаса прочности;

$Z_N$  – коэффициент долговечности;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_v$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость;

$Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;

$Z_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

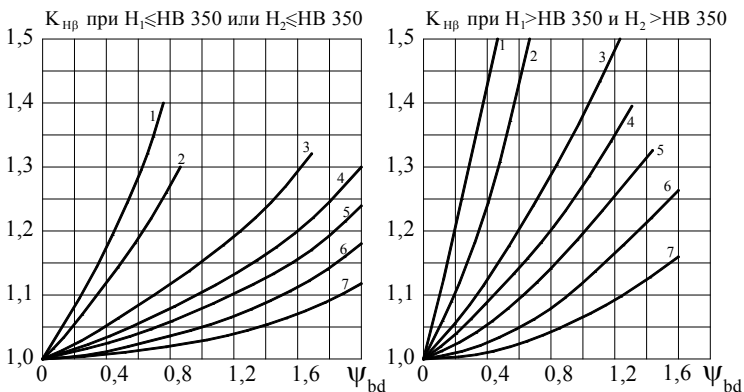
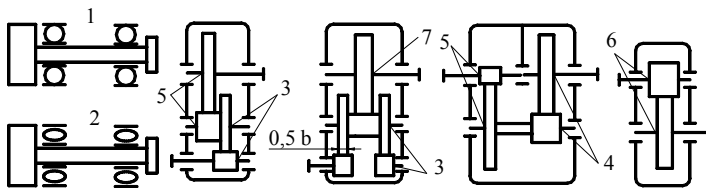


Рисунок 5.1 – График определения коэффициента  $K_{HP}$



В проектировочном расчете  $Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X = 0,9$ .

В качестве допускаемого контактного напряжения  $\sigma_{HP}$  для прямозубой передачи при проектировочном расчете принимают допускаемое напряжение того зубчатого колеса (шестерни или колеса), для которого оно меньше.

В качестве допускаемого контактного напряжения  $\sigma_{HP}$  для косозубой и шевронной передачи при проектировочном расчете принимают условное допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле  $\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2})$ .

При этом должно выполняться условие

$$\sigma_{HP} < 1,23\sigma_{HPmin},$$

где  $\sigma_{HPmin}$  – меньшее из значений  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ . В противном случае принимают  $\sigma_{HP} = 1,23 \cdot \sigma_{HPmin}$ .

Предел контактной выносливости  $\sigma_{Hlimb}$ , соответствующий базовому числу циклов напряжений, принимают по таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Предел контактной выносливости при базовом числе циклов  $\sigma_{Hlimb}$

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	Формула для расчета значений $\sigma_{Hlimb}$
Отжиг, нормализация или улучшение	Менее HB 350	Углеродистая и легированная	$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot H_{HB} + 70$
Объемная и поверхностная закалка	HRC 38...50		$\sigma_{Hlimb} = 17 \cdot H_{HRC} + 200$
Цементация и нитроцементация	Более HRC 56	Легированная	$\sigma_{Hlimb} = 23 \cdot H_{HRC}$
Азотирование	HV 550...750		$\sigma_{Hlimb} = 1050$

При отсутствии необходимых фактических данных можно применить следующие минимальные коэффициенты запаса прочности  $S_H$ :

- для зубчатых колес, выполненных из материала однородной структуры, принимаем  $S_{H\min} = 1,1$ ;
- для колес с поверхностным упрочнением зубьев  $S_{H\min} = 1,2$ ;
- для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значения минимальных коэффициентов запасов прочности следует увеличить до  $S_{H\min} = 1,25$  и  $S_{H\min} = 1,35$  соответственно.

Коэффициент долговечности  $Z_N$  принимают в зависимости от отношения суммарного и базового числа циклов перемены напряжений в зубьях  $N_K/N_{H\lim}$  по графику (рисунок 5.4) или по следующим формулам:

– при  $N_K \leq N_{H\lim}$ , но не более 2,6 для однородной структуры материала и 1,8 для поверхностного упрочнения

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}};$$

– при  $N_K > N_{H\lim}$ , но не менее 0,75 (при использовании метода эквивалентных циклов вместо  $N_K$  подставляют  $N_{HE}$ )

$$Z_N = 20 \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}},$$

где  $N_{H\lim}$  – базовое число циклов перемены напряжений;

$N_K$  – суммарное число циклов перемены напряжений;

$N_{HE}$  – эквивалентное число циклов перемены напряжений.

Суммарное число циклов перемены напряжений  $N_K$  при постоянной нагрузке определяется следующим образом:

$$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot t, \quad (5.4)$$

где  $c$  – число зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом;

$n$  – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса, об/мин;

$t$  – срок службы передачи, в часах.

Если не задано конкретное число часов работы передачи, а задан срок работы передачи в годах, то  $t$  определяется по формуле

$$t = L \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}, \quad (5.5)$$

где  $L$  – срок службы в годах;  $K_{год}$ ,  $K_{сут}$  – коэффициенты использования передачи в течение года и суток соответственно.

При нагрузках, изменяющихся во времени, вместо  $N_K$  используется эквивалентное число циклов перемены напряжений  $N_{не}$ .

$N_{HE}$  можно определить по формуле  $N_{HE} = \mu_H \cdot N_{Hlim}$ , где коэффициент  $\mu_H$  учитывает характер циклограммы нагружения. Для упрощенных расчетов можно учитывать только ту часть циклограммы, в которой число циклов нагрузки не более  $2 \cdot N_{Hlim}$ .

При этом для ступенчатой циклограммы (рисунок 5.2):

$$\mu_H = \sum_i \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 \frac{N_{ci}}{N_{Hlim}}. \quad (5.6)$$

При плавном характере циклограммы:

$$\mu_H = \int_{T_{1min}}^{T_{1max}} \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 d \left( \frac{N_c}{N_{Hlim}} \right). \quad (5.7)$$

При уточненных расчетах для постоянной частоты вращения и невысоких значений динамической добавки при  $N_K \leq N_{Hlim}$  коэффициент  $\mu_H$  определяют по формуле

$$\mu_H = \sum_{i=1}^{i_n} \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 \frac{N_{ci}}{N_{Hlim}}, \quad (5.8)$$

где  $i_n$  – полное число ступеней нагрузки в циклограмме.

Допускается приведение реальной циклограммы к одному из типовых режимов нагружения. При этом эквивалентное число циклов находится по формуле

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_K \left( \frac{T_{max}}{N_H} \right)^3, \quad (5.9)$$

где значения коэффициента  $\mu_H$  для различных режимов нагружения приведены ниже.

Режим нагружения	$\mu_H$
Тяжелый	0,466
Средний равновероятный	0,250
Средний нормальный	0,185
Легкий	0,060

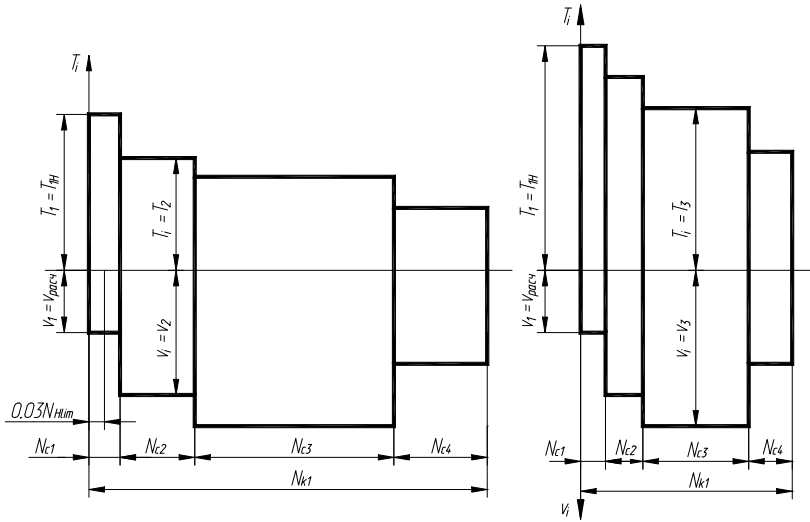


Рисунок 5.2 – Циклограммы моментов и скоростей в зацеплениях для шестерни и колеса

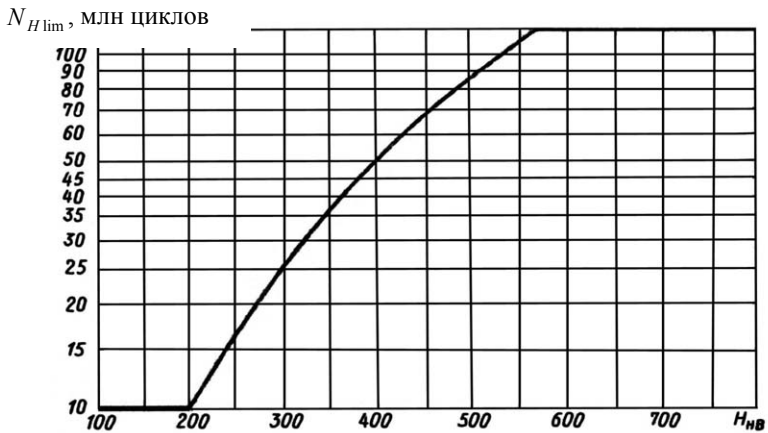


Рисунок 5.3 – График для определения базового числа циклов перемены напряжений  $N_{Hlim}$

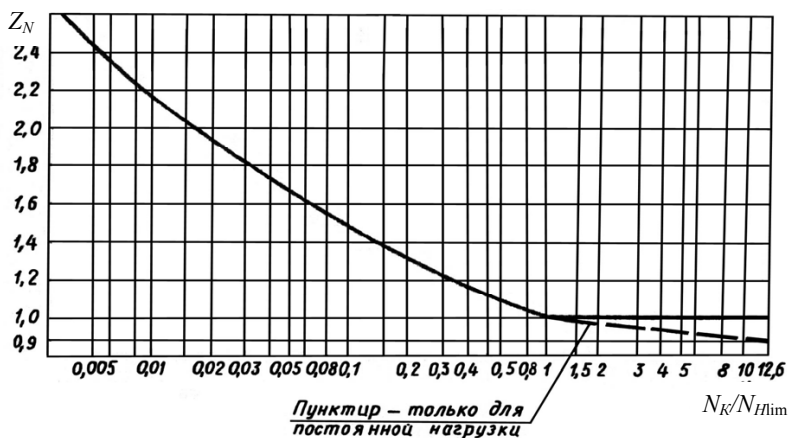


Рисунок 5.4 – График для определения коэффициента  $Z_N$

Базовое число циклов перемены напряжений  $N_{Hlim}$  определяется по графику (рисунок 5.3) или по формуле

$$N_{Hlim} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6. \quad (5.10)$$

Используя все найденные параметры, определяют межосевое расстояние. Полученное межосевое расстояние при необходимости округляется до стандартного значения:

Ряд 1 – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400;

Ряд 2 – 71, 90, 112, 140, 180, 225, 280, 355, 450.

Значения первого ряда следует предпочитать значениям второго.

### 5.3.2. Проектировочный расчет на изгибную выносливость

Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров и не может заменить проведение проверочного расчета на выносливость зубьев при изгибе.

Исходными данными для проектировочного расчета являются:

- циклограмма нагружения;
- параметр  $\psi_{bd} = \frac{b_\omega}{d_\omega}$  (п. 5.3.1) или межосевое расстояние  $a_\omega$ ;
- число зубьев шестерни  $z_1$ ;

- угол наклона зуба ( $\beta = 0$  или  $\beta \neq 0$ );
- коэффициент осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta > 1$  или  $\varepsilon_\beta \leq 1$ ;
- способ термической или химико-термической обработки и твердость рабочих поверхностей зубьев.

**Расчет производится для шестерни.**

Ориентировочное значение модуля  $m$  при заданном параметре  $\psi_{bd}$  вычисляются по формуле, мм

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{1F} \cdot K_{F\beta}}{u \cdot z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}} Y_{FS1}}, \quad (5.11)$$

где  $K_m$  – вспомогательный коэффициент (для прямозубых передач  $K_m = 14$ ; для косозубых и шевронных передач при ( $\varepsilon_\beta > 1$ )  $K_m = 11,2$ ; для косозубых ( $\varepsilon_\beta \leq 1$ ) передач  $K_m = 12,5$ );

$T_{1F}$  – вращающий момент на валу шестерни, Нм;

$u$  – передаточное число передачи;

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

$z_1$  – число зубьев шестерни;

$\psi_{bd}$  – коэффициент ширины зуба по диаметру;

$\sigma_{FP1}$  – допускаемое изгибное напряжение, МПа;

$Y_{FS1}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба.

Ориентировочное значение модуля  $m$  при заданном межосевом расстоянии  $a_\omega$  вычисляются по формуле, мм

$$m = K_{ma} \frac{T_{1F}(u+1)Y_{FS1}}{u \cdot a_\omega \cdot b_\omega \cdot \sigma_{FP1}}, \quad (5.12)$$

где  $K_{ma}$  – вспомогательный коэффициент (для прямозубых передач  $K_{ma} = 1400$ ; для косозубых передач при ( $\varepsilon_\beta \leq 1$ )  $K_{ma} = 1100$ ; для косозубых и шевронных передач при ( $\varepsilon_\beta > 1$ )  $K_{ma} = 850$ );

$b_\omega$  – рабочая ширина зацепления зубчатой передачи, мм.

Коэффициент  $K_{F\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев по графику (рисунок 5.5).

Допускаемое изгибное напряжение  $\sigma_{FP}$  определяют по формуле, МПа

$$\sigma_{FP} = 0,4 \cdot \sigma_{F\text{limb}}^0 \cdot Y_N, \quad (5.13)$$

где  $\sigma_{F\text{limb}}^0$  – базовый предел выносливости зубьев, определяемый в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по приложению 2.

Коэффициент долговечности  $Y_N$  определяют по формуле

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F\text{lim}}}{N_K}}, \text{ но не менее } 1, \quad (5.14)$$

где  $q_F$  – показатель степени;

$N_{F\text{lim}}$  – базовое число циклов перемены напряжений;

$N_K$  – суммарное число циклов перемены напряжений (при использовании метода эквивалентных циклов вместо  $N_K$  подставляют  $N_{FE}$ ).

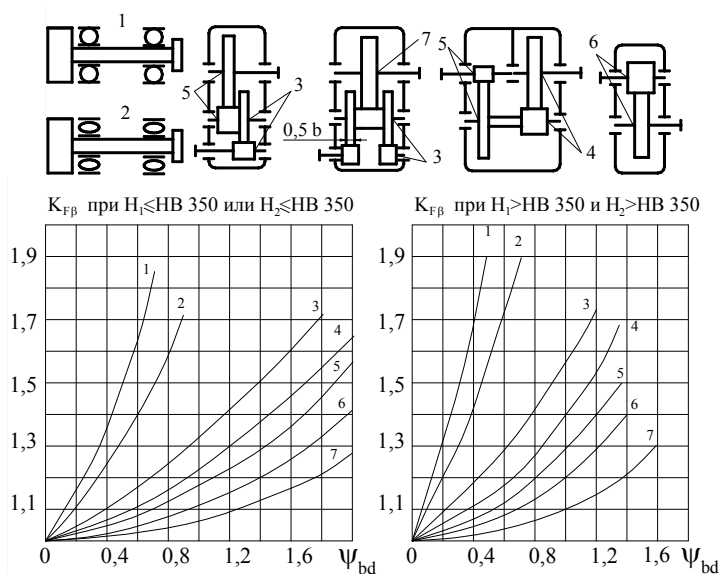


Рисунок 5.5 – График для определения коэффициента  $K_{FB}$

Для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки их зубьев,  $q_F = 6$ .

Для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью  $q_F = 9$ .

Максимальные значения  $Y_N$ :

$$Y_{N_{\max}} = 4 \text{ при } q_F = 6;$$

$$Y_{N_{\max}} = 2,5 \text{ при } q_F = 9.$$

Базовое число циклов нагружения принимают  $N_{F_{\lim}} = 4 \cdot 10^6$  циклов. Под базовым числом циклов нагружения понимают число циклов, соответствующее на диаграмме усталости перепада наклонного участка кривой усталости в горизонтальный участок или участок с очень малым наклоном к оси циклов.

Суммарное число циклов перемены напряжений  $N_K$  определяется аналогично, как в п. 5.3.1.

При нагрузках, изменяющихся во времени, вместо  $N_K$  используется эквивалентное число циклов перемены напряжений  $N_{FE}$ .

При ступенчатой циклограмме нагружения  $N_{FE}$  (рисунок 5.2) определяется по формуле

$$N_{FE} = \sum \left\{ \left[ \frac{T_{li} + v_F T_{1F}}{T_{1F} (1 + v_F)} \right]^{m_F} \frac{N_{ci}}{N_{F_{\lim}}} \right\}, \quad (5.15)$$

где  $v_F = T_{1F} / T_{1\max}$ .

В случае когда  $v_F < 0,1$ , следует принимать  $v_F = 0$ . При определении  $N_{FE}$  можно исключать нагрузки, которым соответствуют напряжения  $\sigma_{F_i}$  меньшие, чем  $0,7\sigma_{F_{\lim b}}^0$ .

При плавном характере циклограммы нагружения  $N_{FE}$  определяется по формуле

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \int_{T_{\min}}^{T_{\max}} \left[ \frac{T_{li} + v_F T_{1F}}{T_{1F} (1 + v_F)} \right]^{m_F} d(N_{ci} / N_{F_{\lim}}). \quad (5.16)$$

При такой циклограмме нагружения допускается приведение ее к одному из типовых режимов нагружения. При этом эквивалентное число циклов определяется по формуле

$$N_{FE} = \mu_{m_F} N_{\Sigma} (T_{1\max} / T_{1F})^{m_F},$$

где значения  $\mu_{m_F}$  при  $m_F = 6$  и  $m_F = 9$  ( $\mu_6$  и  $\mu_9$ ) приведены в таблице 5.4.



Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, принимают по кривым (рисунок 5.6) в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_v$  и коэффициента смещения или приближенно по формуле

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{x}{z_v} + 0,092x^2, \quad (5.17)$$

где  $z_v = z / \cos^3 \beta$ ;

$x$  – коэффициент смещения, мм.

Таблица 5.4 – Значения  $\mu_6$  и  $\mu_9$

Режим нагружения	$\mu_6$	$\mu_9$
Тяжелый	0,270	0,175
Средний равновероятный	0,143	0,100
Средний нормальный	0,072	0,042
Легкий	0,020	0,019

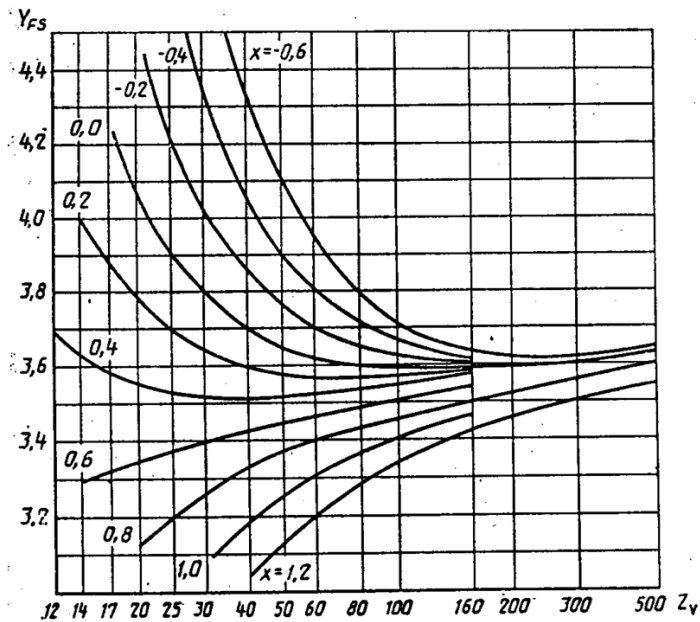


Рисунок 5.6 – График определения коэффициента  $Y_{FS}$

Для зубчатых колес, изготовленных с применением червячной фрезы или зубострогальной гребенки с протуберанцем, коэффициент  $Y_{FS}$  принимают по кривым (рис. 5.7) в зависимости от  $z_v$  и коэффициента смещения или приближенно по формуле

$$Y_{FS} = 3,61 + 0,53x^2 + \frac{25,3}{z_v} - 37,6 \frac{x}{z_v}. \quad (5.18)$$

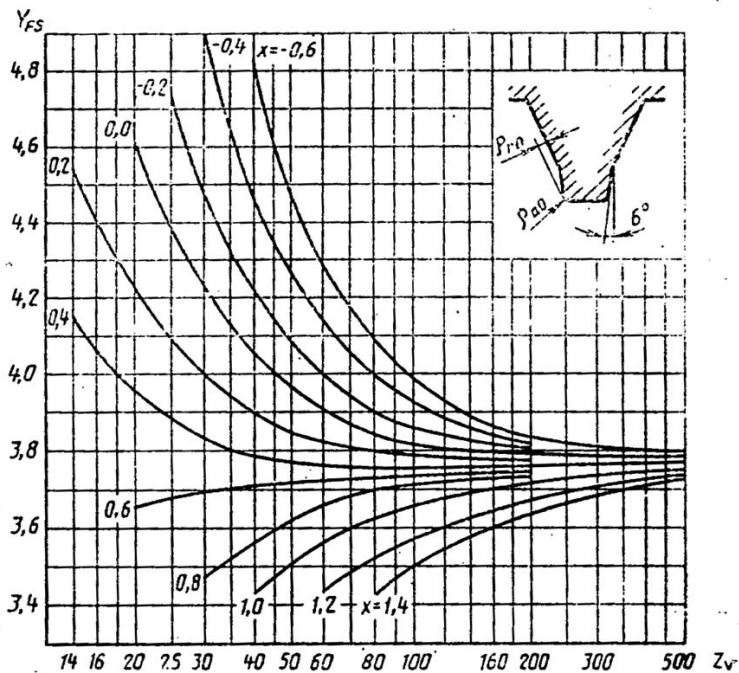


Рисунок 5.7 – График определения коэффициента  $Y_{FS}$  для зубьев, изготовленных инструментом с протуберанцем

Формулы (5.17) и (5.18) не учитывают влияния шлифовочных ступенек, которые могут привести к значительному увеличению концентрации напряжений.

*Примечание.* Для реверсивных зубчатых передач  $\sigma_{FP}$  уменьшить на 25 %.

### 5.3.3. Проектирование передачи

1. Ориентировочно значение модуля при проектировочном расчете зубчатых передач можно принять, мм:

- при твердости  $H \leq 350 \text{ HB}$

$$m = (0,01...0,02)a_w;$$

- при твердости  $H \geq 45 \text{ HRC}_s$

$$m = (0,016...0,0315)a_w. \quad (5.19)$$

По ГОСТ 9563–80 принимают стандартный нормальный модуль:

РЯД 1 – 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16;

РЯД 2 – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14.

Значения первого ряда следует предпочитать значениям второго.

2. Определяется суммарное число зубьев и число зубьев шестерни и колеса:

- предварительно принимают угол наклона зубьев  $\beta = 8...18^\circ$  и определяют суммарное  $z_c$  число зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ :

$$z_c = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta / m; \quad (5.20)$$

$$z_1 = z_c / (1 + u); \quad (5.21)$$

- полученные значения чисел зубьев округляем до целого числа:

$$z_2 = z_c - z_1. \quad (5.22)$$

3. Определяется действительное передаточное число и его погрешность:

$$u_d = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{u - u_d}{u_d} 100\% \leq 3\%. \quad (5.23)$$

Погрешность передаточного числа не должна превышать 3 %.

4. Уточняем значение угла  $\beta$ :

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot a_w}, \quad \beta = \arccos(\cos(\beta)). \quad (5.24)$$

Значение угла наклона зубьев необходимо вычислять с точностью до секунд.

5. Далее определяются основные размеры шестерни и колеса.

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m}{\cos\beta} \cdot z_1; \quad d_2 = \frac{m}{\cos\beta} \cdot z_2. \quad (5.25)$$

6. Проверку полученных диаметров можно провести с помощью формулы

$$a_{\omega} = (d_1 + d_2)/2. \quad (5.26)$$

Проверкой должно быть установлено, что межосевое расстояние сходится со значением, принятым ранее.

7. Диаметры вершин зубьев определяются по формуле

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (x_1 + 1); \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (x_2 + 1); \quad (5.27)$$

диаметры впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m \cdot (x_1 + 1); \quad d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m \cdot (x_2 + 1), \quad (5.28)$$

где  $x$  – коэффициент смещения, мм.

8. Ширина колеса определяется по формуле, мм

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega}. \quad (5.29)$$

Полученное значение ширины колеса округляем до нормального линейного размера.

9. Ширина шестерни определяется по формуле, мм

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10). \quad (5.30)$$

Полученное значение ширины округляем до нормального линейного размера.

10. Определим окружную скорость зубчатых колес по формуле, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}. \quad (5.31)$$

11. По окружной скорости колес с учетом рекомендаций назначают степень точности зубчатых колес (таблица 5.5).

Таблица 5.5 – Нормы точности зубчатых колес

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Окружная скорость, м/с	
	Прямые зубья	Непрямые зубья
5 и выше	>15	>30
6	≤ 15	≤ 30
7	≤ 10	≤ 15
8	≤ 6	≤ 10
9	≤ 2	≤ 4

## 5.4. Проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

### 5.4.1. Определение расчетного контактного напряжения

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением, действующим в полюсе зацепления расчетного и допускаемого контактного напряжений:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}, \quad (5.42)$$

где  $K_H$  – коэффициент нагрузки;

$\sigma_{H0}$  – контактное напряжение в полюсе зацепления при  $K_H = 1$ .

Контактное напряжение в полюсе зацепления при  $K_H = 1$  определяют следующим образом, МПа:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_\omega d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (5.43)$$

где «+» – для наружного зацепления, «-» – для внутреннего зацепления;

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

$Z_\epsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$F_{tH}$  – окружная сила на делительном цилиндре, Н;  
 $b_{\omega}$  – рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм;  
 $d_1$  – делительный диаметр шестерни, мм.

Коэффициент  $Z_H$ , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяется по кривым (рисунок 5.8) в зависимости от угла наклона зубьев и отношения суммы коэффициентов смещений к сумме чисел зубьев  $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$ , а также может быть найден с помощью таблицы 5.6 либо по формуле

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{t\omega}}}, \quad (5.44)$$

где  $\alpha_t$  – делительный угол профиля в торцевом сечении:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta};$$

$$\alpha_{t\omega} \text{ – угол зацепления: } \operatorname{inv} \alpha_{t\omega} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} 20^\circ;$$

$$\beta_b \text{ – основной угол наклона: } \beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos 20^\circ).$$

Таблица 5.6 – Значения коэффициента  $Z_H$

Угол наклона ли- нии зуба $\beta$ , град	Значения $Z_H$ при относительном смещении контура $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$											
	0,080	0,050	0,030	0,020	0,010	0,005	0	-0,005	-0,010	-0,015	-0,020	
0	1,48	1,52	1,58	1,62	1,68	1,71	1,76	1,83	1,93	2,14	–	
10	1,47	1,51	1,56	1,60	1,66	1,69	1,74	1,80	1,90	2,07	–	
15	1,46	1,50	1,55	1,58	1,63	1,67	1,71	1,77	1,86	2,00	2,35	
20	1,43	1,47	1,52	1,55	1,60	1,63	1,67	1,72	1,80	1,91	2,13	
25	1,42	1,45	1,49	1,52	1,57	1,59	1,62	1,67	1,73	1,81	1,97	
30	1,38	1,42	1,45	1,48	1,52	1,54	1,56	1,60	1,65	1,70	1,81	
35	1,35	1,37	1,40	1,42	1,46	1,48	1,50	1,53	1,56	1,60	1,66	
40	1,30	1,32	1,34	1,37	1,39	1,41	1,42	1,45	1,47	1,50	1,53	

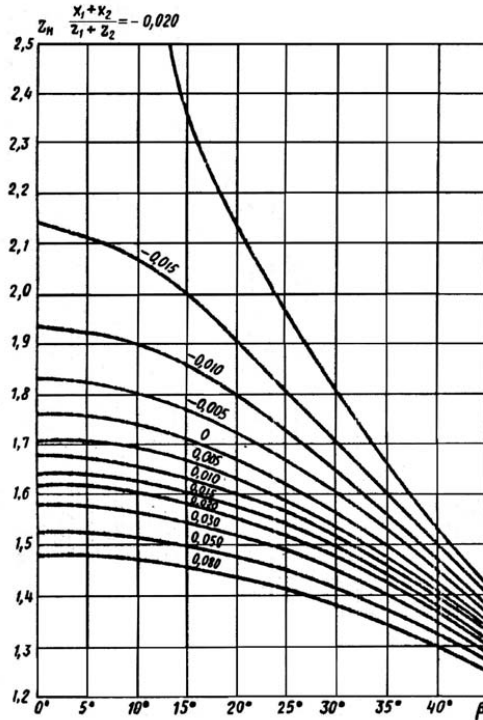


Рисунок 5.8 – График для нахождения коэффициента  $Z_H$

Коэффициент  $Z_E$ , учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, определяется по формуле

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (5.45)$$

где  $\nu$  – коэффициент Пуассона;

$E$  – модуль упругости материалов, МПа.

Для  $E_1 = E_2 = E$  и  $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$  принимают  $Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$ .

Для стали при  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа  $Z_E = 190$ .

Коэффициент  $Z_\epsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется следующим образом:

$$\begin{aligned}
 Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \text{ при } \varepsilon_\beta = 0; \\
 Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \text{ при } \varepsilon_\beta < 1; \\
 Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \text{ при } \varepsilon_\beta \geq 1,
 \end{aligned}
 \tag{5.46}$$

где  $\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцевого перекрытия:  $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}$ , где составляющие коэффициента торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \frac{z_1(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_{\omega})}{2\pi}; \quad \varepsilon_{\alpha 2} = \frac{z_2(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_{\omega})}{2\pi},$$

где  $\alpha_{a1(2)} = \arccos(d_{b1(2)} / d_{a1(2)})$ .

Для передач без смещений при  $\beta < 20^\circ$ :

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos\beta;$$

$\varepsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = b_\omega / p_x,$$

где  $p_x$  – осевой шаг:  $p_x = \pi \cdot m / \sin\beta$ .

Тогда  $\varepsilon_\beta = b_\omega \cdot \sin\beta / \pi \cdot m$ .

Коэффициент  $Z_\varepsilon$  также можно определить по графикам (рисунок 5.9).

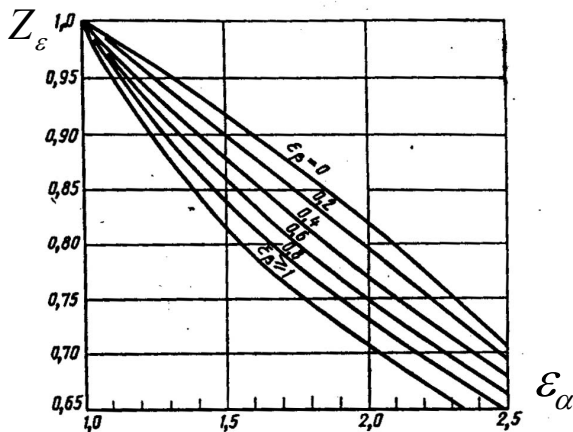


Рисунок 5.9 – График для нахождения коэффициента  $Z_\varepsilon$



Окружная сила на делительном цилиндре  $F_{тН}$  определяется по формуле

$$F_{тН} = 2000 \cdot T_{1Н} / d_1 = 2000 \cdot T_{2Н} / d_2, \quad (5.47)$$

где  $T_{1Н(2Н)}$  – вращающий момент на шестерне (колесе), Нм;  
 $d_{1(2)}$  – делительный диаметр шестерни (колеса), мм.

Коэффициент нагрузки  $K_H$  определяют по зависимости

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (5.48)$$

где  $K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба;

$K_{H\nu}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

Если в циклограмме учтены внешние динамические нагрузки, то коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку,  $K_A = 1$ . В противном случае при расчетах зубьев на усталостную прочность можно воспользоваться ориентировочными табличными данными (таблица 5.7), с учетом режимов нагружения (таблицы 5.8 и 5.9).

Таблица 5.7 – Коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на усталостную прочность  $K_A$

Режим нагружения двигателя	Режим нагружения ведомой машины			
	Равномерный	С малой неравномерностью	Со средней неравномерностью	Со значительной неравномерностью
Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00 и выше
Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25 и выше

*Примечания.*

1. Табличные значения равны отношению эквивалентных нагрузок к номинальным и распространяются на передачи, работающие вне резонансной области.

2. При наличии в приводе гидравлических и упругих муфт, демпфирующих колебания, табличные значения коэффициентов  $K_A$  могут быть уменьшены на 20–30 % при условии, что  $K_A \geq 1$ .

Таблица 5.8 – Характерные режимы нагружения двигателей

Режим нагружения	Вид двигателя
Равномерный	Электродвигатель; паровые и газовые турбины при стабильных режимах эксплуатации и небольших пусковых моментах
С малой неравномерностью	Гидравлические двигатели; паровые и газовые турбины при больших часто возникающих пусковых моментах
Со средней неравномерностью	Многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания
Со значительной неравномерностью	Одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания

Таблица 5.9 – Характерные режимы нагружения ведомых машин

Режим нагружения	Вид рабочей машины
Равномерный	Электрический генератор; равномерно работающие ленточные, пластинчатые конвейеры; легкие подъемники; упаковочные машины; вентиляторы; перемешивающие устройства и мешалки для веществ равномерной плотности; турбокомпрессоры; легкие центрифуги; механизмы с вращающимися деталями
С малой неравномерностью	Неравномерно работающие ленточные и пластинчатые транспортеры (для штучных грузов); шестеренчатые и ротационные насосы;

Режим нагружения	Вид рабочей машины
	главные приводы станков; тяжелые подъемники; механизмы с вращающимися деталями кранов; промышленные и рудничные вентиляторы; тяжелые центрифуги; перемешивающие устройства и мешалки для веществ с переменной плотностью; поршневые многоцилиндровые, струйные и дозировочные насосы; экструдеры; вращающиеся печи; станы холодной прокатки
Со средней неравномерностью	Экструдеры для резины; мешалки с прерывающимся процессом для резины и пластмасс; легкие шаровые мельницы; деревообрабатывающие станки (пилы, токарные); одноцилиндровые поршневые насосы; нереверсивные станы горячей прокатки; подъемные машины
Со значительной неравномерностью	Экскаваторы; черпалки (приводы ковшей, цепных черпалок, грохотов); тяжелые шаровые мельницы; резиносмесители; дробилки (для камня и руды); кузнечные машины; тяжелые дозировочные насосы; ротационные буровые машины; брикетные прессы; реверсивные станы горячей прокатки

Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для косозубых и шевронных передач определяется табличным методом (таблица 5.10) или по кривой (рисунок 5.10) в зависимости от окружной скорости и степени точности по нормам плавности. Для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ . Более точно коэффициент  $K_{H\alpha}$  может быть посчитан по ГОСТ 21354–87.

Коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев по графику (рисунок 5.1). Более точно коэффициент  $K_{H\beta}$  может быть посчитан по ГОСТ 21354–87.

Таблица 5.10 – Значения коэффициента  $K_{H\alpha}$

Окружная скорость $v$ , м/с	Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ при степени точности по нормам плавности работы (ГОСТ 1643–72)				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	—
15	1,01	1,04	1,09	—	—
20	1,02	1,05	1,12	—	—
25	1,02	1,06	—	—	—

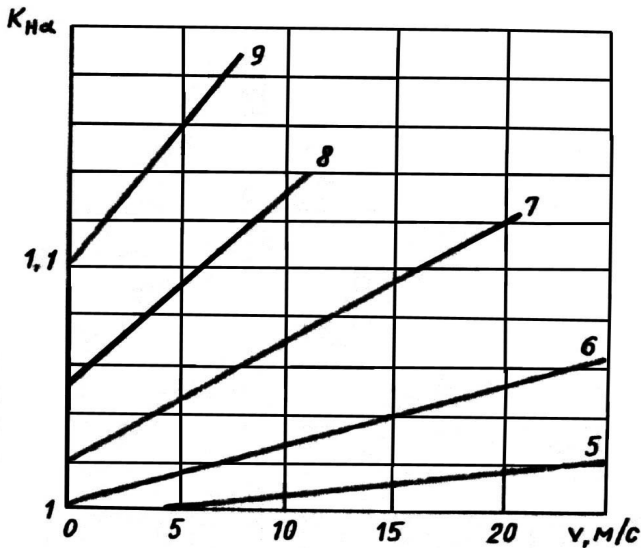


Рисунок 5.10 – График для нахождения коэффициента  $K_{H\alpha}$

Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий динамическую нагрузку, можно определить в зависимости от степени точности, окружной скорости, твердости зубьев и характеристики передачи (таблица 5.14) либо по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + \omega_{H\alpha} \cdot b_{\omega} / (F_{H\alpha} \cdot K_A), \quad (5.49)$$

где  $\omega_{H\alpha} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_{\omega}}{u}}$ ,

где  $\omega_{H_0}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$v$  – окружная скорость на делительном цилиндре, м/с.

Коэффициент  $\delta_H$ , учитывающий влияние вида зубчатой передачи, модификации профиля головок зубьев (таблица 5.11).

Коэффициент  $g_0$ , учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (таблица 5.12).

Таблица 5.11 – Значения коэффициента  $\delta_H$

Твердость поверхностей зубьев по Виккерсу	Вид зубьев	$\delta_H$
$H_1 \leq HV 350$ или $H_2 \leq HV 350$	Прямые, без модификации головок	0,06
	Прямые, с модификацией головок	0,04
	Косые	0,02
$H_1 > HV 350$ и $H_2 > HV 350$	Прямые, без модификации головок	0,14
	Прямые, с модификацией головок	0,10
	Косые	0,04

Таблица 5.12 – Значения коэффициента  $g_0$

Модуль $m$ , мм	$g_0$					
	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643–81					
	5	6	7	8	9	10
$\leq 3,55$	2,8	3,8	4,7	5,6	7,3	10,0
3,55...10	3,1	4,2	5,3	6,1	8,2	11,0
$>10$	3,7	4,8	6,4	7,3	10,0	13,5

Полученное значение  $\omega_{H_0}$  не должно превышать предельного значения  $\omega_{H_0 \max}$  (таблица 5.13). В противном случае следует принимать  $\omega_{H_0} = \omega_{H_0 \max}$ .

Таблица 5.13 – Предельные значения  $\omega_{H_0 \max}$

Модуль $m$ , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643–81					
	5	6	7	8	9	10
$\leq 3,55$	85	160	240	380	700	1200
3,55...10	105	194	310	410	880	1500
$>10$	150	250	450	590	1050	1800

### 5.4.2. Допускаемые контактные напряжения в проверочном расчете

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$  определяют раздельно для шестерни и колеса, МПа:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X \quad (5.50)$$

Нахождение значений, входящих в формулу (5.50), рассмотрено при проектировочном расчете за исключением нижеприведенных коэффициентов.

Коэффициент  $Z_R$ , учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев, определяется по тому из сопряженных колес, зубья которого имеют более грубые поверхности, т. е. в зависимости от параметра шероховатости поверхности. Значения его следующие:

Шероховатость поверхности	$Z_R$
$R_a = 1,25 \dots 0,63$	1
$R_a = 2,5 \dots 1,25$	0,95
$R_a = 40 \dots 10$	0,9

Коэффициент  $Z_v$ , учитывающий окружную скорость, определяют по графику (рисунок 5.11) или по формулам:

$$v \leq 350 \text{ м/с}, Z_v = 0,85 \cdot v^{0,1}; \quad (5.51)$$

$$v > 350 \text{ м/с}, Z_v = 0,925 \cdot v^{0,05}.$$

При окружной скорости до 5 м/с  $Z_v = 1$ . Коэффициент  $Z_L$ , учитывающий влияние смазки, при отсутствии экспериментальных данных принимаем  $Z_L = 1$ .

Коэффициент  $Z_X$ , учитывающий размер зубчатого колеса, в общем случае определяется по кривой (рисунок 5.12) или по формуле

$$Z_X = \sqrt{1,07 - 10^{-4}d}, \quad (5.52)$$

где  $d$  – делительный диаметр колеса (шестерни), мм.

При  $d < 700$  мм следует принимать  $Z_X = 1$ .

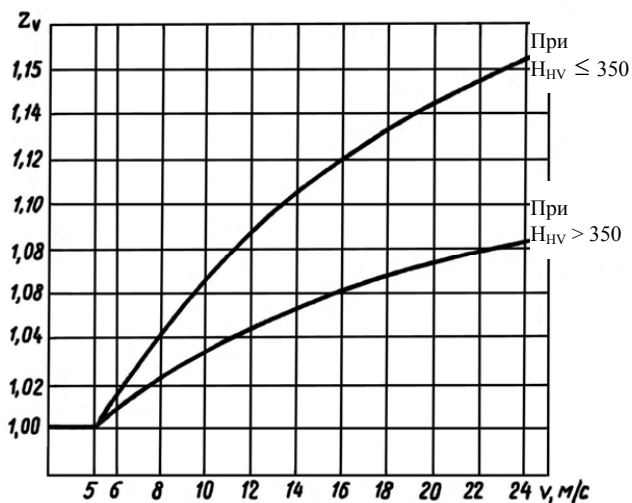


Рисунок 5.11 – График для определения коэффициента  $Z_v$

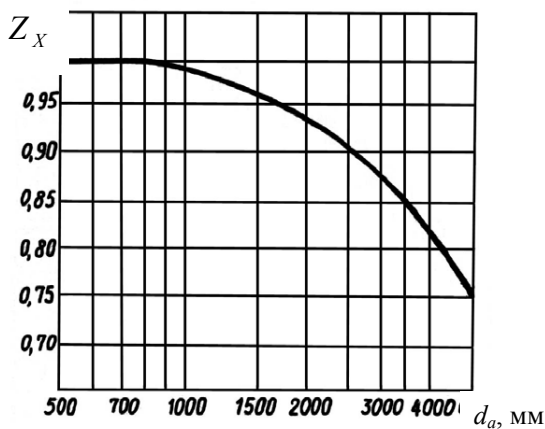


Рисунок 5.12 – График для определения коэффициента  $Z_x$

В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным по формуле (5.42), принимают:

- для прямозубых передач – минимальное из  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ , т. е.

$$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}); \quad (5.53)$$

- для косозубых и шевронных передач – по формуле

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \geq \sigma_{HP\min}, \quad (5.54)$$

при этом должно выполняться условие:  $\sigma_{HP} \leq 1,25 \sigma_{HP\min}$ .

При сравнении  $\sigma_H$  и  $\sigma_{HP}$  недогруз по контактным напряжениям не должен превышать 20 %.

### 5.4.3. Расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

При действии максимальной нагрузки  $T_{\max}$  наибольшее за заданный срок службы контактное напряжение  $\sigma_{H\max}$  не должно превышать допускаемого  $\sigma_{HP\max}$ :

$$\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max}. \quad (5.55)$$

Напряжение  $\sigma_{H\max}$  определяют по формуле

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max} K_{AS}}{T_H K_A}}, \quad (5.56)$$

где  $K_{AS}$  – коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность от максимальной нагрузки (приложение 4).

Допускаемое контактное напряжение при максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя  $\sigma_{HP\max}$ , зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса и от характера изменения твердости по глубине зуба:

1) для зубчатых колес, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке с низким отпускком, принимают:

$$\sigma_{HP\max} = 2,8 \sigma_T; \quad (5.57)$$

2) для зубьев, подвергнутых цементации или поверхностной закалке, принимают:

$$\sigma_{HP\max} = 44 \cdot H_{HRC}; \quad (5.58)$$

3) для азотированных зубьев принимают:

$$\sigma_{HP\max} = 3 \cdot H_{HV}; \quad (5.59)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести, МПа;

$H_{HRC}$  – твердость по шкале Роквелла;

$H_{HV}$  – твердость по шкале Виккерса.



## 5.5. Расчет зубьев на выносливость при изгибе

### 5.5.1. Определение расчетного изгибного напряжения

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса.

Расчет необходим для предотвращения усталостного излома зубьев. Устанавливается сопоставлением расчетного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения:

$$\sigma_F \leq 1,25 \sigma_{FP}. \quad (5.60)$$

Расчетное напряжение при изгибе определяют по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{b_{\omega} m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon}, \quad (5.61)$$

где  $F_{tF}$  – окружная сила на делительном цилиндре, Н;

$b_{\omega}$  – рабочая ширина зацепления зубчатой передачи, мм;

$m$  – нормальный модуль, мм;

$Y_{FS}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений;

$Y_{\beta}$  – коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба;

$Y_{\varepsilon}$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

$K_F$  – коэффициент нагрузки.

Окружная сила на делительном цилиндре  $F_{tF}$  определяется по формуле

$$F_{tF} = 2000 \cdot T_{1F} / d_1 = 2000 \cdot T_{2F} / d_2, \quad (5.62)$$

где  $T_{1F(2F)}$  – вращающий момент на шестерне (колесе), Нм;

$d_{1(2)}$  – делительный диаметр шестерни (колеса), мм.

Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяют аналогично, как в п. 5.3.2.

Коэффициент  $Y_{\beta}$ , учитывающий влияние угла наклона зубьев, определяется по кривой (рисунок 5.13) или по формуле

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta^{\circ}}{120} \geq 0,7, \quad (5.63)$$

где значение угла  $\beta$  подставляется в формулу в градусах;

$\varepsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия, который определяется по формуле  $\varepsilon_\beta = b_w / p_x$ , где  $p_x$  – осевой шаг:  $p_x = \pi \cdot m / \sin\beta$ .

Полученное значение коэффициента должно находиться в пределах:

$$0,7 \leq Y_\beta \leq 1.$$

При угле наклона зубьев  $\beta \geq 42^\circ$  коэффициент  $Y_\beta = 0,7$ . Для прямозубых колес  $Y_\beta = 1$ .

Коэффициент  $Y_\varepsilon$ , учитывающий перекрытие зубьев, принимают:

- для прямозубых  $Y_\varepsilon = 1$ ;
- для косозубых передач определяют по формулам:

при  $\varepsilon_\beta < 1$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha}; \quad (5.64)$$

при  $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha},$$

где  $\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцевого перекрытия;

$\varepsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия.

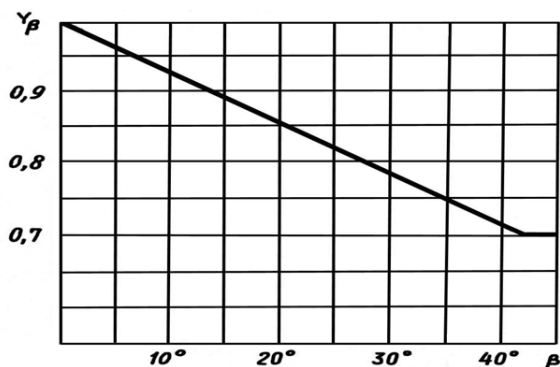


Рисунок 5.13 – График для определения коэффициента  $Y_\beta$

Коэффициент нагрузки  $K_F$  определяют по формуле

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (5.65)$$

где  $K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (не учтенную в циклограмме нагружения);

$K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса;

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Если в циклограмме учтены внешние динамические нагрузки, то коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку,  $K_A = 1$ . В противном случае при расчетах зубьев на усталостную прочность можно воспользоваться ориентировочными табличными данными (таблица 5.7) с учетом режимов нагружения (таблицы 5.8 и 5.9).

Коэффициент  $K_{Fv}$ , учитывающий динамическую нагрузку, можно определить в зависимости от степени точности, окружной скорости, твердости зубьев и характеристики передачи (таблица 5.14) либо по формуле

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_{\omega}}{F_{tF} K_A}. \quad (5.66)$$

Все величины, входящие в формулу (5.66), найдены ранее, кроме  $\omega_{Fv}$  – удельной окружной динамической силы (Н/мм), которая может быть высчитана по следующей зависимости:

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (5.67)$$

где  $\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев

для косозубых и шевронных передач  $\delta_F = 0,06$ ;

для прямозубых передач с модификацией головки  $\delta_F = 0,11$ ;

для прямозубых передач без модификации головки  $\delta_F = 0,16$ ;

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, определяется в зависимости от степени точности по нормам плавности и модуля зацепления (таблица 5.12).

Найденная величина  $\omega_{Fv}$  не должна превышать предельного значения (таблица 5.15). В противном случае ее следует принимать равной предельному значению.

Коэффициент  $K_{FB}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяется по графику (рисунок 5.14) в зависимости от коэффициента  $K_{HB}$  и отношения  $b_w/m$ . Более точно коэффициент  $K_{FB}$  может быть определен по ГОСТ 21354–87.

Таблица 5.14 – Значения коэффициентов  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{F\alpha}$

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Твердость поверхностей зубьев	$K_{H\alpha}$					$K_{F\alpha}$					
		v, м/с										
			1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
6	H > 350 HB	а	1,02	1,1	1,2	1,3	1,4	1,02	1,1	1,2	1,3	1,4
		б	1,01	1,06	1,08	1,12	1,16	1,01	1,06	1,08	1,12	1,1
	H < 350 HB	а	1,03	1,16	1,32	1,48	1,64	1,06	1,32	1,64	1,96	–
		б	1,01	1,06	1,13	1,19	1,26	1,03	1,13	1,26	1,38	1,5
7	H > 350 HB	а	1,02	1,12	1,25	1,37	1,5	1,02	1,12	1,25	1,37	1,5
		б	1,01	1,05	1,1	1,15	1,2	1,01	1,05	1,1	1,15	1,2
	H < 350 HB	а	1,04	1,2	1,4	1,6	1,8	1,08	1,4	1,8	–	–
		б	1,02	1,08	1,16	1,24	1,32	1,03	1,16	1,32	1,48	1,64
8	H > 350 HB	а	1,03	1,15	1,3	1,45	1,6	1,03	1,15	1,3	1,45	1,6
		б	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24	1,01	1,06	1,12	1,18	1,2
	H < 350 HB	а	1,05	1,24	1,48	1,72	1,96	1,1	1,48	1,96	–	–
		б	1,02	1,1	1,19	1,29	1,38	1,04	1,19	1,38	1,58	1,77
9	H > 350 HB	а	1,03	1,17	1,35	1,52	1,7	1,03	1,17	1,35	1,52	1,7
		б	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28
	H < 350 HB	а	1,06	1,28	1,56	1,84	–	1,11	1,56	–	–	–
		б	1,02	1,11	1,22	1,34	1,45	1,04	1,22	1,45	1,67	–

Примечание: а – для прямозубых колес; б – для косозубых и шевронных.

Таблица 5.15 – Предельные значения удельной окружной динамической силы  $\omega_{F_{\nu \max}}$

Модуль $m$ , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643–81					
	5	6	7	8	9	10
$\leq 3,55$	85	160	240	380	700	1200
3,55...10	105	194	310	410	880	1500
$>10$	150	250	450	590	1050	1800

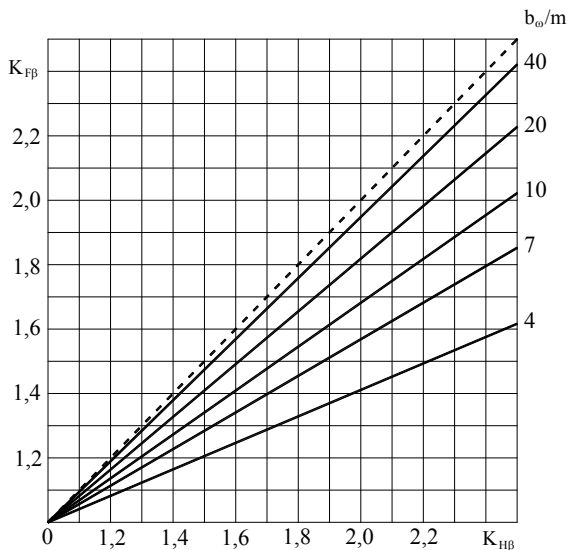


Рисунок 5.14 – График для определения коэффициента  $K_{F\beta}$

Коэффициент  $K_{F\alpha}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для прямозубых передач принимают  $K_{F\alpha} = 1$ . В общем случае этот коэффициент определяется в зависимости от значения  $\varepsilon_{\beta}$ :

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_{\omega} \cdot \operatorname{tg} \beta}{\pi \cdot m} \leq 1. \quad (5.68)$$

Если условие (5.68) выполняется, то коэффициент  $K_{F\alpha} = 1$ ; если не выполняется, то  $K_{F\alpha}$  определяется по следующей формуле:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}, \quad (5.69)$$

где  $n$  – степень точности по нормам контакта. Если  $n > 9$ , то принимаем  $n = 9$ , аналогично при  $n < 5$  принимаем  $n = 5$ ;

$\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия.

### 5.5.2. Допускаемые напряжения в проверочном расчете на изгиб

Между допускаемым напряжением  $\sigma_{FP}$  и пределом выносливости  $\sigma_{F\text{limb}}$  существует следующая взаимосвязь:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\text{limb}}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X, \quad (5.70)$$

где  $\sigma_{F\text{limb}}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

$S_F$  – коэффициент запаса прочности;

$Y_N$  – коэффициент долговечности;

$Y_\delta$  – коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений;

$Y_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности (таблица 5.16);

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.

Таблица 5.16 – Значения коэффициентов  $Y_R$

Вид обработки	$Y_R$
Шлифование и зубофрезерование при шероховатости менее $R_a = 10...40$	1
Полирование, цементация, нитроцементация, азотирование (полирование до химико-термической обработки)	1,05
Полирование, нормализация, улучшение	1,2
Полирование, закалка ТВЧ, закаленный слой повторяет очертания впадины между зубьями	1,05
Полирование, закалка ТВЧ, закаленный слой распространяется на все сечение зуба, а также на часть обода под основанием зуба и впадины или обрывается у переходной поверхности	1,2

Коэффициент запаса прочности  $S_F$  определяется в зависимости от способа термической и химико-термической обработки и вероятности неразрушения по таблицам приложения 2.

Коэффициент долговечности  $Y_N$  находится аналогично, как в п. 5.3.2.

Коэффициент  $Y_\delta$ , учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений, находится в зависимости от значения модуля  $m$  по кривой (рисунок 5.15) или по формуле

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m, \quad (5.71)$$

где  $Y_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности.

Коэффициент  $Y_X$ , учитывающий размер зубчатого колеса, определяется по формуле

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{1(2)}. \quad (5.72)$$

Предел выносливости зубьев при изгибе  $\sigma_{F \lim b}$ , соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по формуле

$$\sigma_{F \lim b} = \sigma_{F \lim b}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A, \quad (5.73)$$

где  $\sigma_{F \lim b}^0$  – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба, который выбирается в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по таблицам приложения 2;

$Y_T$  – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;

$Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса;

$Y_g$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба;

$Y_d$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зуба;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки.

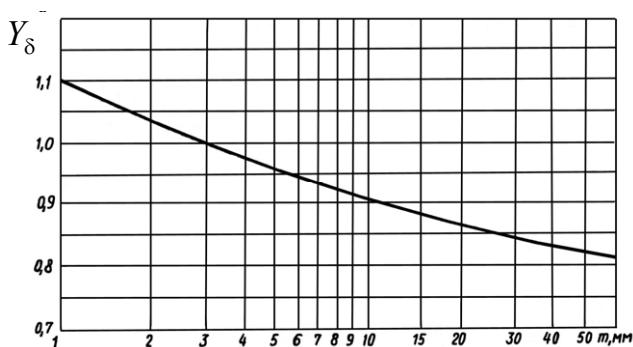


Рисунок 5.15 – График для определения коэффициента  $Y_\delta$

Коэффициент  $Y_T$  при отступлениях от примечаний к таблицам приложения 2 принимают  $Y_T < 1$ ; в противном случае  $Y_T = 1$ .

Коэффициент  $Y_Z$ , учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса, принимают следующим образом:

для поковок и штамповок	$Y_Z = 1$
для проката	$Y_Z = 0,9$
для литых заготовок	$Y_Z = 0,8$

Коэффициент  $Y_g$ , учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, выбирается по таблицам приложения 2. При отсутствии гарантий прижогов или острой шлифованной кромки значения  $Y_g$ , выбранные по таблицам приложения 2, следует уменьшить на 25 %. Если не используется шлифование,  $Y_g = 1$ .

Коэффициент  $Y_d^g$ , учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной кривой, выбирается по таблицам приложения 2. Для зубчатых колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают  $Y_d = 1$ .

Коэффициент  $Y_A$ , учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, определяется по зависимости



$$Y_A = 1 - \gamma_A, \quad (5.74)$$

где  $\gamma_A$  – коэффициент, учитывающий влияние амплитуды напряжений противоположного знака, который определяется в зависимости от способа ТО или ХТО: для зубчатых колес из отожженной, нормализованной или улучшенной стали коэффициент  $\gamma_A = 0,35$ ; для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев более HRC 45, за исключением азотированных,  $\gamma_A = 0,25$ ; для азотированных зубчатых колес  $\gamma_A = 0,1$ ; для колес с односторонним приложением нагрузки принимают  $\gamma_A = 1$ .

### 5.5.3. Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяется сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки:

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}. \quad (5.75)$$

Расчетное местное напряжение  $\sigma_{F \max}$  МПа определяют по формуле

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max} K_{AS}}{T_F K_A}, \quad (5.76)$$

где  $K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (таблица 5.7);

$K_{AS}$  – коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность при действии максимальной нагрузки (приложение 4).

За исходную расчетную нагрузку  $F_{F \max}$ , Н или  $T_{1(2)F \max}$ , Нм, принимают максимальную из действующих за расчетный срок службы нагрузок ударного или плавного характера – с числом повторных воздействий  $N_K < 10^3$ . Значения  $T_{1(2)F \max}$  определяют экспериментально, динамическим расчетом или по отраслевым рекомендациям. Если в циклограмме нагру-

жения при расчете  $\sigma_F$  представлены все внешние нагрузки, то принимают  $K_A = 1$ .

Допускаемое напряжение  $\sigma_{FP \max}$ , МПа, определяют раздельно для зубчатых колес (шестерни и колеса) по формуле

$$\sigma_{FP \max} = \frac{\sigma_{FSI}}{S_{FSI}} \cdot Y_{RSI} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{\delta SI}}{Y_{\delta SI T}}, \quad (5.77)$$

где  $\sigma_{FSI}$  – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$S_{FSI}$  – коэффициент запаса прочности;

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, определяется по формуле (5.72);

коэффициент  $Y_{PSI}$  и отношение  $\frac{Y_{\delta SI}}{Y_{\delta SI T}} = 1$ .

Предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой  $\sigma_{FSI}$ , МПа:

$$\sigma_{FSI} = \sigma_{FSI}^0 \cdot Y_{gSI} \cdot Y_{dSI}, \quad (5.78)$$

где  $\sigma_{FSI}^0$  – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$Y_{gSI}$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба;

$Y_{dSI}$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения.

Для марок сталей и способов термообработки, не вошедших в таблицы приложения 3, допускается определять  $\sigma_{FSI}$  по приближенной зависимости:

$$\sigma_{FSI} = \sigma_{F \lim b}^0 \cdot Y_{N \max} \cdot K_{SI}, \quad (5.79)$$

где  $\sigma_{F \lim b}^0$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по формуле (5.73), МПа;

$Y_{N \max}$  – предельное значение коэффициента долговечности;

$K_{SI}$  – коэффициент, учитывающий различие между предельными напряжениями, определенными при ударном, однократном нагружении и при числе ударных нагружений  $N_K = 10^3$ .

Базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой  $\sigma_{FSI}^0$  определяется по приложе-

нию 3 в зависимости от марки стали и способа термической и химико-термической обработки.

В качестве  $\sigma_{FSr}^0$  в приложении 3 использованы усредненные (медианные) значения предельного напряжения зубьев цилиндрических эвольвентных колес внешнего зацепления, установленные на основании испытаний при знакопостоянном ударном нагружении при числе повторных воздействий  $N$  от 1 до  $10^3$  и выраженные в форме максимальных местных напряжений. Использование этих значений в расчете на статическую прочность при плавном приложении нагрузки и на малоцикловую выносливость (при числе циклов  $N = 10^2 \dots 10^3$ ) обеспечивает дополнительный запас прочности против излома зубьев.

Коэффициент  $Y_{gSr}$ , учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, для зубчатых колес с переходной поверхностью зубьев, подвергнутой шлифованию после термообработки:

- сквозной закалки с нагревом ТВЧ и объемной закалкой:

$$Y_{gSr} = 0,95 \text{ (черновой режим зубошлифования);}$$

$$Y_{gSr} = 1,1 \text{ (чистовой режим);}$$

- цементации с закалкой:

$$Y_{gSr} = 1,0 \text{ (черновой режим);}$$

$$Y_{gSr} = 1,05 \text{ (чистовой режим);}$$

- нитроцементации с закалкой:

$$Y_{gSr} = 0,9 \text{ (черновой режим);}$$

$$Y_{gSr} = 0,95 \text{ (чистовой режим).}$$

При отсутствии шлифования  $Y_{gSr} = 1$ .

Коэффициент  $Y_{dSr}$ , учитывающий влияние деформационного упрочнения, для зубчатых колес с деформационным упрочнением переходной поверхности зубьев:

- нешлифованной  $Y_{dSr} = 0,95$ ;

- шлифованной  $Y_{dSr} = 1$ .

При отсутствии деформационного упрочнения  $Y_{dSr} = 1$ .

Предельное значение коэффициента долговечности устанавливается по формуле (5.14) для  $N_{FE} = N_K = 10^3$ . Следует учесть, что максимальные значения:

$$Y_{N_{\max}} = 4 \text{ при } q_F = 6;$$

$$Y_{N_{\max}} = 2,5 \text{ при } q_F = 9.$$

Значения  $K_{St}$  установлены на основе усреднения результатов испытаний при ударном нагружении зубчатых колес с различными вариантами термической и химико-термической обработки и числе нагружений  $N$  от 1 до  $10^3$ :

$$K_{St} = 1,3 \text{ при } q_F = 6,$$

$$K_{St} = 1,2 \text{ при } q_F = 9.$$

Коэффициент запаса прочности  $S_{FSI}$  определяется по формуле

$$S_{FSI} = Y_Z \cdot S_Y \quad (5.80)$$

где  $Y_Z$  определяют аналогично, как в п. 5.5.2;

$S_Y$  зависит от вероятности неразрушения.

Для марок сталей и способов термической и химико-термической обработки из приложения 3 и вероятности неразрушения 0,99  $Y_Z \cdot S_Y = 1,75$ .

## 5.6. Пример расчета косозубой цилиндрической передачи

Рассчитать косозубую цилиндрическую зубчатую передачу с симметричным расположением колес согласно представленной схеме и исходным данным.

*Исходные данные:*

$u = 2$  – передаточное число;

$n_1 = 1500$  об/мин – частота вращения шестерни;

$n_2 = 750$  об/мин – частота вращения колеса;

$T_1 = 1970$  Нм – вращающий момент на шестерне;

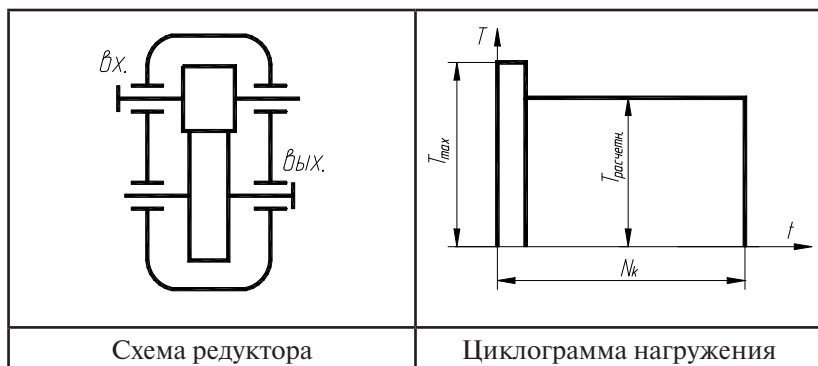
$T_2 = 3940$  Нм – вращающий момент на колесе.

Коэффициент перегрузки при пуске двигателя  $K_{\text{пер}} = 1,8$ .

*Дополнительно принятые исходные данные:*

- материал шестерни – сталь 25ХГМ;
- материал колеса – сталь 40Х;
- способ термической обработки:
  - шестерни – нитроцементация хромомарганцевой стали с молибденом с закалкой с нитроцементационного нагрева (твердость поверхностей зубьев 58 HRC);

- колеса – закалка при нагреве ТВЧ, закаленный слой повторяет очертания впадины (50 HRC);
- срок службы – 5 лет (при работе 312 дней в году – 16 часов в день, в две смены);
- зубчатые колеса выполнены без смещения. Коэффициенты смещения шестерни и колеса  $x_{1,2} = 0$ ;
- нагрузка постоянная, передача неререверсивная.



### 1. Проектировочный расчет

Выбираем коэффициент ширины зуба  $\psi_{ba}$  с учетом того, что имеем симметричное расположение колес относительно опор:  $\psi_{ba} = 0,4$ .

Тогда коэффициент ширины зуба по диаметру  $\psi_{bd}$  определяем по формуле

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (2 + 1) = 0,6.$$

Проектировочный расчет заключается в определении межосевого расстояния проектируемой передачи:

$$a_w = K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}},$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Для косозубой передачи вспомогательный коэффициент  $K_a = 430$ .

$K_{HP} = 1,05$  – принимаем в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев.

Допускаемые контактные  $\sigma_{HP}$  напряжения определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

где  $\sigma_{H \lim b}$  – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

$S_H$  – коэффициент запаса прочности;

$Z_N$  – коэффициент долговечности;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_v$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость;

$Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;

$Z_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

В проектировочном расчете  $Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X = 0,9$ .

Тогда  $\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot Z_N \cdot 0,9$ .

Коэффициенты запаса прочности: для шестерни и колеса с поверхностным упрочнением зубьев принимаем  $S_{H1} = 1,2$  и  $S_{H2} = 1,2$ .

Предел контактной выносливости  $\sigma_{H \lim b}$ , МПа:

- для цементированной шестерни

$$\sigma_{H \lim b1} = 23 \cdot H_{HRC} = 23 \cdot 58 = 1334;$$

- для колеса, закаленного нагревом ТВЧ:

$$\sigma_{H \lim b2} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050.$$

Суммарное число циклов перемены напряжений  $N_K$  при постоянной нагрузке определяется следующим образом:

$$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot t,$$

где  $c$  – число зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом;

$n$  – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса, об/мин;

$t$  – срок службы передачи, в часах:

$t = \text{годы} \cdot \text{дни} \cdot \text{часы} = 5 \cdot 312 \cdot 16 = 24960 \text{ часов}$   
 (передача работает 5 лет, 312 дней в году, 16 часов в день).

Таким образом:

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 1500 \cdot 24960 = 2246400000 = 2246 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 750 \cdot 24960 = 1123200000 = 1123 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Базовые числа циклов напряжений, соответствующие пределу выносливости, определяются по формуле

$$N_{H\text{lim}1} = 30 \cdot H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 590^{2,4} = 134 \cdot 10^6.$$

Так как  $N_{H\text{lim}} > N_{H\text{lim max}} = 120 \cdot 10^6$ , принимаем  $N_{H\text{lim}1} = 120 \cdot 10^6$ ,

$$N_{H\text{lim}2} = 30 \cdot H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 470^{2,4} = 77,6 \cdot 10^6.$$

*Примечание.* Перевод твердости по HRC в HB по приложению 1.

Так как  $N_K > N_{H\text{lim}}$ , определяем значение  $Z_N$  по формуле

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\text{lim}1}}{N_{K1}}} = \sqrt[20]{\frac{120 \cdot 10^6}{2246 \cdot 10^6}} = 0,974;$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\text{lim}2}}{N_{K2}}} = \sqrt[20]{\frac{77,6 \cdot 10^6}{1123 \cdot 10^6}} = 0,982.$$

Используя полученные данные, найдем допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$ , МПа:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H\text{lim}b1}}{S_{H1}} \cdot Z_{N1} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X = \frac{1334}{1,2} \cdot 0,974 \cdot 0,9 = 974;$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H\text{lim}b2}}{S_{H2}} \cdot Z_{N2} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X = \frac{1050}{1,2} \cdot 0,982 \cdot 0,9 = 773.$$

В качестве допускаемого контактного напряжения  $\sigma_{HP}$  для косозубой и шевронной передачи при проектировочном расчете принимают условное допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = 0,45 \cdot (974 + 773) = 786.$$

При этом должно выполняться условие:  $\sigma_{HP} < 1,23 \sigma_{HP\text{ min}}$ , где  $\sigma_{HP\text{ min}}$  – меньшее из значений  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ . В противном случае принимают

$$\begin{aligned} \sigma_{HP} &= 1,23 \cdot \sigma_{HP\text{ min}} : \sigma_{HP} < 1,23 \sigma_{HP\text{ min}} \rightarrow \\ &\rightarrow 786 < 1,23 \cdot 773 \rightarrow 786 < 954 \end{aligned}$$

– условие выполнено.

Полученные данные подставим в формулу по определению межосевого расстояния:

$$a_{\omega} = K_a(u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}} = 430 \cdot (2+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{3940 \cdot 1,05}{2^2 \cdot 0,4 \cdot 786^2}} = 207,89 \text{ мм.}$$

Полученное межосевое расстояние округляем до стандартного значения:  $a_{\omega} = 250 \text{ мм.}$

Ориентировочно определяем значение модуля (мм):

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_{\omega} = (0,01 \dots 0,02) \cdot 250 = 2,5 \dots 5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563–80 принимаем стандартный нормальный модуль  $m = 5 \text{ мм.}$

Зададимся углом наклона  $\beta = 16^\circ$  и определим суммарное  $z_C$  число зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ :

$$z_C = 2 \cdot a_{\omega} \cdot \cos\beta / m = 2 \cdot 250 \cdot \cos 16^\circ / 5 = 96,12.$$

Полученное значение округляем до целого числа:  $z_C = 96.$

Тогда:

$$z_1 = z_C / (1 + u) = 96 / (2 + 1) = 32;$$

$$z_2 = z_C - z_1 = 96 - 32 = 64.$$

Определим действительное передаточное число и его погрешность:

$$u_D = \frac{z_2}{z_1} = \frac{64}{32} = 2; \quad \Delta u = \frac{u - u_D}{u_D} 100\% = \frac{2 - 2}{2} 100\% = 0 \leq 3\%.$$

Уточняем значение угла  $\beta$  по формуле

$$\cos\beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot a_{\omega}} = \frac{(32 + 64) \cdot 5}{2 \cdot 250} = 0,96, \text{ тогда } \beta = 16^\circ 15'.$$

*Основные размеры шестерни и колеса*

Диаметры делительные шестерни и колеса определяются по формуле, мм

$$d_1 = \frac{m}{\cos\beta} \cdot z_1 = \frac{5}{0,96} \cdot 32 = 166,666;$$

$$d_2 = \frac{m}{\cos\beta} \cdot z_2 = \frac{5}{0,96} \cdot 64 = 333,334.$$

Проверим полученные диаметры по формуле

$$a_{\omega} = (d_1 + d_2) / 2 = (166,666 + 333,334) / 2 = 250,$$

что совпадает с ранее найденным значением.



Диаметры вершин зубьев определяются по формуле с учетом того, что зубья изготовлены без смещения ( $x_{1,2} = 0$ ), мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 166,666 + 2 \cdot 5 = 176,666;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 333,334 + 2 \cdot 5 = 343,334.$$

Диаметры впадин, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 166,666 - 2,5 \cdot 5 = 154,166;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 333,334 - 2,5 \cdot 5 = 320,834.$$

Основные диаметры, мм:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 166,666 \cdot 0,935 = 155,834;$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 333,334 \cdot 0,935 = 311,666,$$

где делительный угол профиля в торцовом сечении:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \arctg \frac{0,364}{0,96} = 20,76^\circ.$$

Ширина колеса определяется по формуле

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_o = 0,4 \cdot 250 = 100 \text{ мм}.$$

Полученное значение ширины колеса округляем до нормального линейного размера:  $b_2 = 100$  мм.

Ширина шестерни определяется по формуле, мм

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 100 + (5 \dots 10) = 105 \dots 110.$$

Полученное значение ширины округляем до нормального линейного размера:  $b_1 = 112$  мм.

Определим окружную скорость зубчатых колес по формуле

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 166,666 \cdot 1500}{60000} = 13,1 \text{ м/с}.$$

По окружной скорости колес назначаем 7-ю степень точности зубчатых колес.

## 2. Проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

*Определение расчетного контактного напряжения*

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением, действующим в полюсе зацепления расчетного и допускаемого контактного напряжений:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP},$$

где  $K_H$  — коэффициент нагрузки;

$\sigma_{H0}$  – контактное напряжение в полюсе зацепления при  $K_H = 1$ .

Контактное напряжение в полюсе зацепления при  $K_H = 1$  определяют следующим образом, МПа:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_\omega d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}},$$

где  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

$Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$F_{tH}$  – окружная сила на делительном цилиндре, Н;

$b_\omega$  – рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм;

$d_1$  – делительный диаметр шестерни, мм.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления  $Z_H$ , определяется по формуле

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_d}{\sin 2\alpha_{t\omega}}} = \frac{1}{0,935} \sqrt{\frac{2 \cdot 0,965}{0,662}} = 1,82,$$

где делительный угол профиля в торцовом сечении:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \arctg \frac{0,364}{0,96} = 20,76^\circ;$$

основной угол наклона:

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos 20^\circ) = \arcsin(0,280 \cdot 0,94) = 15,25^\circ;$$

так как  $x_{1,2} = 0$ , то  $\alpha_{t\omega} = \alpha_t = 20,76^\circ$ .

Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес, –  $Z_E$ . Для стальных зубчатых колес  $Z_E = 190$ .

Коэффициент осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta$  определяется по формуле

$$\varepsilon_\beta = b_\omega / p_X = 100 / 56,13 = 1,78,$$

где осевой шаг:  $p_X = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta} = \frac{\pi \cdot 5}{0,280} = 56,13$ .

Коэффициент  $Z_\varepsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется по формуле

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,64}} = 0,781,$$

где коэффициент торцового перекрытия:  $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}$ ; составляющие коэффициента торцового перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \frac{z_1(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_{\text{тв}})}{2\pi} = \frac{32 \cdot (0,534 - 0,379)}{2\pi} = 0,790;$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{z_2(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_{\text{тв}})}{2\pi} = \frac{64 \cdot (0,462 - 0,379)}{2\pi} = 0,846,$$

где углы профиля зуба в точках на окружностях вершин:

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos \frac{155,834}{176,667} = 29,11^\circ;$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \arccos \frac{311,666}{343,334} = 24,80^\circ,$$

тогда  $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 0,790 + 0,846 = 1,64$ .

Окружная сила на делительном цилиндре  $F_{H\text{H}}$  определяется по формуле, Н

$$F_{H\text{H}} = 2000 \cdot T_{H\text{H}} / d_1 = 2000 \cdot 1970 / 166,666 = 23635.$$

Подставив рассчитанные данные в формулу, получим:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{H\text{H}}}{b_0 d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = 190 \cdot 1,82 \cdot 0,781 \cdot \sqrt{\frac{23635}{100 \cdot 166,7} \cdot \frac{2+1}{2}} = 521.$$

Коэффициент нагрузки  $K_H$  определяют по зависимости:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu},$$

где  $K_A$  — коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;

$K_{H\alpha}$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба;

$K_{H\nu}$  — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку:

$$K_A = 1.$$

Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями, выбирается по таблице в зависимости от окружной скорости и степени точности по нормам плавности:

$$K_{H\alpha} = 1,04.$$

Коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев по графику:

$$K_{H\beta} = 1,05.$$

Динамический коэффициент  $K_{Hv}$  определяется по формуле

$$K_{Hv} = 1 + \omega_{Hv} \cdot b_{\omega} / (F_{iH} \cdot K_A) = 1 + 31,0 \cdot 100 / (23635 \cdot 1) = 1,13,$$

$$\text{где } \omega_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_{\omega}}{u}} = 0,04 \cdot 5,3 \cdot 13,1 \sqrt{\frac{250}{2}} = 31,0,$$

где  $\omega_{Hv}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;  
 $v$  – окружная скорость на делительном цилиндре, м/с;  
 $\delta_H = 0,04$  – коэффициент, учитывающий влияние зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев;  
 $g_0 = 5,3$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса.

Таким образом,

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1 \cdot 1,13 \cdot 1,05 \cdot 1,04 = 1,23.$$

Тогда

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 521 \cdot \sqrt{1,23} = 678 \text{ МПа.}$$

*Допускаемые контактные напряжения в проверочном расчете*

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$  определяют раздельно для шестерни и колеса, МПа:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

где  $\sigma_{H \lim b}$  – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

$S_H$  – коэффициент запаса прочности;

$Z_N$  – коэффициент долговечности;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_v$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость;  
 $Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;  
 $Z_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

Предел контактной выносливости  $\sigma_{H\lim b1}$ , МПа:

- для цементированной шестерни:

$$\sigma_{H\lim b1} = 23 \cdot H_{HRC} = 23 \cdot 58 = 1334;$$

- для колеса, закаленного нагретом ТВЧ:

$$\sigma_{H\lim b2} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050.$$

Коэффициенты запаса прочности: для шестерни и колеса с поверхностным упрочнением зубьев принимаем  $S_{H1} = 1,2$  и  $S_{H2} = 1,2$ .

Значения коэффициентов  $Z_{N1}$  и  $Z_{N2}$  определены в проективно-ровочном расчете.

Коэффициент  $Z_L$ , учитывающий влияние смазки, при отсутствии экспериментальных данных принимаем  $Z_L = 1$ .

Коэффициент  $Z_R$ , учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев, определяется по тому из сопряженных колес, зубья которого имеют более грубые поверхности, т. е. в зависимости от параметра шероховатости поверхности:  $Z_R = 0,95$ .

Коэффициент  $Z_v$ , учитывающий окружную скорость, определяют по формуле: при  $H > 350$  НВ

$$Z_{v1} = Z_{v2} = 0,925 \cdot v^{0,05} = 0,925 \cdot 13,1^{0,05} = 1,05.$$

Коэффициент  $Z_X$ , учитывающий размер зубчатого колеса: поскольку  $d_1 < 700$  и  $d_2 < 700$ , то  $Z_{X1} = 1$  и  $Z_{X2} = 1$ .

Тогда допускаемые контактные напряжения, МПа:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_{v1} Z_L Z_{X1} = \frac{1334 \cdot 0,974}{1,2} \cdot 0,95 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1 = 1080;$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{N2}}{S_{H2}} Z_R Z_{v2} Z_L Z_{X2} = \frac{1050 \cdot 0,982}{1,2} \cdot 0,95 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1 = 857.$$

В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным, принимают:

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \geq \sigma_{HP\min};$$

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (1080 + 857) \geq 857;$$

$$\sigma_{HP} = 871 \geq 857.$$

При этом должно выполняться условие

$$\sigma_{HP} < 1,25\sigma_{HP\min};$$

$$871 < 1071 \text{ — условие выполнено.}$$

Сопоставим расчетное и допускаемое контактные напряжения:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP};$$

$$678 < 871 \text{ — условие выполнено.}$$

$$\text{Недогруз } \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} \cdot 100 \% = \frac{871 - 678}{871} \cdot 100 \% = 22 \% \text{ (в курсовом проектировании недогруз должен быть не более 20 \%)}$$

в проектировании недогруз должен быть не более 20 %).

*Проверочный расчет на контактную выносливость при действии максимальной нагрузки*

Действительное напряжение  $\sigma_{H\max}$  определяют по формуле

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max} K_{AS}}{T_H K_A}},$$

где  $K_{AS} = 3$  — коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность от максимальной нагрузки (приложение 4);

$K_A = 1$  — коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (определен ранее);

$$T_{\max}/T_H = K_{\text{пер}} \text{ — исходные данные.}$$

Таким образом,

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}} \cdot \frac{K_{AS}}{K_A}} = 678 \sqrt{1,8 \cdot \frac{3}{1}} = 1575 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение при максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя  $\sigma_{HP\max}$ , зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса и от характера изменения твердости по глубине зуба. Для зубьев, подвергнутых цементации или поверхностной закалке, принимают:

$$\sigma_{HP\max} = 44 \cdot H_{HRC},$$

тогда

$$\sigma_{HP\max 1} = 44 \cdot H_{HRC1} = 44 \cdot 58 = 2552 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{HP\max 2} = 44 \cdot H_{HRC2} = 44 \cdot 50 = 2200 \text{ МПа.}$$

Проверка условия прочности:

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max 2} \rightarrow 1575 \text{ МПа} \leq 2552 \text{ МПа} \text{ — условие выполнено;}$$

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max 2} \rightarrow 1575 \text{ МПа} \leq 2200 \text{ МПа} \text{— условие выполнено.}$$

### 3. Расчет зубьев на выносливость при изгибе

*Определение расчетного изгибного напряжения*

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}.$$

Расчетное местное напряжение при изгибе определяют по формуле, МПа:

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{b_{\omega} m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon},$$

где  $F_{tF}$  — окружная сила на делительном цилиндре, Н;

$b_{\omega}$  — рабочая ширина зацепления зубчатой передачи, мм;

$m$  — нормальный модуль, мм;

$Y_{FS}$  — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений;

$Y_{\beta}$  — коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба;

$Y_{\varepsilon}$  — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

$K_F$  — коэффициент нагрузки.

Окружная сила на делительном цилиндре  $F_{tF}$  определяется по формуле, Н

$$F_{tF} = 2000 \cdot T_{1F} / d_1 = 2000 \cdot 1970 / 166,666 = 23635,$$

где  $T_{1F}$  — вращающий момент на шестерне, Нм;

$d_1$  — делительный диаметр шестерни, мм.

Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется по формуле

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 27,9 \frac{x}{z_v} + 0,092 x^2,$$

где  $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 32 / 0,96^3 = 36,2$  – эквивалентное число зубьев шестерни;

$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 64 / 0,96^3 = 72,4$  – эквивалентное число зубьев колеса.

Тогда

$$Y_{FS1} = 47 + \frac{13,2}{z_{v1}} - 27,9 \frac{x_1}{z_{v1}} + 0,092x_1^2 = 3,47 + \frac{13,2}{36,2} = 3,83;$$

$$Y_{FS2} = 47 + \frac{13,2}{z_{v2}} - 27,9 \frac{x_2}{z_{v2}} + 0,092x_2^2 = 3,47 + \frac{13,2}{72,4} = 3,65.$$

Коэффициент  $Y_\beta$ , учитывающий влияние угла наклона зубьев, определяется по формуле

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta^0}{120} = 1 - 1,78 \cdot \frac{16,25}{120} = 0,759,$$

где  $\varepsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия (определен при вычислении расчетного контактного напряжения).

Коэффициент  $Y_\varepsilon$ , учитывающий перекрытие зубьев, определяют по формуле с учетом того, что  $\varepsilon_\beta = 1,78 \geq 1$ :

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,64} = 0,61,$$

где  $\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия (определен при вычислении расчетного контактного напряжения).

Коэффициент нагрузки  $K_F$  принимают по формуле

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha},$$

где  $K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (не учтенную в циклограмме нагружения);

$K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса;

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку:

$$K_A = 1.$$



Динамический коэффициент  $K_{Fv}$  определяется по формуле

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_{\omega}}{F_{tF} K_A} = 1 + \frac{46,6 \cdot 100}{23635 \cdot 1} = 1,2,$$

где  $\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_{\omega}}{u}} = 0,06 \cdot 5,3 \cdot 13,1 \sqrt{\frac{250}{2}} = 46,6,$

где  $\omega_{Fv}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$v$  – окружная скорость на делительном цилиндре, м/с;

$\delta_F = 0,06$  – коэффициент, учитывающий влияние зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев;

$g_0 = 5,3$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса.

Коэффициент  $K_{F\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяется по графику в зависимости от коэффициента  $K_{H\beta} = 1,05$  и отношения  $b_{\omega}/m = 100/2 = 50$ :

$$K_{F\beta} = 1,05.$$

Коэффициент  $K_{F\alpha}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, определяется в зависимости от значения  $\varepsilon_{\beta}$ :

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_{\omega} \cdot \operatorname{tg} \beta}{\pi \cdot m} = \frac{100 \cdot 0,291}{3,14 \cdot 5} = 1,8,$$

так как  $\varepsilon_{\beta} > 1$ , то  $K_{F\alpha}$  определяется по следующей формуле:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1,64 - 1)(7 - 5)}{4 \cdot 1,64} = 0,80,$$

где  $n$  – степень точности по нормам контакта (уже определен);

$\varepsilon_{\alpha}$  – коэффициент торцового перекрытия.

Таким образом,

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,05 \cdot 0,8 = 1,008.$$

Тогда

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{tF}}{b_{\omega} m} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} = \frac{23635}{100 \cdot 5} \cdot 1,008 \cdot 3,83 \cdot 0,759 \cdot 0,61 = 84 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{tF}}{b_{\omega} m} \cdot K_F \cdot Y_{FS2} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} = \frac{23635}{100 \cdot 5} \cdot 1,008 \cdot 3,65 \cdot 0,759 \cdot 0,61 = 80 \text{ МПа}.$$

*Допускаемые напряжения в проверочном расчете на изгиб*  
 Допускаемые напряжения  $\sigma_{FP}$  определяются по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X,$$

где  $\sigma_{F\lim b}$  — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

$S_F$  — коэффициент запаса прочности;

$Y_N$  — коэффициент долговечности;

$Y_\delta$  — коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений;

$Y_R$  — коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности;

$Y_X$  — коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.

Коэффициент запаса прочности  $S_F$  определяется в зависимости от способа термической и химико-термической обработки:

- для нитроцементованной шестерни из стали марки 25ХГН  $S_{F1} = 1,55$ ;
- для колеса из стали марки 40Х, закаленной при нагреве ТВЧ с закаленным слоем, повторяющим очертания впадины  $S_{F2} = 1,7$ .

Коэффициент долговечности находится по формуле

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_K}}, \text{ но не менее } 1,$$

где  $q_F$  — показатель степени;

$N_{F\lim}$  — базовое число циклов перемены напряжений,  $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$  циклов;

$N_K$  — суммарное число циклов перемены напряжений, уже определены:

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 1500 \cdot 24960 = 2246400000 = 2246 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 750 \cdot 24960 = 1123200000 = 1123 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Так как  $N_{K1} > N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$  и  $N_{K1} > N_{F\lim}$ , то  $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$ .

Коэффициент  $Y_\delta$ , учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений, находится в зависимости от значения модуля  $m$  по формуле

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 5 = 0,96.$$

Коэффициент  $Y_R$ , учитывающий шероховатость переходной поверхности, выбираем в зависимости от вида обработки:

- для нитроцементованной шестерни  $Y_{R1} = 1,05$ ;
- для колеса при закалке ТВЧ, когда закаленный слой повторяет очертание впадины,  $Y_{R2} = 1,05$ .

Коэффициент  $Y_x$ , учитывающий размер зубчатого колеса, определяется по формуле

$$Y_{x1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_1 = 1,05 - 0,000125 \cdot 166,7 = 1,03;$$

$$Y_{x2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_2 = 1,05 - 0,000125 \cdot 333,4 = 1,01.$$

Предел выносливости зубьев при изгибе  $\sigma_{Flimb}$ , соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по формуле

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A,$$

где  $\sigma_{Flimb}^0$  – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба выбирается в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по таблицам приложений;

$Y_T$  – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;

$Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса;

$Y_g$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба;

$Y_d$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зуба;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки.

Предел выносливости при отнулевом цикле изгиба  $\sigma_{Flimb}^0$  выбирается в зависимости от способа термической или химико-термической обработки (см. приложения):

- для нитроцементованной шестерни из стали марки 25ХГН  $\sigma_{Flimb1}^0 = 1000$  МПа;
- для колеса из стали марки 40Х, закаленной при нагреве ТВЧ с закаленным слоем, повторяющим очертания впадины  $\sigma_{Flimb2}^0 = 580$  МПа.

Коэффициент  $Y_T$  принимают  $Y_{T1} = Y_{T2} = 1$ , поскольку в технологии изготовления шестерни и колеса нет отступлений от примечаний к соответствующим таблицам приложения 2.

Коэффициент  $Y_Z$ , учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковки  $Y_{Z1} = Y_{Z2} = 1$ .

Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба  $Y_{g1} = Y_{g2} = 1$ , так как шлифование не используется.

Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной кривой  $Y_{d1} = Y_{d2} = 1$ , так как отсутствует деформационное упрочнение.

Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки  $Y_A = 1$ , так как одностороннее приложение нагрузки.

Тогда

$$\sigma_{F \text{ lim } b1} = \sigma_{F \text{ lim } b1}^0 \cdot Y_{T1} \cdot Y_{Z1} \cdot Y_{g1} \cdot Y_{d1} \cdot Y_A = 1000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1000 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b2} = \sigma_{F \text{ lim } b2}^0 \cdot Y_{T2} \cdot Y_{Z2} \cdot Y_{g2} \cdot Y_{d2} \cdot Y_A = 580 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 580 \text{ МПа}.$$

Таким образом,

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_{\delta} Y_{R1} Y_{X1} = \frac{1000}{1,55} \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1,05 \cdot 1,03 = 670 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_{\delta} Y_{R2} Y_{X2} = \frac{580}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1,05 \cdot 1,01 = 347 \text{ МПа}.$$

Сопоставим расчетные и допускаемые напряжения на изгиб:

$$\sigma_{F1} = 84 < \sigma_{FP1} = 670;$$

$$\sigma_{F2} = 80 < \sigma_{FP2} = 347.$$

Следовательно, выносливость зубьев при изгибе гарантируется с вероятностью неразрушения более 99 %.

*Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой*

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяется сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки:

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}.$$

Расчетное местное напряжение  $\sigma_{F \max}$  высчитывают по формуле

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max} K_{AS}}{T_F K_A},$$

где коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность от максимальной нагрузки  $K_{AS} = 3$  (приложение 4); коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку,  $K_A = 1$  (определен ранее);  $T_{\max}/T_F = K_{\text{пер}}$  (исходные данные). Таким образом,

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} \cdot K_{\text{пер}} \frac{K_{AS}}{K_A} = 84 \cdot 1,8 \cdot \frac{3}{1} = 453,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \cdot K_{\text{пер}} \frac{K_{AS}}{K_A} = 80 \cdot 1,8 \cdot \frac{3}{1} = 432 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение  $\sigma_{FP \max}$  определяют отдельно для зубчатых колес (шестерни и колеса) по формуле

$$\sigma_{FP \max} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSt}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta St}},$$

где  $\sigma_{FSt}$  – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$S_{FSt} = 1,75$  – коэффициент запаса прочности;

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, находится по формуле  $Y_{X1} = 1,03$ ,  $Y_{X2} = 1,01$  (определены ранее);

коэффициент  $Y_{RSt} = 1$  и отношение  $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta St}} = 1$ .

Предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой  $\sigma_{FSt}$ :

$$\sigma_{FSt} = \sigma_{FSt}^0 \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt},$$

где  $\sigma_{FSt}^0$  – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой:  $\sigma_{FSt1}^0 = 2500$  МПа,  $\sigma_{FSt2}^0 = 1800$  МПа;

$Y_{gSt}$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба:  $Y_{gSt1} = 0,95$ ,  $Y_{gSt2} = 1,1$ ;

$Y_{dSt2}$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения:  $Y_{dSt1} = 1$ ,  $Y_{dSt2} = 1$ .

Тогда

$$\sigma_{FS1} = \sigma_{FS1}^0 \cdot Y_{gSt1} \cdot Y_{dSt1} = 2500 \cdot 0,95 \cdot 1 = 2375 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FS2} = \sigma_{FS2}^0 \cdot Y_{gSt2} \cdot Y_{dSt2} = 1800 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1980 \text{ МПа}.$$

Получим:

$$\sigma_{FP\max1} = \frac{\sigma_{FS1}}{S_{FS1}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_{X1} \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = \frac{2375}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1 = 1398 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP\max2} = \frac{\sigma_{FS2}}{S_{FS2}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_{X2} \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = \frac{1980}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 1 = 1142 \text{ МПа}.$$

Проверка условия прочности:

$$\sigma_{F\max1} \leq \sigma_{FP\max1} \rightarrow 453,6 \text{ МПа} < 1398 \text{ МПа} \text{ – условие выполнено};$$

$$\sigma_{F\max2} \leq \sigma_{FP\max2} \rightarrow 432 \text{ МПа} < 1142 \text{ МПа} \text{ – условие выполнено}.$$

## 6. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

### 6.1. Общие положения

Термины и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, взяты из ГОСТ 16530–87 и 16531–87 (см. п. 5.1).

### 6.2. Выбор материалов для изготовления зубчатых колес

При выборе материала зубчатых колес необходимо обратиться к разделу «Расчет и конструирование цилиндрических зубчатых передач» (см. п. 5.2).

### 6.3. Проектировочный расчет

#### 6.3.1. Проектировочный расчет на контактную выносливость

Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров, поэтому после проведения проектировочного расчета необходимо выполнить проверочный расчет.

По заданию, исходя из указанных выше факторов, выбираем материалы и термообработку зубчатых колес.

Целью проектировочного расчета является определение начального диаметра шестерни из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле, мм

$$d_{\text{вел}} \geq \frac{770}{(1 - 0,5 \cdot K_{be})} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot K'_{H\alpha}}{0,85 \cdot K_{be} \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (6.1)$$

где  $T_{1H}$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$K_{be}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K'_{Hv}$  – предварительное значение коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку;

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение, МПа (определяется аналогично, как при расчете и конструировании цилиндрических зубчатых, см. п. 5.3.1).

Величина  $K_{be}$  может быть задана или выбрана в зависимости от схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев. Так, при  $H_1 \leq \text{HB}350$  и  $H_2 \leq \text{HB}350$  или  $H_1 > \text{HB}350$  и  $H_2 \leq \text{HB}350$ , а также когда оба колеса имеют твердость активных поверхностей зубьев больше  $\text{HB}350$ , но передачи выполнены по схемам Г или Д (рисунок 6.1),  $K_{be}$  вычисляется по формуле

$$K_{be} = 1,8/(u + 0,9). \quad (6.2)$$

Для случаев, когда оба зубчатых колеса имеют твердость активных поверхностей зубьев больше  $\text{HB}350$  и передачи выполнены по схемам А, Б и В (рисунок 6.1):

$$K_{be} = 1,2/(u + 0,6). \quad (6.3)$$

Следует иметь в виду, что полученное значение  $K_{be}$  не должно превышать своего максимального значения, равного 0,30. Таким образом, если по формулам (3.2) и (3.3) получается значение  $K_{be} > 0,30$ , его следует принимать равным 0,30.

Коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий с достаточной для практики точностью, определяется по кривым (рисунок 6.1) в зависимости от коэффициента  $K_{be}$ , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев.

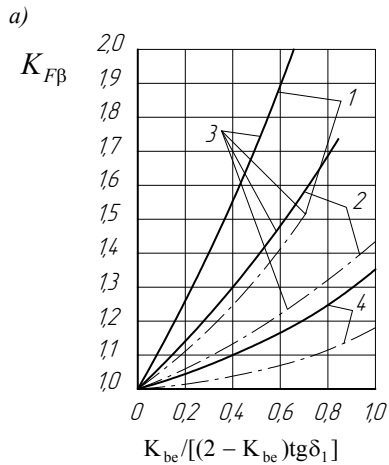
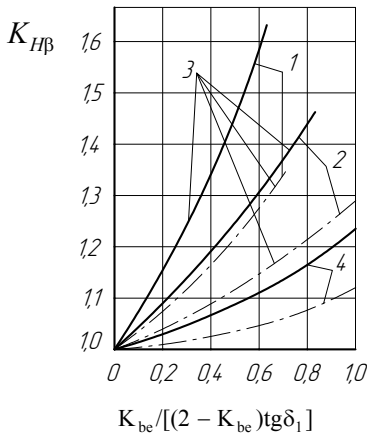
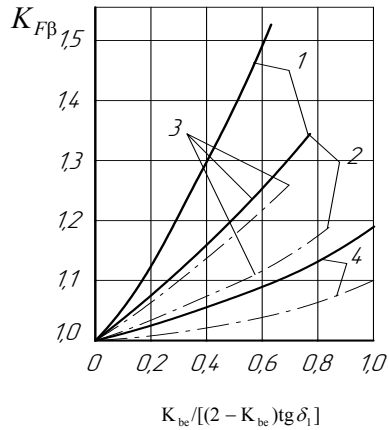
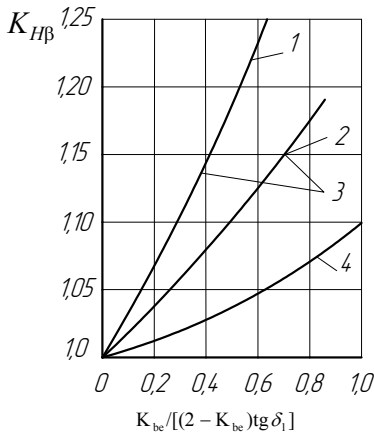
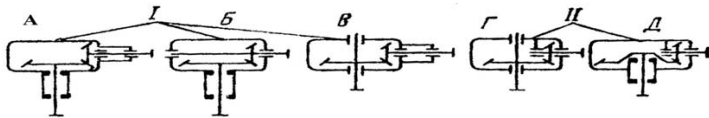
Коэффициент  $K'_{Hv}$  для передач с твердостью активных поверхностей зубьев меньше  $\text{HB} 350$

$$K'_{Hv} = 0,96 + 0,00032 \cdot n_1,$$

а с твердостью больше  $\text{HB} 350$

$$K'_{Hv} = 0,97 + 0,00014 \cdot n_1.$$





б)

Рисунок 6.1 – Кривые для определения коэффициентов  $K_{HP}$  и  $K_{FB}$  при расчете передач с коническими зубчатыми колесами соответственно на контактную и изгибную выносливость:  
 а – при  $H_1 \leq HB350$  и  $H_2 \leq HB350$  или  $H_1 > HB350$  и  $H_2 \leq HB350$ ;  
 б – при  $H_1 > HB350$  и  $H_2 > HB350$ ; 1 – опоры на шариковых подшипниках; 2 – опоры на роликовых; 3 – передача I; 4 – передача II

### 6.3.2. Проектировочный расчет на изгибную выносливость

Как уже указывалось, проектировочный расчет носит приближенный характер, поэтому после определения геометрических размеров необходимо проводить проверочный расчет в полном объеме. Формула расчета внешнего модуля в проектировочном расчете на изгиб имеет вид:

$$m_e \geq 21,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{K_{be} \cdot \sigma_{FP} \cdot z_1}}, \quad (6.4)$$

где  $T_{1F}$  – вращающий момент на шестерне, Нм;

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, выбираемый по кривым (рисунок 6.1) в зависимости от  $K_{be}$ , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев;

$Y_{FS1}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба;

$K_{be}$  – коэффициент, задаваемый или выбираемый с использованием расчетных зависимостей (6.2) и (6.3);

$\sigma_{FP}$  – допускаемое изгибное напряжение.

Для зубчатых передач, изготовленных без смещения, рекомендуется принимать  $z_1 \geq 17$ , так как в этом случае отсутствует подрезание ножки зубьев. В быстроходных передачах в целях уменьшения шума рекомендуется принимать  $z_1 \geq 25$ . Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 \cdot u$ .

Коэффициент  $Y_{FS1}$ , учитывающий форму зуба, выбирается по кривым (рисунок 6.2) в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1$ ,  $z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$ . Углы наклона делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$  определяются из зависимости:

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = u. \quad (6.5)$$

Допускаемое изгибное напряжение  $\sigma_{FP}$ , вычисляемое по формуле, МПа,

$$\sigma_{FP} = 0,4 \cdot \sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_N \quad (6.6)$$

(при расчете допускаемых напряжений необходимо обратиться к разделу «Расчет и конструирование цилиндрических зубчатых передач» (см. п. 5.3.2).

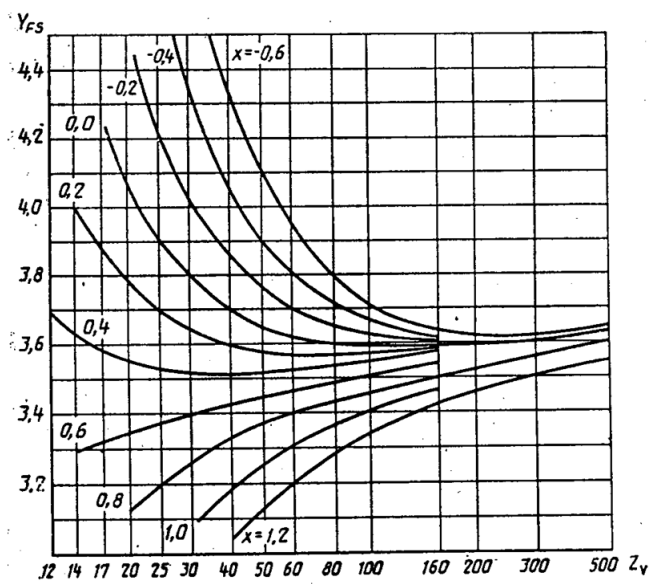


Рисунок 6.2 — График определения коэффициента  $Y_{FS}$

### 6.3.3. Проектирование передачи

Для зубчатых передач, изготовленных без смещения, рекомендуется принимать  $z_1 \geq 17$ , так как в этом случае отсутствует подрезание ножки зубьев. В быстроходных передачах в целях уменьшения шума рекомендуется принимать  $z_1 \geq 25$ . Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 \cdot u$ .

Внешний окружной модуль определяется по формуле

$$m_e = d_{\text{вс}1} / z_1. \quad (6.7)$$

По ГОСТ 9563—80 принимают стандартный нормальный модуль:

ряд 1 — 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25;

ряд 2 — 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28.

Значения первого ряда следует предпочитать значениям второго.

После расчета внешнего окружного модуля необходимо уточнить значение внешнего делительного диаметра шестерни, мм:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1. \quad (6.8)$$

Тогда внешний делительный диаметр колеса, мм:

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2. \quad (6.9)$$

Внешнее конусное расстояние рассчитывается по формуле, мм

$$R_e = 0,5 \cdot d_{e1} / \sin \delta_1. \quad (6.10)$$

Углы наклона делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$  определяются из зависимости

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = u. \quad (6.11)$$

Тогда  $\delta_1 = \operatorname{arctg}(u)$ ,  $\delta_2 = \operatorname{arctg}(u)$ . Значение углов наклона делительных конусов необходимо вычислять с точностью до секунд.

Ширина зубчатого венца рассчитывается по формуле, мм

$$b_\omega = R_e \cdot K_{be}. \quad (6.12)$$

Среднее конусное расстояние рассчитывается по формуле, мм

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b_\omega. \quad (6.13)$$

Средний окружной модуль, мм:

$$m_m = m_e \cdot R_m / R_e. \quad (6.14)$$

Средние делительные диаметры, мм:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1, \quad d_{m2} = m_m \cdot z_2. \quad (6.15)$$

Определим окружную скорость зубчатых колес по формуле, м/с:

$$v_m = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60000}. \quad (6.16)$$

По окружной скорости колес назначают степень точности зубчатых колес (таблица 6.1).

Таблица 6.1 – Нормы точности зубчатых колес

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Окружная скорость, м/с
5	>15
6	≤ 15

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Окружная скорость, м/с
7	$\leq 10$
8	$\leq 6$
9	$\leq 2$

## 6.4. Проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением, действующим в полюсе зацепления расчетного и допускаемого контактного напряжений:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}, \quad (6.17)$$

где  $\sigma_H$  – расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления, МПа;

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение, МПа.

### 6.4.1. Определение расчетного контактного напряжения

Контактное напряжение в полюсе зацепления определяют следующим образом, МПа:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sin \Sigma}{0,85(1 - 0,5K_{be})d_{\omega e1} \sin \delta_2}}, \quad (6.18)$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$\omega_{Ht}$  – удельная расчетная нагрузка, Н/мм;

$\Sigma$  – межосевой угол (в ортогональной передаче  $\Sigma = 90^\circ$ );

$d_{\omega e1}$  – внешний начальный диаметр, мм;

$K_{be}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$\delta_2$  – угол начального конуса колеса.

Коэффициент  $Z_E$ , учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, определяется по формуле,  $\text{Н}^{1/2}/\text{мм}$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (6.19)$$

где  $\nu$  – коэффициент Пуассона;

$E$  – модуль упругости материалов, МПа.

Для  $E_1 = E_2 = E$  и  $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$  принимают  $Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$ .  
Для стали при  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа  $Z_E = 190 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$ .

Коэффициент  $Z_\epsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется по формуле

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right]}}, \quad (6.20)$$

где  $z_1, z_2$  – число зубьев соответственно шестерни и колеса.

Коэффициент  $Z_H$ , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяется по кривой (рисунок 6.3) в зависимости от отношения суммы коэффициентов смещений к суммарному числу зубьев эквивалентных колес. Если колеса изготовлены без смещения,  $Z_H = 1,76$ .

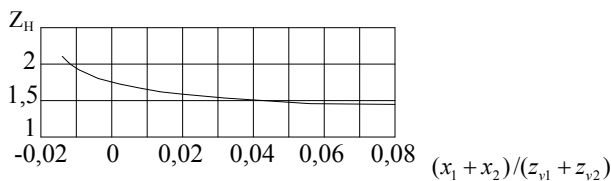


Рисунок 6.3 – Значения коэффициента для конических прямозубых зубчатых колес

Удельная расчетная нагрузка  $\omega_{Ht}$  определяется по следующей формуле:

$$\omega_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{b_\omega \cdot (1 - 0,5K_{be}) \cdot d_{\omega e1} \cdot \cos \delta_1}, \quad (6.21)$$

где  $T_{1H}$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$b_{\omega}$  – ширина зубчатого венца, мм;

$K_{be}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$d_{\omega e1}$  – внешний начальный диаметр, мм;

$\delta_1$  – угол начального конуса шестерни.

В формуле (6.21) значения  $T_{1H}$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $b_{\omega}$ ,  $K_{be}$ ,  $d_{\omega e1}$ ,  $\delta_1$  уже известны (см. п. 6.3). Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, вычисляется по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{\omega_{H\alpha} \cdot b_{\omega} \cdot d_{m1}}{2000 \cdot T_{1H} \cdot K_{H\beta}}. \quad (6.22)$$

Все значения, входящие в формулу (6.22), уже известны, кроме удельной окружной динамической силы  $\omega_{H\alpha}$ , которая определяется по формуле

$$\omega_{H\alpha} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_m \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2 \cdot u}}, \quad (6.23)$$

где  $v_m$  – окружная скорость по средней делительной окружности шестерни, м/с;

коэффициент  $\delta_H$ , учитывающий влияние зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (таблица 6.2);

коэффициент  $g_0$ , учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (таблица 6.3);

$d_{m1}$ ,  $d_{m2}$  – средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

$u$  – передаточное число.

Таблица 6.2 – Значения коэффициента  $\delta_H$

Твердость поверхностей зубьев по Виккерсу	Вид зубьев	$\delta_H$
$H_1 \leq HV 350$ или $H_2 \leq HV 350$	Прямые, без модификации головок	0,06
	Прямые, с модификацией головок	0,04
	Косые	0,02

Твердость поверхностей зубьев по Виккерсу	Вид зубьев	$\delta_H$
$H_1 > HV 350$ $H_2 > HV 350$	Прямые, без модификации головок	0,14
	Прямые, с модификацией головок	0,10
	Косые	0,04

Полученное значение  $\omega_{H\upsilon}$  не должно превышать предельного значения  $\omega_{H\upsilon \max}$ , приведенного в таблице 6.4. В противном случае следует принимать  $\omega_{H\upsilon} = \omega_{H\upsilon \max}$ .

Таблица 6.3 – Значения коэффициента  $g_0$

Модуль $m$ , мм	$g_0$					
	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643–81					
	5	6	7	8	9	10
$\leq 3,55$	2,8	3,8	4,7	5,6	7,3	10,0
3,55...10	3,1	4,2	5,3	6,1	8,2	11,0
$> 10$	3,7	4,8	6,4	7,3	10,0	13,5

Таблица 6.4 – Предельные значения  $\omega_{H\upsilon \max}$

Модуль $m$ , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643–81					
	5	6	7	8	9	10
$\leq 3,55$	85	160	240	380	700	1200
3,55...10	105	194	310	410	880	1500
$> 10$	150	250	450	590	1050	1800

#### 6.4.2. Допускаемые контактные напряжения в проверочном расчете

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$  определяют раздельно для шестерни и колеса, МПа:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\limb} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_{\upsilon} \cdot Z_L \cdot Z_X, \quad (6.24)$$

где  $\sigma_{HP\limb}$  – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжения;



$S_H$  – минимальный коэффициент запаса прочности;  
 $Z_N$  – коэффициент долговечности;  
 $Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_v$  – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

$Z_x$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

В формуле (6.24) значения  $\sigma_{Hlimb}$ ,  $Z_N$ ,  $S_H$  уже известны (см. п. 6.3).

Коэффициент  $Z_R$ , учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев, определяется по тому из сопряженных колес, зубья которого имеют более грубые поверхности, т. е. в зависимости от параметра шероховатости поверхности. Значения его следующие:

Шероховатости поверхности	$Z_R$
$R_a = 1,25 \dots 0,63$	1
$R_a = 2,5 \dots 1,25$	0,95
$R_a = 40 \dots 10$	0,9

Коэффициент  $Z_v$ , учитывающий окружную скорость, определяют по графику (рисунок 6.4) или по формулам:

$$H \leq 350 \text{HV}, Z_v = 0,85 \cdot v^{0,1}; \quad H > 350 \text{HV}, Z_v = 0,925 \cdot v^{0,05}. \quad (6.25)$$

Коэффициент  $Z_L$ , учитывающий влияние смазки, при отсутствии экспериментальных данных принимаем  $Z_L = 1$ .

Коэффициент  $Z_x$ , учитывающий размер зубчатого колеса, в общем случае определяется по кривой (рисунок 6.5) или по формуле

$$Z_x = \sqrt{1,07 - 10^{-4} d_m}, \quad (6.26)$$

где  $d_m$  – средний делительный диаметр колеса (шестерни), мм.

При  $d_m < 700$  мм следует принимать  $Z_x = 1$ .

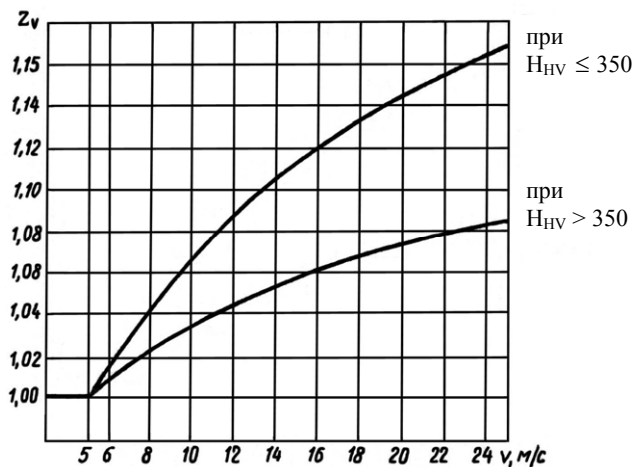


Рисунок 6.4 – График для определения коэффициента  $Z_v$

В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным по формуле (6.17), принимают минимальное из  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ , т. е.

$$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}). \quad (6.27)$$

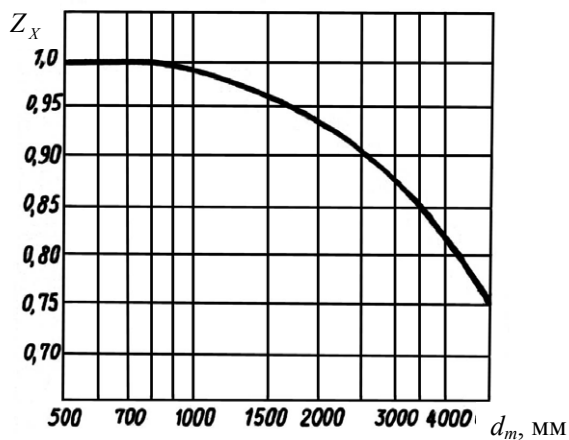


Рисунок 6.5 – График для определения коэффициента  $Z_x$

### 6.4.3. Расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

При действии максимальной нагрузки  $T_{\max}$  наибольшее за заданный срок службы контактное напряжение  $\sigma_{H\max}$  не должно превышать допускаемого  $\sigma_{HP\max}$ :

$$\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max}. \quad (6.28)$$

Напряжение  $\sigma_{H\max}$  определяют по формуле

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_H}}. \quad (6.29)$$

Допускаемое контактное напряжение при максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя  $\sigma_{HP\max}$ , зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса и от характера изменения твердости по глубине зуба:

1) для зубчатых колес, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке с низким отпускком, принимают:

$$\sigma_{HP\max} = 2,8 \cdot \sigma_T; \quad (6.30)$$

2) для зубьев, подвергнутых цементации или поверхностной закалке, принимают:

$$\sigma_{HP\max} = 44 \cdot H_{HRC}; \quad (6.31)$$

3) для азотированных зубьев принимают:

$$\sigma_{HP\max} = 3 \cdot H_{HV}, \quad (6.32)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести, МПа;

$H_{HRC}$  – твердость по шкале Роквелла;

$H_{HV}$  – твердость по шкале Виккерса.

### 6.5. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливается сопоставлением

расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}, \quad (6.33)$$

где  $\sigma_F$  – расчетное напряжение на изгиб в опасном сечении зуба, МПа;

$\sigma_{FP}$  – допускаемое напряжение на изгиб, МПа.

### 6.5.1. Определение расчетного изгибного напряжения

Расчетное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба определяют по формуле

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot \cos \delta_1 \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot m_e}, \quad (6.34)$$

где  $Y_{FS}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (рисунок 6.2, эквивалентное число зубьев шестерни  $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1$ );

$\delta_1$  – угол начального конуса шестерни;

$m_e$  – внешний окружной модуль, мм;

$\omega_{Ft}$  – удельная расчетная окружная сила, определяется по формуле, Н/мм

$$\omega_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_{1F}}{b_\omega \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot d_{\omega e1}} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (6.35)$$

где  $T_{1F}$  – вращающий момент шестерни, Н·м;

$b_\omega$  – ширина зубчатого венца, мм;

$K_{be}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$d_{\omega e1}$  – внешний начальный диаметр, мм;

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении.

Рассмотрим выбор величин, входящих в формулы (6.34), (6.35). Вращающий момент шестерни  $T_{1F}$  берется из исходных данных. Значения  $\delta_1$ ,  $K_{be}$ ,  $m_e$ ,  $d_{\omega e1}$ , известны, так как в проективном расчете были определены все геометрические размеры передачи.

Коэффициент  $K_{F\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определя-

ется по кривым (рисунок 6.1) в зависимости от схемы передачи, твердости активных поверхностей зубьев и величины  $K_{be}$ .

Коэффициент  $K_{Fv}$ , учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, определяется по формуле

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} \cdot b_{\omega} \cdot d_{m1}}{2000 \cdot T_{1F} \cdot K_{F\beta}}, \quad (6.36)$$

где единственная неизвестная  $\omega_{Fv}$  – удельная окружная динамическая сила находится по формуле

$$\omega_{Fv} = 0,16 \cdot g_0 \cdot v_m \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2u}}, \quad (6.37)$$

где  $g_0$  находится в зависимости от степени точности по нормам плавности и модуля зацепления (табл. 6.3);

$v_m$  – окружная скорость по среднему диаметру (6.16).

Остальные величины, входящие в формулы (6.36) и (6.37), известны.

### 6.5.2. Допускаемые напряжения в проверочном расчете на изгиб

Между допускаемым напряжением  $\sigma_{FP}$  и пределом выносливости  $\sigma_{Flimb}$  существует следующая взаимосвязь:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_X, \quad (6.38)$$

где  $\sigma_{Flimb}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

$S_F$  – коэффициент запаса прочности;

$Y_N$  – коэффициент долговечности;

$Y_{\delta}$  – коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений;

$Y_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности;

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.

Коэффициент запаса прочности  $S_F$  определяется в зависимости от способа термической и химико-термической обработки и вероятности неразрушения по таблицам приложения 2.

Коэффициент долговечности  $Y_N$  находится по формуле (5.14).

Коэффициент  $Y_\delta$ , учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений, находится в зависимости от значения модуля  $m_e$  по кривой (рисунок 6.6) или по формуле

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m_e. \quad (6.39)$$

Коэффициент  $Y_x$ , учитывающий размер зубчатого колеса, определяется по формуле

$$Y_x = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{e1(e2)}. \quad (6.40)$$

Коэффициент  $Y_R$ , учитывающий шероховатость переходной поверхности, выбираем в зависимости от вида обработки (таблица 6.5).

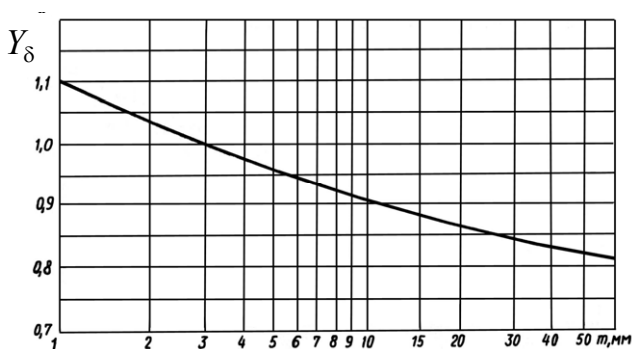


Рисунок 6.6 – График для определения коэффициента  $Y_\delta$

Предел выносливости зубьев при изгибе  $\sigma_{Flimb}$ , соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по формуле

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A, \quad (6.41)$$

где  $\sigma_{Flimb}^0$  – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба, выбирается в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по таблицам приложения 2;

$Y_T$  – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;

$Y_z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса;

$Y_g$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба;

$Y_d$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зуба;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки.

Таблица 6.5 – Значения коэффициентов  $Y_R$

Вид обработки	$Y_R$
Шлифование и зубофрезерование при шероховатости менее $R_a = 10...40$	1
Полирование, цементация, нитроцементация, азотирование (полирование до химико-термической обработки)	1,05
Полирование, нормализация, улучшение	1,2
Полирование, закалка ТВЧ, закаленный слой повторяет очертания впадины между зубьями	1,05
Полирование, закалка ТВЧ, закаленный слой распространяется на все сечение зуба, а также часть обода под основанием зуба и впадины или обрывается у переходной поверхности	1,2

Коэффициент  $Y_T$  при отступлениях от примечаний к таблицам приложения 2 принимают  $Y_T < 1$ ; в противном случае  $Y_T = 1$ .

Коэффициент  $Y_z$ , учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса, принимают следующим образом:

для поковок и штамповок	$Y_z = 1$
для проката	$Y_z = 0,9$
для литых заготовок	$Y_z = 0,8$

Коэффициент  $Y_g$ , учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, выбирается по таблицам приложения 2. При отсутствии гарантий прижогов или острой

шлифованной кромки значения  $Y_g$ , выбранные по таблицам приложения 2, следует уменьшить на 25 %. Если не используется шлифование,  $Y_g = 1$ .

Коэффициент  $Y_d$ , учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной кривой, выбирается по таблицам приложения 2. Для зубчатых колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают  $Y_d = 1$ .

Коэффициент  $Y_A$ , учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, определяется по зависимости

$$Y_A = 1 - \gamma_A, \quad (6.42)$$

где  $\gamma_A$  – коэффициент, учитывающий влияние амплитуды напряжений противоположного знака, который определяется в зависимости от способа ТО или ХТО:

- для зубчатых колес из отожженной, нормализованной или улучшенной стали коэффициент  $\gamma_A = 0,35$ ;
- для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев более HRC 45 за исключением азотированных  $\gamma_A = 0,25$ ;
- для азотированных зубчатых колес  $\gamma_A = 0,1$ ;
- для колес с односторонним приложением нагрузки принимают  $\gamma_A = 1$ .

### 6.5.3. Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки:

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}. \quad (6.43)$$

Расчетное местное напряжение  $\sigma_{F \max}$ , МПа определяют по формуле



$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_F}. \quad (6.44)$$

За исходную расчетную нагрузку  $F_{F\max}$ , Н или  $T_{1(2)F\max}$ , Нм принимают максимальную из действующих за расчетный срок службы нагрузок ударного или плавного характера – с числом повторных воздействий  $N_K < 10^3$ . Значения  $T_{1(2)F\max}$  определяют экспериментально, динамическим расчетом или по отраслевым рекомендациям.

Допускаемое напряжение  $\sigma_{FP\max}$ , МПа определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{FP\max} = \frac{\sigma_{FSI}}{S_{FSI}} \cdot Y_{RSI} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{\delta SI}}{Y_{\delta ST}}, \quad (6.45)$$

где  $\sigma_{FSI}$  – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$S_{FSI}$  – коэффициент запаса прочности;

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, определяется по формуле (6.40);

коэффициент  $Y_{RSI} = 1$  и отношение  $\frac{Y_{\delta SI}}{Y_{\delta ST}} = 1$ .

Предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой  $\sigma_{FSI}$ , МПа:

$$\sigma_{FSI} = \sigma_{FSI}^0 \cdot Y_{gSI} \cdot Y_{dSI}, \quad (6.46)$$

где  $\sigma_{FSI}^0$  – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$Y_{gSI}$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба;

$Y_{dSI}$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения.

Для марок сталей и способов термообработки, не вошедших в таблицы приложения 3, допускается определять  $\sigma_{FSI}$  по приближенной зависимости

$$\sigma_{FSI} = \sigma_{F\lim b} \cdot Y_{N\max} \cdot K_{SI}, \quad (6.47)$$

где  $\sigma_{F\lim b}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по формуле (6.41), МПа;

$Y_{N_{\max}}$  – предельное значение коэффициента долговечности;  
 $K_{Sr}$  – коэффициент, учитывающий различие между предельными напряжениями, определенными при ударном, однократном нагружении и при числе ударных нагружений  $N_K = 10^3$ .

Базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой  $\sigma_{FSr}^0$  определяется по приложению 3 в зависимости от марки стали и способа термической и химико-термической обработки.

В качестве  $\sigma_{FSr}^0$  в приложении 3 использованы усредненные (медианные) значения предельного напряжения зубьев цилиндрических эвольвентных колес внешнего зацепления, установленные на основании испытаний при знакопостоянном ударном нагружении при числе повторных воздействий  $N$  от 1 до  $10^3$  и выраженные в форме максимальных местных напряжений. Использование этих значений в расчете на статическую прочность при плавном приложении нагрузки и на малоцикловую выносливость (при числе циклов  $N = 10^2 \dots 10^3$ ) обеспечивает дополнительный запас прочности против излома зубьев.

Коэффициент  $Y_{gSr}$ , учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, для зубчатых колес с переходной поверхностью зубьев, подвергнутой шлифованию после термообработки:

- сквозной закалки с нагревом ТВЧ и объемной закалкой:

$$Y_{gSr} = 0,95 \text{ (черновой режим зубошлифования);}$$

$$Y_{gSr} = 1,1 \text{ (чистовой режим);}$$

- цементации с закалкой:

$$Y_{gSr} = 1,0 \text{ (черновой режим);}$$

$$Y_{gSr} = 1,05 \text{ (чистовой режим);}$$

- нитроцементации с закалкой:

$$Y_{gSr} = 0,9 \text{ (черновой режим);}$$

$$Y_{gSr} = 0,95 \text{ (чистовой режим).}$$

При отсутствии шлифования  $Y_{gSr} = 1$ .

Коэффициент  $Y_{dSr}$ , учитывающий влияние деформационного упрочнения, для зубчатых колес с деформационным упрочнением переходной поверхности зубьев:

- нешлифованной  $Y_{dSr} = 0,95$ ;

- шлифованной  $Y_{dSt} = 1$ ;
- при отсутствии деформационного упрочнения  $Y_{dSt} = 1$ .

Предельное значение коэффициента долговечности  $Y_{N_{\max}}$  устанавливается по формуле (5.14) для  $N_{FE} = N_K = 10^3$ . Следует учесть, что максимальные значения:

$$Y_{N_{\max}} = 4 \text{ при } q_F = 6;$$

$$Y_{N_{\max}} = 2,5 \text{ при } q_F = 9.$$

Значения  $K_{St}$  установлены на основе усреднения результатов испытаний при ударном нагружении зубчатых колес с различными вариантами термической и химико-термической обработки и числе нагружений  $N$  от 1 до  $10^3$ :

$$K_{St} = 1,3 \text{ при } q_F = 6;$$

$$K_{St} = 1,2 \text{ при } q_F = 9.$$

Коэффициент запаса прочности  $S_{FSr}$  определяется по формуле

$$S_{FSr} = Y_Z \cdot S_Y \quad (6.48)$$

где  $Y_Z$  определяют аналогично, как в п. 6.5.2; зависит от вероятности неразрушения.

Для марок сталей и способов термической и химико-термической обработки из приложения 3 и вероятности неразрушения 0,99  $Y_Z \cdot S_Y = 1,75$ .

## 6.6. Пример расчета конической передачи

Рассчитать прямозубую коническую зубчатую передачу конического редуктора (см. схему редуктора).

*Исходные данные:*

$u = 2$  – передаточное число;

$n_1 = 100$  об/мин – частота вращения шестерни;

$n_2 = 50$  об/мин – частота вращения колеса;

$T_1 = 1500$  Нм – вращающий момент на шестерне;

$T_2 = 3000$  Нм – вращающий момент на колесе.

Коэффициент перегрузки при пуске двигателя  $K_{nep} = 1,8$ .

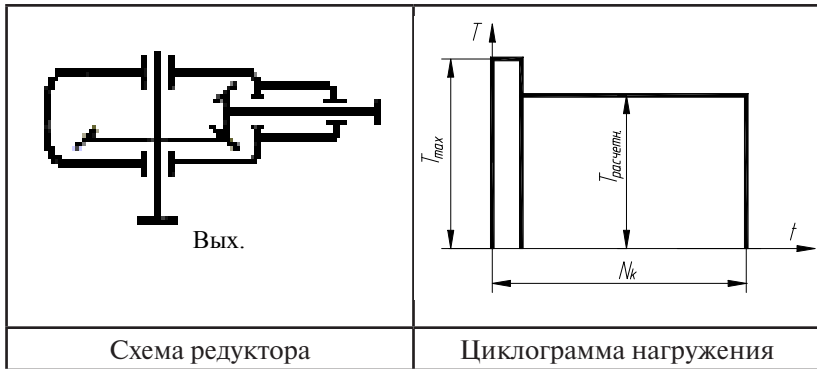
*Дополнительно принятые исходные данные:*

– материал шестерни – сталь 25ХГНМ;

– материал колеса – сталь 40Х;

- способ термической обработки:
- шестерни – цементация с последующей закалкой (твердость поверхностей зубьев 58 HRC);
- колеса – закалка при нагреве ТВЧ, закаленный слой повторяет очертания впадины (50 HRC);
  - срок службы 5 лет (при работе 312 дней в году – 16 часов в день, в две смены).

Нагрузка постоянная, передача не реверсивная.



### 1. Проектировочный расчет

Целью проектировочного расчета является определение начального диаметра шестерни из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле, мм

$$d_{\text{ое1}} \geq \frac{770}{(1 - 0,5 \cdot K_{be})} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot K'_{Hv}}{0,85 \cdot K_{be} \cdot \sigma_{HP}^2}},$$

где  $T_{1H}$  – вращающий момент на шестерне, Нм;

$K_{be}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\beta} K'_{Hv}$  – предварительное значение коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку;

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Коэффициент ширины зубчатого венца определяется по формуле

$$K_{be} = 1,2 / (u + 0,6) = 1,2 / (2 + 0,6) = 0,46.$$

Так как  $K_{be} > 0,3$ , принимаем  $K_{be} = 0,3$ .

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий,  $K_{H\beta} = 1,15$ , при этом отношение

$$K_{be}/[(2 - K_{be})\text{tg}\delta_1] = 0,3/((2 - 0,3) \cdot 0,5) = 0,35,$$

где  $\text{tg}\delta_1 = 1/u$ .

Предварительное значение коэффициента  $K'_{Hv}$ , учитывающего динамическую нагрузку, определяется по формуле

$$K'_{Hv} = 0,97 + 0,00014 \cdot n_1 = 0,97 + 0,00014 \cdot 100 = 0,984.$$

Допускаемые контактные  $\sigma_{HP}$  напряжения определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

где  $\sigma_{Hlimb}$  – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

$S_H$  – коэффициент запаса прочности;

$Z_N$  – коэффициент долговечности;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_v$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость;

$Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;

$Z_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

В проектировочном расчете  $Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X = 0,9$ .

Тогда

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_N \cdot 0,9.$$

Коэффициенты запаса прочности: для шестерни и колеса с поверхностным упрочнением зубьев принимаем  $S_{H1} = 1,2$  и  $S_{H2} = 1,2$ .

Предел контактной выносливости  $\sigma_{Hlimb}$ , МПа:

- для цементированной шестерни

$$\sigma_{Hlimb1} = 23 \cdot H_{HRC} = 23 \cdot 58 = 1334;$$

- для колеса, закаленного ТВЧ:

$$\sigma_{Hlimb2} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050.$$

Суммарное число циклов перемены напряжений  $N_k$  при постоянной нагрузке определяется следующим образом:

$$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot t,$$

где  $c$  – число зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом;

$n$  – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса (шестерни), об/мин;

$t$  – срок службы передачи, ч:

$$t = \text{годы} \cdot \text{дни} \cdot \text{часы} = 5 \cdot 312 \cdot 16 = 24960 \text{ часов}$$

(передача работает 5 лет, 312 дней в году, 16 часов в день).

Таким образом,

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 24960 = 149760000 = 149,8 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 24960 = 74880000 = 74,9 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Базовые числа циклов напряжений, соответствующие пределу выносливости, определяются по формуле

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 590^{2,4} = 134 \cdot 10^6,$$

так как  $N_{H \lim} > N_{H \lim \max} = 120 \cdot 10^6$ .

Принимаем

$$N_{H \lim 1} = 120 \cdot 10^6, \quad N_{H \lim 2} = 30 \cdot H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 490^{2,4} = 85,8 \cdot 10^6.$$

*Примечание.* Перевод твердости HRC в HB по приложению 1.

Так как  $N_K > N_{H \lim}$ , определяем значение  $Z_{N1}$  по формуле

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_{K1}}} = \sqrt[20]{\frac{120 \cdot 10^6}{149,8 \cdot 10^6}} = 0,989,$$

при  $N_K \leq N_{H \lim}$  определяем значение  $Z_{N2}$  по формуле

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 2}}{N_{K2}}} = \sqrt[20]{\frac{85,8 \cdot 10^6}{74,9 \cdot 10^6}} = 1,02.$$

Используя полученные данные, найдем допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$ , МПа:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \lim b1}}{S_{H1}} \cdot Z_{N1} \cdot 0,9 = \frac{1334}{1,2} \cdot 0,989 \cdot 0,9 = 989;$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim b2}}{S_{H2}} \cdot Z_{N2} \cdot 0,9 = \frac{1150}{1,2} \cdot 1,02 \cdot 0,9 = 879.$$

В качестве допускаемого напряжения в проектном расчете принимают наименьшее напряжение, т. е.  $\sigma_{HP} = \sigma_{HP2} = 879$  МПа.

Полученные данные подставим в формулу по определению начального диаметра:

$$d_{\omega e1} \geq \frac{770}{(1-0,5 \cdot K_{be})} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{0,85 \cdot K_{be} \cdot \sigma_{HP}^2}} = \frac{770}{(1-0,5 \cdot 0,3)} \cdot \sqrt[3]{\frac{1500 \cdot 1,15 \cdot 0,984}{0,85 \cdot 0,3 \cdot 879^2}} = 185,7 \text{ мм.}$$

Для зубчатых передач, изготовленных без смещения, рекомендуется принимать  $Z_1 \geq 17$ , так как в этом случае отсутствует подрезание ножки зубьев. Принимаем  $z_1 = 25$ . Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 2 = 50$ .

Внешний окружной модуль определяется по формуле

$$m_e = d_{\omega e1} / z_1 = 185,7 / 25 = 7,4.$$

По ГОСТ 9563–80 принимаем стандартный модуль:  $m_e = 8$  мм.

Уточненное значение внешнего делительного диаметра шестерни, мм:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 8 \cdot 25 = 200.$$

Внешний делительный диаметр колеса, мм:

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 8 \cdot 50 = 400.$$

Внешнее конусное расстояние рассчитывается по формуле, мм

$$R_e = 0,5 \cdot d_{e1} / \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 200 / 0,447 = 223,6,$$

где  $\delta_1 = \text{arcctg}(u) = \text{arctctg}2 = 26,56^\circ$ .

Углы наклона делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$  определяются из зависимости

$$\delta_1 = \text{arcctg}(u) = 26,56^\circ;$$

$$\delta_2 = \text{arctg}(u) = 63,44^\circ.$$

Ширина зубчатого венца рассчитывается по формуле, мм

$$b_\omega = R_e \cdot K_{be} = 223,6 \cdot 0,3 = 67.$$

Среднее конусное расстояние рассчитывается по формуле, мм

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b_\omega = 223,6 - 0,5 \cdot 67 = 190,1.$$

Средний окружной модуль, мм:

$$m_m = m_e \cdot R_m / R_e = 8 \cdot 190,1 / 223,6 = 6,8.$$

Средние делительные диаметры, мм:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 6,8 \cdot 25 = 170; \quad d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 6,8 \cdot 50 = 340.$$

Определим окружную скорость зубчатых колес по формуле, м/с

$$v_m = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 170 \cdot 100}{60000} = 0,89.$$

По окружной скорости колес назначаем 9-ю степень точности зубчатых колес.

## 2. Проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

*Определение расчетного контактного напряжения*

Контактное напряжение в полюсе зацепления  $\sigma_H$  определяют по формуле, МПа

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_H \sin \Sigma}{0,85(1 - 0,5K_{be})d_{\omega e1} \sin \delta_2}},$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев в полюсе зацепления;

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$\omega_H$  – удельная расчетная нагрузка, Н/мм;

$\Sigma$  – межосевой угол (в ортогональной передаче  $\Sigma = 90^\circ$ );

$d_{\omega e1}$  – внешний начальный диаметр, мм;

$K_{be}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$\delta_2$  – угол начального конуса колеса.

Коэффициент  $Z_E$ , учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес для стали, принимают  $Z_E = 190 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$ .

Коэффициент  $Z_\varepsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется по формуле

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right]}} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{25} + \frac{1}{50} \right) \right]}} = 0,79,$$

где  $z_1, z_2$  – число зубьев соответственно шестерни и колеса.



Коэффициент  $Z_H$ , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления с учетом, что колеса изготовлены без смещения, принимаем  $Z_H = 1,76$ .

Удельная расчетная нагрузка  $\omega_H$  определяется по следующей формуле:

$$\omega_H = \frac{2000 \cdot T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{b_\omega \cdot (1 - 0,5K_{be}) \cdot d_{\omega e1} \cdot \cos \delta_1},$$

где  $T_{1H}$  – вращающий момент на шестерне, Нм;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$b_\omega$  – ширина зубчатого венца, мм;

$K_{be}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$d_{\omega e1}$  – внешний начальный диаметр, мм;

$\delta_1$  – угол начального конуса шестерни.

В предыдущей формуле значения  $T_{1H}$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $b_\omega$ ,  $K_{be}$ ,  $d_{\omega e1}$ ,  $\delta_1$  уже известны. Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, вычисляется по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{\omega_{H\alpha} \cdot b_\omega \cdot d_{m1}}{2000 \cdot T_{1H} \cdot K_{H\beta}} = 1 + \frac{93,9 \cdot 67 \cdot 170}{2000 \cdot 1500 \cdot 1,15} = 1,31,$$

где единственное неизвестное значение – удельная окружная динамическая сила  $\omega_{H\alpha}$ , которая определяется по формуле

$$\omega_{H\alpha} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_m \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2 \cdot u}} = 0,14 \cdot 8,2 \cdot 0,89 \sqrt{\frac{170 + 340}{2 \cdot 2}} = 93,9,$$

где  $v_m$  – окружная скорость по средней делительной окружности шестерни, м/с;

$\delta_H = 0,14$  – коэффициент, учитывающий влияние зубчатой передачи модификации профиля головок зубьев;

$g_0 = 8,2$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса;

$d_{m1}$ ,  $d_{m2}$  – средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

$u$  – передаточное число.

Тогда

$$\omega_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{b_{\omega} \cdot (1 - 0,5K_{be}) \cdot d_{\omega e1} \cdot \cos \delta_1} = \frac{2000 \cdot 1500 \cdot 1,15 \cdot 1,31}{67 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 170 \cdot \cos 26,56} = 522.$$

Подставив в исходную формулу по определению  $\sigma_H$  найденные значения параметров, получим:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sin \Sigma}{0,85(1 - 0,5K_{be})d_{\omega e1} \sin \delta_2}} = \\ &= 1,76 \cdot 190 \cdot 0,79 \sqrt{\frac{522 \cdot 1}{0,85(1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 200 \cdot \sin 63,44}} = 531 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

*Допускаемые контактные напряжения в проверочном расчете*

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$  определяют раздельно для шестерни и колеса, МПа:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

где  $\sigma_{Hlimb}$  – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений;

$S_H$  – минимальный коэффициент запаса прочности;

$Z_N$  – коэффициент долговечности;

$Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_v$  – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

$Z_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

Значения  $\sigma_{Hlimb}$ ,  $Z_N$ ,  $S_H$  определены ранее при проектировочном расчете:

$$\begin{aligned} \sigma_{Hlimb1} &= 1334 \text{ МПа; } \sigma_{Hlimb2} = 1150 \text{ МПа; } \\ Z_{N1} &= 0,989; Z_{N2} = 1,02; S_{H1} = 1,2; S_{H2} = 1,2. \end{aligned}$$

Коэффициент  $Z_R$ , учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев, определяется по тому из сопряженных колес, зубья которого имеют более грубые поверхности, т. е. в зависимости от параметра шероховатости поверхности  $Z_R = 0,95$ .

Коэффициент  $Z_v$ , учитывающий окружную скорость  $Z_{v1} = Z_{v2} = 1$ , так как окружная скорость  $V < 5$  м/с.

Коэффициент  $Z_L$ , учитывающий влияние смазки, при отсутствии экспериментальных данных принимаем  $Z_L = 1$ .

Коэффициент  $Z_x$ , учитывающий размер зубчатого колеса: поскольку  $d_1 < 700$  и  $d_2 < 700$ , то  $Z_{x1} = 1$  и  $Z_{x2} = 1$ .

Тогда допускаемые контактные напряжения, МПа:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \lim 1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_{v1} Z_L Z_{x1} = \frac{1334 \cdot 0,989}{1,2} 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 971;$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim 2} Z_{N2}}{S_{H2}} Z_R Z_{v2} Z_L Z_{x2} = \frac{1150 \cdot 1,02}{1,2} 0,95 \cdot 0,93 \cdot 1 \cdot 1 = 864.$$

В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным, принимаем наименьшее:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP \min} = \sigma_{HP2} = 864 \text{ МПа.}$$

Сопоставим расчетное и допускаемое контактные напряжения:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP};$$

$531 \leq 864$  — условие выполнено.

### Проверочный расчет на контактную выносливость при действии максимальной нагрузки

При действии максимальной нагрузки  $T_{\max}$  наибольшее за заданный срок службы контактное напряжение  $\sigma_{H \max}$  не должно превышать допускаемого  $\sigma_{HP \max}$ :

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max}.$$

Действительное напряжение  $\sigma_{H \max}$  определяют по формуле

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_H}},$$

где  $T_{\max}/T_H = K_{\text{пер}}$  (исходные данные).

Таким образом

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} = 531 \sqrt{1,8} = 712 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение при максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя  $\sigma_{HP \max}$ , зависит от спо-

соба химико-термической обработки зубчатого колеса и от характера изменения твердости по глубине зуба. Для зубьев, подвергнутых цементации или поверхностной закалке, принимают:

$$\sigma_{HP \max} = 44 \cdot H_{HRC};$$

тогда  $\sigma_{HP \max 1} = 44 \cdot H_{HRC1} = 44 \cdot 58 = 2552 \text{ МПа};$   
 $\sigma_{HP \max 2} = 44 \cdot H_{HRC2} = 44 \cdot 50 = 2200 \text{ МПа}.$

Проверка условия прочности:

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max 1} \quad 712 \text{ МПа} \leq 2552 \text{ МПа} \text{ — условие выполнено};$$

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max 2} \quad 712 \text{ МПа} \leq 2200 \text{ МПа} \text{ — условие выполнено}.$$

### 3. Расчет зубьев на выносливость при изгибе

*Определение расчетного изгибного напряжения*

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения:  $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$ .

Расчетное местное напряжение при изгибе определяют по формуле, МПа

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot \cos \delta_1 \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot m_e},$$

где  $Y_{FS} = 3,82$  — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (при этом эквивалентное число зубьев  $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 = 25 / \cos 26,56^\circ = 28$ );

$\delta_1$  — угол начального конуса шестерни;

$m_e$  — внешний окружной модуль, мм;

$\omega_{Ft}$  — удельная расчетная окружная сила, определяется по формуле, Н/мм

$$\begin{aligned} \omega_{Ft} &= \frac{2000 \cdot T_{1F}}{b_\omega \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot d_{\omega e1}} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = \\ &= \frac{2000 \cdot 1500}{67 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 200} \cdot 1,25 \cdot 1,04 = 342, \end{aligned}$$

где  $T_{1F}$  — вращающий момент шестерни, Нм;

$b_\omega$  — ширина зубчатого венца, мм;

$K_{be}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$d_{\omega e1}$  – внешний начальный диаметр, мм;

$K_{F\beta} = 1,25$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении.

Коэффициент  $K_{Fv}$ , учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, определяется по формуле

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} \cdot b_{\omega} \cdot d_{m1}}{2000 \cdot T_{1F} \cdot K_{F\beta}} = 1 + \frac{13,18 \cdot 67 \cdot 170}{2000 \cdot 1500 \cdot 1,25} = 1,04,$$

где единственная неизвестная  $\omega_{Fv}$  – удельная окружная динамическая сила находится по формуле

$$\omega_{Fv} = 0,16 \cdot g_0 \cdot v_m \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2u}} = 0,16 \cdot 8,2 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{\frac{170 + 340}{2 \cdot 2}} = 13,18,$$

где  $g_0 = 8,2$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса;

$d_{m1}, d_{m2}$  – средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

$u$  – передаточное число;

$v_m$  – окружная скорость по среднему диаметру.

Тогда

$$\begin{aligned} \sigma_F &= Y_{FS} \cdot \cos \delta_1 \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot m_e} = \\ &= 3,82 \cdot 0,894 \cdot \frac{342}{0,85 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 8} = 202 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

*Допускаемые напряжения в проверочном расчете на изгиб*

Допускаемое напряжение  $\sigma_{FP}$  определяется по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_X,$$

где  $\sigma_{F \text{ limb}}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

$S_F$  – коэффициент запаса прочности;

$Y_N$  – коэффициент долговечности;

$Y_{\delta}$  – коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений;

$Y_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности;

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.

Коэффициент запаса прочности  $S_F$  определяется в зависимости от способа термической и химико-термической обработки:

- для цементированной шестерни из стали марки 25ХГНМ  $S_{F1} = 1,55$ ;
- для нитроцементированного колеса из стали марки 25ХГНМ  $S_{F2} = 1,55$ .

Коэффициент долговечности  $Y_N$  находится по формуле

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}}, \text{ но не менее } 1,$$

где  $q_F$  – показатель степени;

$N_{F \text{ lim}}$  – базовое число циклов перемены напряжений,  $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$  циклов;

$N_K$  – суммарное число циклов перемены напряжений, уже определены:

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 24960 = 149760000 = 149,8 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 24960 = 74880000 = 74,9 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Так как  $N_{K1} > N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$  и  $N_{K2} > N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$ , то  $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$ .

Коэффициент  $Y_S$ , учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений, находится в зависимости от значения модуля  $m_e$  по формуле

$$Y_S = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m_e = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 8 = 0,927.$$

Коэффициент  $Y_R$ , учитывающий шероховатость переходной поверхности, выбираем в зависимости от вида обработки:

- для цементированной шестерни  $Y_{R1} = 1,05$ ;
- для нитроцементованного колеса  $Y_{R2} = 1,05$ .

Коэффициент  $Y_X$ , учитывающий размер зубчатого колеса, определяется по формуле

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{e1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 200 = 1,05;$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{e2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 400 = 1,04.$$

Предел выносливости зубьев при изгибе  $\sigma_{F \text{ limb}}$ , соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по формуле

$$\sigma_{F \text{ lim } b} = \sigma_{F \text{ lim } b}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A,$$

где  $\sigma_{F \text{ lim } b}^0$  – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба;

$Y_T$  – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;

$Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса;

$Y_g$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования передней поверхности зуба;

$Y_d$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки.

Предел выносливости при отнулевом цикле изгиба  $\sigma_{F \text{ lim } b}^0$  выбирается в зависимости от способа термической или химико-термической обработки (приложение 3):

- для цементированной шестерни из стали 25ХГНМ  $\sigma_{F \text{ lim } b1}^0 = 800$  МПа;
- для колеса, закаленного с нагревом ТВЧ из стали 25ХГНМ,  $\sigma_{F \text{ lim } b2}^0 = 580$  МПа.

Коэффициент  $Y_T$  принимаем  $Y_{T1} = Y_{T2} = 1$ , поскольку в технологии изготовления шестерни и колеса нет отступлений от примечаний, соответствующих табличным.

Коэффициент  $Y_Z = 1$ , учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковки  $Y_{Z1} = 1$  и  $Y_{Z2} = 1$ .

Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба,  $Y_{g1} = 0,8$ ;  $Y_{g2} = 0,8$ , так как используется шлифование.

Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной кривой,  $Y_{d1} = Y_{d2} = 1$ , так как отсутствует деформационное упрочнение.

Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки,  $Y_A = 1$ , так как одностороннее приложение нагрузки.

Тогда

$$\sigma_{F \text{ lim} b1} = \sigma_{F \text{ lim} b1}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A = 800 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 = 640 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim} b2} = \sigma_{F \text{ lim} b2}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A = 580 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 = 464 \text{ МПа}.$$

Таким образом,

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim} b1}}{S_{F1}} \cdot Y_{N1} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_{R1} \cdot Y_{X1} = \frac{640}{1,55} \cdot 1 \cdot 0,927 \cdot 1,05 \cdot 1,05 = 417 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim} b2}}{S_{F2}} \cdot Y_{N2} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_{R2} \cdot Y_{X2} = \frac{464}{1,55} \cdot 1 \cdot 0,927 \cdot 1,05 \cdot 1,04 = 303 \text{ МПа}.$$

Сопоставим расчетные и допускаемые напряжения на изгиб:

$$\sigma_{F1} = 202 < \sigma_{FP1} = 417;$$

$$\sigma_{F2} = 202 < \sigma_{FP2} = 461.$$

Следовательно, выносливость зубьев при изгибе гарантируется с вероятностью неразрушения более 99 %.

*Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой*

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяется сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки:  $\sigma_{F \text{ max}} \leq \sigma_{FP \text{ max}}$ .

Расчетное местное напряжение  $\sigma_{F \text{ max}}$  определяют по формуле

$$\sigma_{F \text{ max}} = \sigma_F \frac{T_{\text{max}}}{T_F},$$

где  $T_{\text{max}}/T_H = K_{\text{неп}}$  (исходные данные).

Таким образом,

$$\sigma_{F \text{ max}1} = \sigma_{F1} \cdot K_{\text{неп}} = 202 \cdot 1,8 = 364 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ max}2} = \sigma_{F2} \cdot K_{\text{неп}} = 202 \cdot 1,8 = 364 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение  $\sigma_{FP \text{ max}}$  определяют отдельно для зубчатых колес (шестерни и колеса) по формуле

$$\sigma_{FP \text{ max}} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSt}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta St}},$$

где  $\sigma_{FSt}$  – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$S_{FSt} = 1,75$  – коэффициент запаса прочности;



$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, вычисляется по формуле  $Y_{X1} = 1,05$ ,  $Y_{X2} = 1,04$  (определены ранее);

коэффициент  $Y_{RSr} = 1$  и отношение  $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1$ .

Предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой  $\sigma_{FSr}$ :

$$\sigma_{FSr} = \sigma_{FSr}^0 \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt},$$

где  $\sigma_{FSr}^0$  – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой:  $\sigma_{FSr}^0 = 2800$  МПа,  $\sigma_{FSr}^0 = 2500$  МПа;

$Y_{gSt}$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба,  $Y_{gSt1} = 1,05$ ,  $Y_{gSt2} = 0,95$ ;

$Y_{dSt}$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения:  $Y_{dSt1} = 1$ ,  $Y_{dSt2} = 1$ .

Тогда

$$\sigma_{FSr1} = \sigma_{FSr1}^0 \cdot Y_{gSt1} \cdot Y_{dSt1} = 2800 \cdot 1,05 \cdot 1 = 2940 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FSr2} = \sigma_{FSr2}^0 \cdot Y_{gSt2} \cdot Y_{dSt2} = 2500 \cdot 0,95 \cdot 1 = 2375 \text{ МПа}.$$

Получим:

$$\sigma_{FP\max1} = \frac{\sigma_{FSr1}}{S_{FSr}} \cdot Y_{RSr} \cdot Y_{X1} \cdot \frac{Y_{\sigma St}}{Y_{\sigma StT}} = \frac{2940}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1764 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP\max2} = \frac{\sigma_{FSr2}}{S_{FSr}} \cdot Y_{RSr} \cdot Y_{X2} \cdot \frac{Y_{\sigma St}}{Y_{\sigma StT}} = \frac{2375}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 1 = 1411 \text{ МПа}.$$

Проверка условия прочности:

$$\sigma_{F\max1} \leq \sigma_{FP\max1} \rightarrow 364 \text{ МПа} \leq 1764 \text{ МПа} \text{ – условие выполнено};$$

$$\sigma_{F\max2} \leq \sigma_{FP\max2} \rightarrow 364 \text{ МПа} \leq 1411 \text{ МПа} \text{ – условие выполнено}.$$

## Список рекомендуемой литературы

1. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В.И. Ануриев. — 8-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. — М. : Машиностроение, 1999. — Т. 2. — 880 с.
2. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В.И. Ануриев. — 6-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1982. — 584 с.
3. Иванов, М.Н. Детали машин : учеб. для вузов / М.Н. Иванов ; под ред. В.А. Фихочехова. — 6-е изд., перераб. — М. : Высш. шк., 2000. — 383 с.
4. Решетов, Д.Н. Детали машин : учеб. для студ. машиностроительных вузов / Д.Н. Решетов. — 4-е изд., перераб. и дополн. — М. : Машиностроение, 1989. — 496 с.
5. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. — Взамен ГОСТ 21354–75 ; Введ. 1989–01–01. — М. : Изд-во стандартов. — 128 с.
6. Зубчатые передачи : справочник / Е.Г. Гинзбург [и др.] ; под общ. ред. Е.Г. Гинзбурга. — М. : Машиностроение, 1980. — 416 с.

График перевода значения твердости *HRC* к значению твердости *HB*

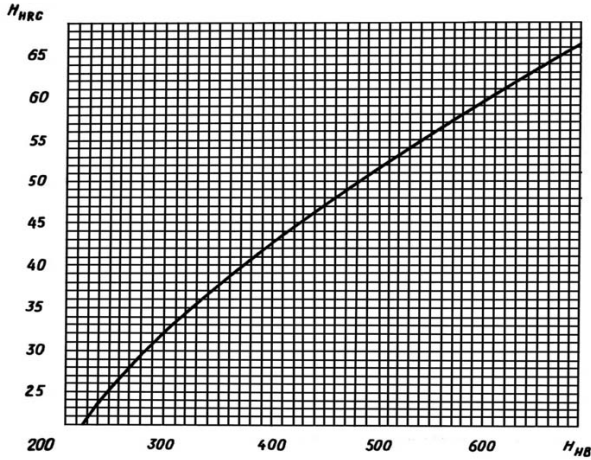
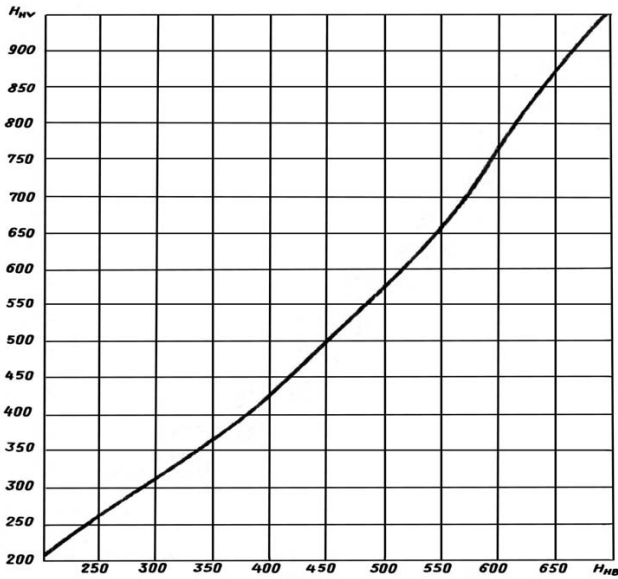


График перевода значения твердости *HV* к значению твердости *HB*



Приложение 2

Таблица 1

Величины  $\sigma_{F\lim b}^0$ ,  $Y_g$ ,  $Y_d$  и  $S_F$  для цементированных зубчатых колес

Сталь	Концентрация углерода на поверхности, %	Твердость поверхности зубьев, HRC	$\sigma_{F\lim b}^0$ , МПа	$Y_g^{***}$	$Y_d$		$S_F^{*6}$
					Дробь, ролики <sup>4</sup>	Электрохимическая обработка <sup>5</sup>	
1. Содержащая никель более 1 % и хром 1 % и менее (например, марок 20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А; 20ХН3А, 15ХГНТА по ГОСТ 4543)	0,75–1,1 (достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала карбюризатора и закаленной атмосферы)	57...63	950	$\frac{0,75}{0,6}$	$\frac{1-1,05}{1,1-1,3}$	$\frac{1,0}{1,2}$	1,55
2. Безникелевая, содержащая никель менее 1 % (например, марок 18ХГТ, 30ХГТ, 20Х, 20ХГР по ГОСТ 4543 и марки 25ХГНМА) Содержащая хром более 1 % и никель более 1 % (например, марок 12Х2Н4А, 20Х2Н4А, 18Х2Н4ВА по ГОСТ 4543 и марки 14ХГСН2МА)				820**	$\frac{0,75}{0,65}$	$\frac{1-1,1}{1,1-1,3}$	
3. Всех марок	0,6–1,4 (достигается при цементации в средах с неконтролируемым углеродным потенциалом и закалке с применением средств против обезуглероживания)	57...63	800	$\frac{0,8}{0,65}$	$\frac{1,1-1,2}{1,15-1,3}$	$\frac{1,2}{1,25}$	1,65

Сталь	Концентрация углерода на поверхности, %	Твердость поверхности зубьев, HRC	$\sigma_{F_{limb}}^0$ , МПа	$Y_g^{***}$	$Y_d$		$S_F^{*6}$
					Дробь, ролики <sup>4</sup>	Электрохимическая обработка <sup>5</sup>	
4. Содержащая никель более 1 % (например, марок 20X2H4A 20XH3A, 18X2H4BA по ГОСТ 4543)	Возможно обезуглероживание (производится при закалочном нагреве в атмосфере воздуха или продуктах сгорания смеси углеводородов с воздухом)	57...63	780	$\frac{0,8}{0,65}$	$\frac{1,1-1,2}{1,15-1,3}$	$\frac{1,2}{1,25}$	1,7
5. Прочая (например, марок 18ХГТ, 30ХГТ по ГОСТ 4543)			680	$\frac{0,8}{0,7}$			

\* Значения  $\sigma_{F_{limb}}^0$  установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

- 1) толщина диффузионного слоя у переходной поверхности зубьев ( $0,28m - 0,007m^2$ )  $\pm 0,2$  мм; данную формулу применяют при расчете колес с модулями до 20 мм; толщину диффузионного слоя рекомендуется определять на отожженных шлифах как толщину слоя до структуры сердцевины;
- 2) твердость сердцевины зубьев, измеренная у их основания, находится в пределах 30...45 HRCэ;
- 3) зерно исходного аустенита в диффузионном слое не грубее балла 5 по ГОСТ 5639.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения  $\sigma_{F_{limb}}^0$  снижать на 25 %. Марку стали и технологию химико-термической обработки выбирают исходя из требуемой прочности зубьев с учетом экономических факторов. Не всегда целесообразно выполнять условия 1, так как это может быть связано с дополнительными издержками производства.

Значения  $\sigma_{F_{limb}}^0$  установлены для условий плавного изменения напряжений на переходной поверхности и не касаются спектра нагружения, для которого характерно наличие ударных нагрузок. Если в спектр включены ударные нагрузки, то независимо от технологии химико-термической обработки предпочтительнее применять стали с высоким содержанием никеля.

\*\* Для сталей с содержанием хрома более 1 % и никеля более 1 %, закаливаемых после высокого пуска, принимают  $\sigma_{F_{limb}}^0 = 950$  МПа, если высокий отпуск проводится в безокислительной среде.

\*\*\* Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности.

\*<sup>4</sup> Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочненных дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения  $Y_d$  следует принимать при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

\*<sup>5</sup> Значения  $Y_d$  установлены для условий бескоррозионной электрохимической обработки, проводимой для удаления слоя интенсивного обезуглероживания и слоя внутреннего окисления. Данные в знаменателе принимают в случае, если электрохимическая обработка проводится после шлифования переходной поверхности. Если электрохимической обработке подвергается зубчатое колесо со шлифовочной ступенькой на зубе, то принимают  $Y_d = 1$ .

\*<sup>6</sup> Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения  $S_F$  в индивидуальном порядке.

Таблица 2

Определение параметров  $\sigma_{F\lim b}^0$ ,  $Y_g$ ,  $Y_d$  и  $S_F$  для нитроцементированных зубчатых колес

Легированная сталь	Концентрация углерода на поверхности, %	Концентрация азота на поверхности, %	Твердость зубьев на поверхности	$\sigma_{F\lim b}^{0**}$ , МПа	$Y_g^{***}$	$Y_d^{*4}$	$S_F^{*5}$
Хромомарганцевая, содержащая молибден, закаливаемая с нитроцементационного нагрева (например, марки 25ХГМ по ГОСТ 4543)	0,7–1,0	0,15–0,3	57...63 HRC	1000	0,7	$\frac{1,0}{1-1,35}$	1,55
Не содержащая молибден, закаливаемая с нитроцементационного нагрева (например, марки 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х по ГОСТ 4543)	0,7–1,0	0,15–0,5	57...63 HRC	750	0,75	$\frac{1,05-1,1}{1,1-1,35}$	1,55

\* Концентрация углерода достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала карбюризатора и атмосферы для нагрева при закалке.

\*\* Значения  $\sigma_{F\lim b}^0$  установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

1) толщина диффузионного слоя у переходной поверхности зубьев  $0,13m-0,2m$ , не более 1,2 мм (применять нитроцементацию для зубчатых колес с модулем более 8 мм без специальных испытаний не рекомендуется). Толщину диффузионного слоя рекомендуется определять на отожженных шлифах как толщину слоя до структуры сердцевины;

2) твердость сердцевины зубьев, измеренная у их основания, должна быть 30...45 HRC;

3) зерно исходного аустенита в диффузионном слое не грубее балла 6 по ГОСТ 5639.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения  $\sigma_{F\text{lim}b}^0$  уменьшить на 25 %. Наличие темной составляющей в структуре диффузионного слоя не допускается. Значения  $\sigma_{F\text{lim}b}^0$  справедливы для плавного изменения напряжений на переходной поверхности и не касаются спектра нагружения, для которого характерно наличие ударных нагрузок.

\*\*\* Данные установлены для случаев, когда гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности. Если эти условия не гарантированы, то значение  $Y_g$  уменьшают на 25 %.

\*4 Данные в знаменателе в скобках принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения  $Y_d$  следует принимать при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

\*5 Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения  $S_F$  в индивидуальном порядке.

Таблица 3

Определение параметров  $\sigma_{F\text{lim}b}^0$ ,  $Y_g$ ,  $Y_d$  и  $S_F$  для зубчатых колес из отожженной, нормализованной и улучшенной стали; зубчатых колес, закаленных при объемном нагреве, и азотированных зубчатых колес

Сталь	Способ термической или химико-термической обработки	Твердость зубьев		$\sigma_{F\text{lim}b}^0$ , МПа *, МПа	$Y_g^{**}$	$Y_d^{***}$	$S_F^{*4}$
		на поверхности	в сердцевине у основания				
Углеродистая и легированная, содержащая углерод более 0,15 % (например, марок 40, 45 по ГОСТ 1050, марок 40X, 40XН, 40XФА, 40XН-2МА, 18X2Н4ВА по ГОСТ 4543)	Нормализация, улучшение	180...350 Н		1,75 Н <sub>НВ</sub>	1,1	$\frac{1,1-1,3}{1,1-1,3}$	1,7

Сталь	Способ термической или химико-термической обработки	Твердость зубьев		$\sigma_{F_{limb}}^*$ , МПа	$Y_g^{**}$	$Y_d^{***}$	$S_F^{*4}$
		на поверхности	в сердцеvine у основания				
Легированная, содержащая углерод 0,4–0,55 % (например, марок 40X, 40XH, 40XФА, 40XH2M по ГОСТ 4543)	Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания	45...55 HRC		580	$\frac{0,9}{0,75}$	$\frac{1,05-1,15}{1,1-1,2}$	1,7
Легированная, содержащая никель более 1 % (например, марок 40XH, 50XH, 40XH2MA по ГОСТ 4543)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 HRC		500	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,1-1,3}{1,1-1,2}$	1,7
Прочая легированная (например, марок 40X, 40XФА по ГОСТ 4543)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 HRC		460	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,1-1,3}{1,1-1,2}$	1,7
Содержащая алюминий	Азотирование	700...950 HV	24...40 HRC	$290 + 12H_{HRC}^{сердц}$	—	1,0	1,7
Прочая легированная		550...750 HV	24...40 HRC				

\*Значения  $\sigma_{F_{limb}}^0$  установлены для азотированных зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

1) толщина диффузионного слоя для зубчатых колес из сталей с алюминием равна 0,070m...0,1m; для зубчатых колес из прочих легированных сталей равна 0,1m...0,13m;

2) в структуре диффузионного слоя отсутствует замкнутая нитридная сетка или  $\epsilon$ -фаза.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения  $\sigma_{F_{limb}}^0$  уменьшить на 20 %.

\*\* Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов, микротрещин или острой шлифовочной ступеньки.

\*\*\* Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования переходной поверхности, или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.



Максимальные значения  $Y_d$  следует принимать при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

\*4 Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения  $S_F$  в индивидуальном порядке.

Таблица 4

Величины  $\sigma_{F\text{limb}}^0$ ,  $Y_g$ ,  $Y_d$  и  $S_F$  для зубчатых колес, закаленных при нагреве ТВЧ

Сталь	Форма закаленного слоя	Твердость зубьев		$\sigma_{F\text{limb}}^0$ , * МПа	$Y_g^{*5}$	$Y_d^{*6}$	$S_F^{*7}$
		на поверхности	в сердцеvine у основания				
1. Пониженной прокаливаемости, содержащая углерод 0,5–0,6 % (например, марки У6 по ГОСТ 1435, марки 55ПП)	Закаленный слой повторяет очертания впадины	58...62 HRC	8...35 HRC	870**	$\frac{0,75}{0,55}$	$\frac{1,0}{1,1-1,2}$	1,7
2. Специальная легированная, содержащая углерод 0,6 % (например, марок 60ХВ, 60Х, 60ХН)		54...60 HRC	25...35 HRC	730***	$\frac{0,8}{0,7}$	$\frac{1,0}{1,1-1,2}$	1,7
3. Легированная, содержащая углерод 0,35–0,5 % и никель 1 % и более (например, марок 40ХН, 40ХН2МА по ГОСТ 4543)		48...58 HRC	25...35 HRC	680	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,05-1,1}{1,1-1,2}$	1,7
4. Прочая легированная, содержащая углерод 0,35–0,45 % (например, марок 40Х 35ХМ по ГОСТ 4543)		48...58 HRC	25...35 HRC	580	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,05-1,1}{1,1-1,2}$	1,7
5. Легированная, содержащая углерод 0,35–0,45 % и никель 1 % и более (например, марок 40ХН, 40ХН2МА по ГОСТ 4543)		Закаленный слой распространяется на все сечение зуба	48...55 HRC		580*4	$\frac{1,15-1,35}{1,1-1,2}$	1,7

Сталь	Форма закаленного слоя	Твердость зубьев		$\sigma_{F_{limb}}^0$ , * МПа	$Y_g^{*5}$	$Y_d^{*6}$	$S_p^{*7}$
		на поверхности	в сердцеvine у основания				
6. Прочая легированная, содержащая углерод 0,35–0,45 % (например, марок 40X, 35XM по ГОСТ 4543)	и часть тела зубчатого колеса под основанием зуба и впадины			480 <sup>*4</sup>	1,0		
7. Углеродистая и легированная	Закаленный на переходной поверхности или вблизи нее	Незакаленной части зуба	200...300 НВ	390	0,8	1,2–1,4 1,1–1,3	1,7

\*Значения  $\sigma_{F_{limb}}^0$  установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

1) толщина закаленного слоя (до структуры сердцевины) у переходной поверхности 0,2т...0,4т;

2) в структуре закаленного слоя отсутствует феррит.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения  $\sigma_{F_{limb}}^0$  уменьшать на 30 %.

\*\*Форма закаленного слоя, повторяющего очертания впадины между зубьями, достигается на зубчатых колесах с модулем 6 мм и более при глубинном индукционном электронагреве и охлаждении в быстродвижущемся потоке воды с самоотпуском.

\*\*\*Форма закаленного слоя, повторяющего очертания впадины между зубьями, может быть получена при индукционном электронагреве токами двух частот.

\*\*\*\*Значения  $\sigma_{F_{limb}}^0$  установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

1) толщина закаленного слоя (до структуры сердцевины) под основанием впадины между зубьями 0,5т...1,0т;

2) в структуре закаленного слоя отсутствует феррит.

Если хотя бы одно условие не выполняется, следует приведенные в таблице значения  $\sigma_{F_{limb}}^0$  уменьшать на 25 %.

\*5 Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности.

\*6 Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности. Максимальные значения  $Y_d$  принимают при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

\*7 Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения  $S_p$  в индивидуальном порядке.

Приложение 3

Базовое значение напряжения зубьев при изгибе  
максимальной нагрузкой

Вид термической или химико-термической обработки зубьев		Сталь	Твердость зубьев		$\sigma_{FS}^0$ , МПа
			на поверхности	в сердцевине у основания	
Цементация	Закалка с повторного нагрева	Легированная с содержанием никеля более 1 %	56...62 HRC 56...60 HRC	30...43 HRC 27...32 HRC	2800
	С непосредственного нагрева	Прочая легированная	54...60 HRC	30...43 HRC	2000
Нитроцементация (с автоматическим регулированием процесса)	Закалка с непосредственного нагрева	Легированная с молибденом	56...60 HRC	32...45 HRC	2500
Нитроцементация		Прочая легированная	56...60 HRC	27...45 HRC	2200
Азотирование		Легированная (без алюминия)	550...850 HV	24...30 HRC	1800
Закалка при нагреве ТВЧ	Сквозная до переходной поверхности	Легированная и углеродистая	48...52 HRC и более у основания 200...300 HB		
	Сквозная с охватом дна впадины	Легированная с содержанием никеля более 1 %	48...52 HRC 2250		
	Сквозная	Прочая легированная	2250		
	По контуру	Легированная с содержанием никеля более 1 %	48...54 HRC	24...30 HRC	
Прочая легированная				1800	
Объемная закалка		Легированная с содержанием никеля более 1 % Прочая легированная	48...52 HRC		2500

## Приложение 4

Коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах  
на прочность от максимальной нагрузки  $K_{AS}$

Вид рабочих машин и условия их эксплуатации	$K_{AS}$	Примечание
Турбина-генератор при коротком замыкании	До 6	Перегрузка может быть уменьшена при помощи предохранительных муфт
Приводы с асинхронными электродвигателями при пуске	2,5...5	Перегрузка может быть уменьшена путем рационального конструирования колебательной системы привода
Главные приводы металлорежущих станков с электродвигателями: асинхронным; постоянного тока	1,8...4 1,5...2,2	Большие значения при наиболее неблагоприятных сочетаниях конструктивных и технологических параметров
Лебедки, строгальные и долбежные станки, скребковые транспортеры, фрикционные прессы	1,5...2,5	—
Грузоподъемные машины: механизмы подъема; механизмы передвижения	1,2...2 1,5...4	Большее значение при подъеме груза с подхватом
Пилы для резки металла (при пуске и реверсировании), ножницы	1,8...2,5	—
Транспортеры скребковые	1,5...2,5	У ленточных и пластинчатых перегрузки меньше
Вентиляторы, воздуходувки	1,4...1,8	
Трансмиссии	1,4...2,5	Меньшие значения у легких трансмиссий
Электрический транспорт	1,6...2,5	—
Вагоноопрокидыватели	1,8...5	—
Мельницы, глиномялки, смесители вязких масс	1,8...2,2	—
Камнедробилки	2,0...3,5	—
Кривошипно-ползунные и эксцентриковые механизмы	1,8...3,0	—
Прокатные станы (удары при захвате)	2,5...4,5	—

*Примечания.*

1. Значения равны отношению максимальных нагрузок к номинальным. Они установлены по известным данным экспериментов, динамических расчетов и отраслевых норм для аналогичных машин.

2. При плавном пуске приводов под нагрузкой, обеспечиваемом двигателем и пусковой аппаратурой, табличные значения следует уменьшать

на 20...30 % (большее значение при наличии большей неравномерности движения).

3. Если значения коэффициента из приложения 4 меньше значений коэффициента  $K_A$  из табл. 5.7, то в расчетах зубьев на прочность при максимальной нагрузке следует принять большее значение из табл. 5.7.

4. При наличии в приводе гидравлических, упругих, фрикционных муфт или предохранительных устройств значения коэффициентов следует уменьшить до отношения предельных моментов этих устройств к номинальному моменту.

## Приложение 5

### Некоторые стали, применяемые для зубчатых колес

Марка стали	Размеры, мм		HB (сердцевины)	HRC <sub>3</sub> HRC <sub>2</sub> (поверхности)	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	Термическая обработка
	D*	S*					
35	Любой	Любая	163–192	–	550	270	Нормализация
45	Любой	Любая	179–207	–	600	320	Нормализация
45	125	80	235–262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269–302	–	890	650	Улучшение
40X	200	125	235–262	–	790	640	Улучшение
40X	125	80	269–302	–	900	750	Улучшение
40X	125	80	269–302	45–50	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
35ХМ	315	200	235–262	–	800	670	Улучшение
35ХМ	200	125	269–302	–	920	790	Улучшение
35ХМ	200	125	269–302	48–53	920	790	Улучшение + закалка ТВЧ
40ХН	315	200	235–262	–	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	269–302	–	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
40ХН	200	125	269–302	48–53	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
20ХНМ	200	125	300–400	56–63	1000	800	Улучшение + Цементация + закалка
18ХГТ	200	125	300–400	56–63	1000	800	Улучшение + Цементация + закалка
12ХН3А	200	125	300–400	56–63	1000	800	Улучшение + Цементация + закалка
25ХГМ	200	125	300–400	56–63	1000	800	Улучшение + Цементация + закалка
40ХНМА	125	80	269–302	50–56	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	Любой	Любая	163–207	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207–235	–	680	440	Улучшение

\*D, S – диаметр шестерни и толщина стенок колеса.