

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра деталей машин и прикладной механики

В.П. КОВАЛЕВСКИЙ, С.Ю. РЕШЕТОВ,  
С.Т. СЕЙТПАНОВ, В.С. РЕПЯХ

# **ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ЧЕРВЯКАМИ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ ЗАКРЫТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ  
ПЕРЕДАЧ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ЧЕРВЯКАМИ ДЛЯ СТУДЕНТОВ  
ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ В КУРСОВЫХ И  
ДИПЛОМНЫХ ПРОЕКТАХ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом  
государственного образовательного учреждения высшего  
профессионального образования «Оренбургский государственный  
университет»

Оренбург 2007

УДК 621.833.38 (076.5)  
ББК 34.445 я73  
К56

Рецензент

кандидат технических наук, доцент Р.Х. Фаттахов

**К56**            **Ковалевский В.П.**  
**Передачи червячные с цилиндрическими червяками:**  
**методические указания по расчету закрытых червячных передач с**  
**цилиндрическими червяками для студентов инженерно-технических**  
**специальностей в курсовых и дипломных проектах / В.П. Ковалев-**  
**ский, С.Ю. Решетов, С.Т. Сейтпанов, В.С. Репях. – Оренбург: ГОУ**  
**ОГУ, 2007. – 41 с.**

Настоящие методические указания переработаны с учетом современных требований к расчету червячных передач с цилиндрическими червяками на прочность и предназначены в качестве пособия студентам инженерно-технических специальностей ГОУ ОГУ при расчете червячных передач в курсовых и дипломных проектах и работах.

ББК 34.445 я73

© Ковалевский В.П., 2007  
Решетов С.Ю.,  
Сейтпанов С.Т.,  
Репях В.С.  
© ГОУ ОГУ, 2007

# Содержание

|   |    |
|---|----|
| Содержание.....   | 3  |
| 1 Введение.....   | 5  |
| 2 Методика расчета червячных передач.....   | 7  |
| 2.1 Исходные данные для расчета.....  | 7  |
| 2.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений.....  | 8  |
| 2.3 Проектировочный расчет червячной передачи по критерию контактной прочности .....                            | 16 |
| 2.4 Проверочные расчеты передачи .....  | 18 |
| 2.5 Оценка области применения спроектированной червячной передачи по критериям прочности и теплостойкости ..... | 26 |
| 3 Пример расчета червячной передачи с венцом червячного колеса, выполненным из материала I группы .....         | 27 |
| 3.1 Исходные данные.....  | 28 |
| 3.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений.....  | 29 |
| 3.3 Предварительное определение основных параметров передачи.....   | 30 |
| 3.4 Корректировка предварительно установленных параметров.....  | 31 |
| 3.5 Коэффициент полезного действия .....  | 32 |
| 3.6 Уточненное значение мощности на валу червяка.....   | 32 |
| 3.7 Силы в зацеплении червячной пары.....   | 33 |
| 3.8 Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса .....  | 33 |
| 3.9 Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку .....   | 33 |
| 3.10 Проверка редуктора на нагрев.....  | 34 |
| 3.11 Геометрические размеры червячной передачи.....   | 34 |
| Длина нарезной части червяка .....  | 35 |
| 4 Пример расчета червячной передачи с венцом червячного колеса, выполненным из материала II группы.....         | 35 |
| 4.1 Исходные данные.....  | 36 |
| 4.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений.....  | 37 |
| 4.3 Предварительное определение основных параметров передачи.....   | 37 |
| 4.4 Корректировка предварительно установленных параметров.....  | 39 |
| 4.5 Коэффициент полезного действия .....  | 40 |
| 4.6 Уточненное значение мощности на валу червяка.....   | 40 |
| 4.7 Силы в зацеплении червячной пары.....   | 40 |
| 4.8 Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса .....  | 40 |
| 4.9 Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку .....   | 41 |
| 4.10 Проверка редуктора на нагрев.....  | 41 |
| 4.11 Геометрические размеры червячной передачи.....   | 42 |
| Длина нарезной части червяка .....  | 42 |
| Список использованных источников .....  | 43 |

## 1 Введение

Методические указания по расчету закрытых червячных передач цилиндрическими червяками охватывают расчет по критериям контактной и изгибной прочности, теплостойкости, а также определение основных геометрических параметров ортогональных червячных передач с цилиндрическими червяками: архимедовыми (обозначение ZA), конволютными (ZN), эвольвентными (ZJ) и нелинейчатыми червяками с поверхностями, образованными конусом (ZK) и тором (ZT). Цилиндрические червяки имеют наибольшее распространение в приводах машин как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую несущую способность.

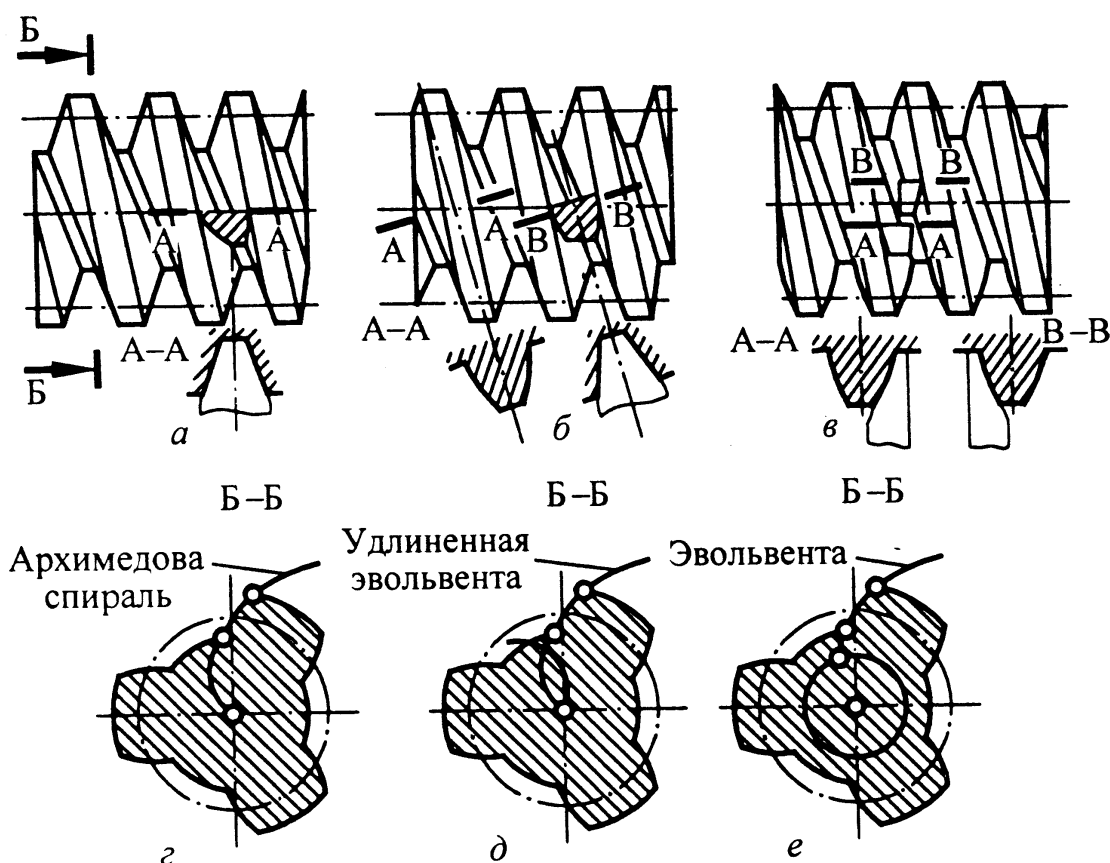


Рисунок 1 – Основные типы червяков

При невысоких требованиях к нагрузочной способности и ресурсу в условиях мелкосерийного производства применяют архимедовы и конволютные червяки. Витки архимедовых червяков имеют прямолинейный профиль в осевом сечении, в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью (в соответствии с рисунком 1, а, г). Витки конволютных червяков имеют прямолинейный профиль в сечении, нормальном к направлению витка, в торцовом сечении витки очерчены удлиненной эвольвентой (в соответствии с рисунком 1, б, д). Нарезают архимедовы и конволютные червяки на универсальных токарно-винторезных станках. Для шлифования архимедовых

червяков требуется круг, очерченный сложной кривой в осевом сечении, что ограничивает их применение. Шлифование конвolutных червяков конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к небольшому искривлению прямолинейного профиля витка, поэтому такие червяки называют нелинейчатыми. Червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому в результате получается правильное зацепление.

Эвольвентные червяки представляют собой косозубые колеса с малым числом зубьев и очень большим углом их наклона (в соответствии с рисунком 1, в, е). Профиль зуба в торцовом сечении очерчен эвольвентой. Эвольвентные червяки с высокой твердостью поверхности шлифуют плоской стороной шлифовального круга.

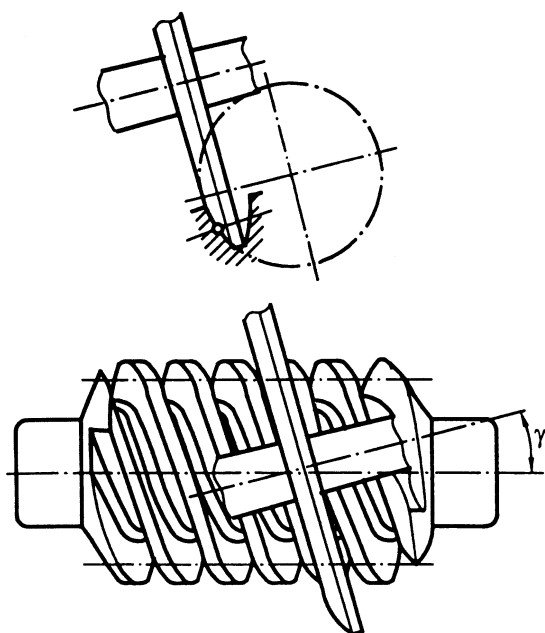


Рисунок 2 – Схема обработки червяка с вогнутым профилем витка

Червяки с вогнутым профилем витка шлифуют торовой поверхностью вращения (в соответствии с рисунком 2).

Данные методические указания определяют последовательность выполнения необходимых расчетов, позволяя экономить время при работе со справочной литературой, но и не исключая при этом творческого подхода в решении отдельных конкретных вопросов.

В указаниях имеются допускаемые в учебных целях отдельные упрощения. Приведены ссылки на рекомендуемую при выполнении расчетов литературу, имеющуюся в библиотеке ГОУ ОГУ.

## 2 Методика расчета червячных передач

### 2.1 Исходные данные для расчета

В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валу червяка (ведущего звена в передаче) и колеса (ведомого звена в передаче) с учетом порядковых номеров валов привода, на которых находятся червяк и колесо, принятых в кинематическом расчете (см. примеры расчетов).

Для простоты изложения материала в данном разделе методических указаний параметрам червяка присвоен индекс «1», а параметрам колеса – индекс «2».

С учетом вышеизложенного, исходными данными для расчета являются:

$P_1$  – мощность на валу червяка, Вт;

$P_2$  – мощность на валу червячного колеса, Вт.

$T_1$  – вращающий момент на валу червяка, Н·м;

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

$n_1$  – частота вращения червяка, мин<sup>-1</sup>;

$n_2$  – частота вращения червячного колеса, мин<sup>-1</sup>;

$u$  – передаточное число червячной передачи.

Указанные величины определяются в ходе кинематического расчета привода. Здесь же следует назначить число витков червяка  $Z_1$  и определить число зубьев червячного колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot u$ . При значении передаточного числа червячной передачи  $u = 8 \div 14$  рекомендуется назначить число заходов червяка  $Z_1 = 4$ , при  $u = 14 \div 30$  –  $Z_1 = 2$  и при  $u > 30$  –  $Z_1 = 1$ .

Кроме того, необходимо располагать данными об условиях работы: режим нагружения, срок службы в часах  $L_h$  или в годах  $L_T$  (в этом случае нужны данные о коэффициентах продолжительности использования передачи в течение суток  $K_C$  и года  $K_T$ ), температура окружающей среды  $t_0$ , которую в производственных условиях рекомендуется принимать порядка  $t_0 = 18 \div 22$  °С.

При выполнении проектировочных и проверочных расчетов необходимы данные о материалах червяка и червячного колеса, степени точности передачи по ГОСТ 3675 и геометрические параметры передачи:

$m$  – модуль, мм;  $a_w$  – межосевое расстояние, мм;  $q$  – коэффициент диаметра червяка.

В ходе расчета необходимо установить механические свойства: предел прочности  $\sigma_B$  и предел текучести  $\sigma_T$  материала червячного колеса, твердость поверхности витков червяка по Бринеллю НВ или по Роквеллу НРС и определить допускаемые напряжения и допустимый вращающий момент на валу червячного колеса из расчета передачи:

- а) на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса;
- б) на выносливость зубьев по напряжениям изгиба;
- в) на нагрев.

## 2.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

### 2.2.1 Выбор материалов червяка и червячного колеса

При выборе материалов следует обратить особое внимание на условия работы передачи [1, с.349-350, 358-362], [2, с. 217-255], [3, с.32-35], [4, с. 211-213], [5, с. 319-320], [6, с. 71-73]; основные рекомендации по выбору материалов червячной пары приведены ниже.

Изготовление и червяка, и червячного колеса из твердых материалов не обеспечивает достаточной износостойкости и сопротивления заеданию. Поэтому одну из деталей передачи выполняют из антифрикционного материала, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу.

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами, поэтому жесткость и прочность его обеспечивают благодаря применению сталей. Поскольку при приработке червяк служит в качестве формообразующего элемента, прочность и твердость его поверхности должны быть выше соответствующих свойств колеса.

Материалы червяка делят на группы:

- 1) нетермообрабатываемые,
- 2) улучшаемые,
- 3) поверхностно-закаливаемые,
- 4) цементуемые под закалку,
- 5) подвергаемые азотированию и хромированию.

Наиболее применяемый материал – сталь 18ХГТ ГОСТ 4543, твердость поверхности которой после цементации и закалки  $56\div 63$  HRC. Используют также стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА ГОСТ 4543 с поверхностной закалкой до твердости  $45\div 55$  HRC. Во всех этих случаях необходимы шлифование и полирование червяка. Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю ГОСТ 4543 позволяет исключить шлифование червяка. Червяки улучшенные и без термообработки применяют лишь во вспомогательных малонагруженных передачах.

Нелинейчатые и эвольвентные червяки рекомендуется изготавливать с твердыми (более 45 HRC) цементированными или закаленными по поверхности шлифованными и полированными витками. Архимедовы и конволютные червяки, изготавливаемые по технологическим соображениям из относительно мягких ( $H < 350$ HB) улучшаемых сталей, которые не рекомендуется применять при мощности передачи свыше 3 кВт.

Материалы венцов червячных колес (червячные колеса чаще всего изготавливаются биметаллическими: бронзовый или латунный венец и стальной, реже чугунный центр) можно условно свести в следующие три группы:

- группа I: оловянистые бронзы,  
применяемые при скорости скольжения  $V_s > 5$  м/с;
- группа II: безоловянистые бронзы и латуни,  
применяемые при скорости скольжения  $V_s = 2\div 5$  м/с;

- группа III: мягкие серые чугуны,  
применяемые при скорости скольжения  $V_s < 2$  м/с  
и в ручных приводах.

Для выбора материала червячного колеса необходимо определить ожидаемое значение скорости скольжения:

$$V_s \approx \frac{4.5 \cdot n_1}{10^4} \cdot \sqrt[3]{T_2}.$$

Условные обозначения материалов червячных колес должны быть в соответствии с ГОСТ 613 (бронзы оловянистые), ГОСТ 493 (бронзы безоловянистые: алюминиево-железистые), ГОСТ 17711 (латуни), ГОСТ 1412 (серые чугуны), ГОСТ 1585 (антифрикционные чугуны) [3, с.33, таблица 2.14, с. 487, таблица 24.49]. Механические свойства некоторых материалов для венцов червячных колес приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Механические свойства материалов венцов червячных колес

| Группа материала                         | Материал и рекомендуемая скорость скольжения    | Способ получения отливки           | Предел прочности $\sigma_B$ , МПа              | Предел прочности $\sigma_T$ , МПа |
|--|---|------------------------------------|--|-----------------------------------|
| I  | <b>БрО10Н1Ф1</b><br>$V_s \leq 25$ м/с           | ц                                  | 285  | 165                               |
|  | <b>БрО10Ф1</b><br>$V_s \leq 12$ м/с             | к                                  | 245  | 195                               |
|  |   | ц                                  | 215  | 135                               |
| II                                       | <b>БрО5Ц5С5</b><br>$V_s \leq 8$ м/с             | к                                  | 200  | 90                                |
|  |   | п                                  | 145  | 80                                |
|  | <b>БрА10Ж4Н4</b><br>$V_s \leq 5$ м/с            | ц                                  | 700  | 460                               |
|  |   | к                                  | 650  | 430                               |
|  | <b>БрА10Ж3Мц1,5</b><br>$V_s \leq 5$ м/с         | к                                  | 550  | 360                               |
|  |   | п                                  | 450  | 300                               |
|  |   | <b>БрА9Ж3Л</b><br>$V_s \leq 5$ м/с | ц  | 500                               |
| к  | 490   |                                    | 195  |                                   |
| п  | 390   |                                    | 195  |                                   |
| <b>ЛАЖМц66-6-3-2</b><br>$V_s \leq 4$ м/с | ц   | 500                                | 330  |                                   |
|  | к   | 450                                | 295  |                                   |
|  | п   | 400                                | 260  |                                   |
| III                                      | <b>СЧ15,</b><br><b>СЧ20</b><br>$V_s \leq 2$ м/с | п<br>п                             | $\sigma_{ВИ}=320$ МПа<br>$\sigma_{ВИ}=360$ МПа |                                   |

Примечание 1 – Расшифровка способов получения отливки:

ц – центробежное литье; к – литье в кокиль; п – литье в песчаную форму.

Примечание 2 – Для чугунов  $\sigma_{ВИ}$  – предел прочности при изгибе.



### 2.2.2 Режим работы передачи

Нагрузкой любой зубчатой передачи считают вращающий момент на валу колеса  $T_2$ . Характер изменения нагрузки во времени называют режимом нагружения. Базовым называют режим, когда нагрузка остается неизменной при числе циклов больше базы контактных напряжений.

График работы червячной передачи может быть представлен в виде циклограммы [3, с. 16, рисунок 2.2], например, изображенная на рисунке 3, где вращающие моменты  $T_i$ , действующие в течение отработки заданного ресурса  $N_\Sigma$  расположены в убывающем порядке.

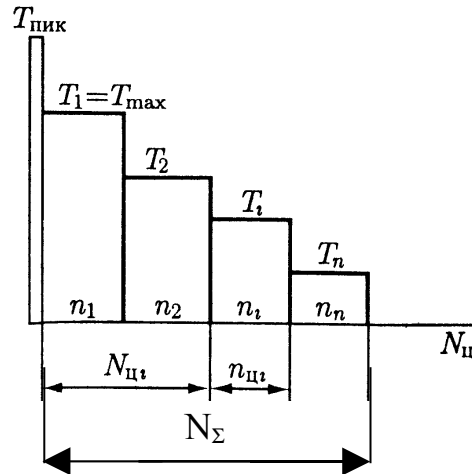


Рисунок 3 – Пример циклограммы нагрузки для расчета передачи

Циклограмма нагрузки позволяет определить  $n_{цi}$  – продолжительность (в циклах нагружения) действия момента  $T_i$  при частоте вращения  $n_i$ , а также  $N_{цi}$  – продолжительность (в циклах нагружения) действия моментов, больших  $T_i$ . В расчетах на сопротивление усталости действие кратковременного момента перегрузки  $T_{пик}$  не учитывают, а фактический переменный режим нагружения заменяют эквивалентным (по усталостному воздействию) постоянным моментом с номинальным моментом  $T$  (наибольшим из длительно действующих:  $T=T_1=T_{max}$  в соответствии с рисунком 3) и эквивалентным  $N_E$  числом циклов нагружения.

При задании режима нагружения червячной передачи циклограммой моментов коэффициенты приведения  $K_{HE}$  и  $K_{FE}$  в расчетах на выносливость определяется следующим образом:

- в расчетах на контактную выносливость:

$$K_{HE} = \sum_{i=1}^n \left[ \left( \frac{T_{2i}}{T_2} \right)^4 \cdot \frac{L_{hi}}{L_h} \cdot \frac{n_{2i}}{n_2} \right];$$

- в расчетах на изгибную выносливость:

$$K_{FE} = \sum_{i=1}^n \left[ \left( \frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 \cdot \frac{L_{hi}}{L_h} \cdot \frac{n_{2i}}{n_2} \right],$$

где  $T_{2i}$ ;  $L_{hi}$  и  $n_i$  – вращающие моменты на валу червячного колеса, соответствующие им времена действия и частоты вращения;

$T_2$ ;  $n_2$  – номинальный вращающий момент и соответствующая ему частота вращения

$L_h$  – длительность работы передачи в целом.

В случае постоянной частоты вращения на всех уровнях нагрузки ( $n_i=n$ ) отношение  $n_i L_{hi}/(n L_h)$  равноценно отношению  $L_{hi}/L_h$  или  $n_{цi} / N_{\Sigma}$ .

В расчетах зубчатых передач (в частности червячных) на сопротивление усталости фактический переменный режим нагружения заменяют эквивалентным (по усталостному воздействию) постоянным режимом с номинальным моментом  $T$  (наибольшим из длительно действующих) и эквивалентным числом  $N_E$  циклов перемены напряжений. В расчетах на выносливость коэффициенты приведения  $K_{HE}$  и  $K_{FE}$  зависят от типового режима нагружения: 0 – постоянный режим нагружения; I – тяжелый (работа большую часть времени с нагрузками близкими к номинальной); II – средний равновероятностный (одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки); III – средний нормальный (работа большую часть времени со средними нагрузками); IV – легкий (работа большую часть времени с нагрузками ниже средних); V – особо легкий (работа большую часть времени с малыми нагрузками). Графики изменения нагрузки при различных переменных режимах нагружения приведены на рисунке 4.

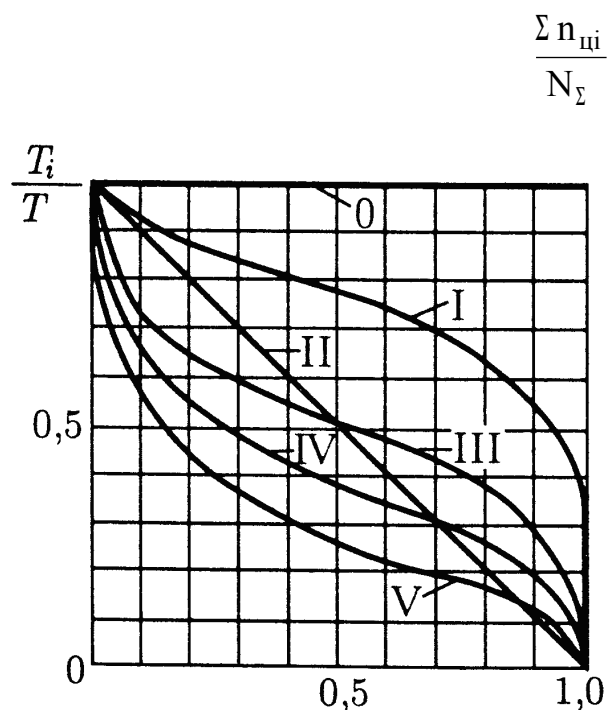


Рисунок 4 – Графики изменения нагрузки при различных переменных режимах нагружения

Тяжелый режим (I) характерен для зубчатых передач горных машин, средний равновероятностный (II) и нормальный (III) – для транспортных машин, легкий (IV) и особо легкий (V) – для универсальных металлорежущих станков. Значения коэффициентов приведения  $K_{HE}$  и  $K_{FE}$  приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Коэффициенты приведения  $K_{HE}$  и  $K_{FE}$

| Расчет зубьев червячного колеса | Группа материала | $K_E$ | Режим работы |   |    |     |    |   |
|---------------------------------|------------------|-------|--------------|---|----|-----|----|---|
|                                 |                  |       | 0            | I | II | III | IV | V |
|                                 |                  |       |              |   |    |     |    |   |

|                                   |            |          |     |       |     |       |       |       |
|-----------------------------------|------------|----------|-----|-------|-----|-------|-------|-------|
| На прочность рабочих поверхностей | I          | $K_{HE}$ | 1,0 | 0,416 | 0,2 | 0,121 | 0,081 | 0,034 |
| На изгибную выносливость          | I, II, III | $K_{FE}$ | 1,0 | 0,2   | 0,1 | 0,04  | 0,016 | 0,004 |

### 2.2.3 Суммарное время (ресурс) работы передачи в часах

$$L_h = L_r \cdot 365 \cdot K_r \cdot 24 \cdot K_c,$$

где  $L_r$  – срок службы передачи в годах;

$K_r$  – коэффициент использования передачи в течение года;

$K_c$  – коэффициент использования передачи в течение суток.

Довольно часто в курсовых проектах и работах значение  $L_h$  (в часах) задается преподавателем непосредственно.

### 2.2.4 Суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_\Sigma = 60 \cdot L_h \cdot n_2.$$

### 2.2.5 Эквивалентное число циклов перемены напряжений

Для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса эквивалентное число циклов перемены напряжений равно:

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_\Sigma.$$

Необходимо для определения допускаемых контактных напряжений для материалов венцов червячных колес, изготовленных из материалов I группы (см. таблицу 3).

Для расчета зубьев на изгибную выносливость:

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_\Sigma.$$

### 2.2.6 Допускаемые напряжения

В червячной паре менее прочным элементом является изготовленное из бронзы или чугуна червячное колесо, размеры которого устанавливаются при расчете его зубьев на прочность рабочих поверхностей и на изгибную выносливость. Прочность рабочих поверхностей зубьев определяет их контактную выносливость и износостойкость. Критерием этой прочности является контактное напряжение, значение которого не должно превышать допустимого. Витки червяка, изготовленного из стали, значительно прочнее бронзовых или чугунных зубьев червячного колеса, в связи, с чем витки червяка на прочность не рассчитываются [1, с.361].

Допускаемые напряжения для материала червячного колеса определяются в соответствии, с рекомендациями [1, с.361–363], [2, с.222–225], [3, с.32–35], [4, с. 213–215], [5, с. 322–324], [6, с. 74], или по зависимостям

таблицы 3.

Таблица 3 – Допускаемые напряжения  $[\sigma]_H$  и  $[\sigma]_F$

| Группа материала | Для расчета зубьев  |   |
|------------------|---|---|
|                  | на прочность рабочих поверхностей   | на изгибную выносливость  |
| I                | $[\sigma]_H = C_V \cdot [\sigma]_H^0 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$ | $[\sigma]_F = \frac{\sigma_F^0}{S_F} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$ |
| II               | $[\sigma]_H = [\sigma]_H^0 - 25 \cdot V_S$                                |   |
| III              | $[\sigma]_H = [\sigma]_H^0 - 35 \cdot V_S$                                |   |

В таблице 3 обозначено:

$[\sigma]_H^0$  – исходное допускаемое напряжение для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса (см. таблицу 4);

$\sigma_F^0$  и  $S_F$  – предел изгибной выносливости материала червячного колеса и коэффициент безопасности (см. таблицу 4);

$C_V$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала I группы, который может быть определен по приближенной зависимости исходя из скорости скольжения  $V_S$  в червячной паре:

$$C_V = 1,42 - 0,1 \cdot V_S, \quad \text{при } V_S \leq 4 \text{ м/с};$$

$$C_V = 1,66 \cdot V_S^{-0,352}, \quad \text{при } 8 \text{ м/с} > V_S > 4 \text{ м/с};$$

$$C_V = 0,8, \quad \text{при } V_S \geq 8 \text{ м/с}.$$

Таблица 4 – Исходное допускаемое напряжение  $[\sigma]_H^0$ , предел изгибной выносливости материала зубьев  $\sigma_F^0$  и коэффициент безопасности  $S_F$

| Группа материала | Для расчета зубьев                               |  | $S_F$ |
|------------------|--|--|-------|
|                  | - на прочность рабочих поверхностей              | - на изгибную выносливость                                 |       |
| I                | $[\sigma]_H^0 = (0,75 \div 0,90) \cdot \sigma_B$ | $[\sigma]_F^0 = 0,44 \cdot \sigma_T + 0,14 \cdot \sigma_B$ | 1,75  |
| II               | $[\sigma]_H^0 = 300 \div 250 \text{ МПа}$        |  |       |

|   |                                  |  |     |
|---|----------------------------------|--|-----|
| Ш   | $[\sigma]_H^0 = 175 \text{ МПа}$ | $[\sigma]_F^0 = 0,43 \cdot \sigma_{\text{ВИ}}$ | 2,0 |
| Примечание – Большие значения $[\sigma]_H^0$ - для случая применения червяков с твердыми ( $H > 45\text{HRC}$ ) шлифованными и полированными витками. |                                  |  |     |

### 2.2.7 Предельные допускаемые напряжения для проверки прочности передачи при действии максимальной нагрузки

При наличии в спектре нагрузки передачи кратковременных пиковых вращающих моментов  $T_{\text{пик}} > T_2$  необходима дополнительная проверка передачи на прочность по этому моменту. При расчете передачи, работающей по типовому режиму нагружения с приводом от асинхронного электродвигателя, кратковременным пиковым вращающим моментом является приведенный к валу червячного колеса максимальный вращающий момент, который развивает электродвигатель при пуске:

$$T_{2\text{пик}} = T_{\text{эд.мах}} \cdot u \cdot \eta ,$$

$$\text{где } T_{\text{эд.мах}} = 9554 \cdot \frac{P_{\text{эд.}}}{n_{\text{эд.}}} \cdot \frac{T_{\text{мах}}}{T_{\text{ном}}} \quad - \quad \text{пиковый вращающий момент,}$$

развиваемый электродвигателем при пуске: значения  $P_{\text{эд}}$  и  $n_{\text{эд}}$  – номинальные мощность (кВт) и частота вращения ( $\text{мин}^{-1}$ ) электродвигателя соответственно, значение отношения  $\frac{T_{\text{мах}}}{T_{\text{ном}}}$  принимается из справочной литературы, например [3, с. 459, таблица 24.9], [4, с.26–27, таблица 2.2];

$u$  – общее передаточное число кинематической цепи от приводного двигателя до вала червячного колеса;

$\eta$  – общий КПД данной кинематической цепи.

Предельные допускаемые напряжения  $[\sigma]_{H\text{мах}}$  и  $[\sigma]_{F\text{мах}}$ . (в соответствии с таблицей 5) определяют при наличии в спектре нагрузки передачи кратковременных пиковых вращающих моментов  $T_{2\text{пик}}$ , исходя соответственно из условий предупреждения пластической деформации и заедания на рабочих поверхностях зубьев червячного колеса и предупреждения пластической деформации тела зуба или его поломки.

Таблица 5 –Предельные допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_{H\text{мах}}$  и предельные напряжения изгиба  $[\sigma]_{F\text{мах}}$

| Группа материалов | $[\sigma]_{H\text{мах}}$ | $[\sigma]_{F\text{мах}}$ |
|-------------------|--------------------------|--------------------------|
|-------------------|--------------------------|--------------------------|

|     |                          |                          |
|-----|--------------------------|--------------------------|
| I   | $4 \cdot \sigma_T$       | $0,8 \cdot \sigma_T$     |
| II  | $2 \cdot \sigma_T$       |                          |
| III | $1,85 \cdot \sigma_{ВИ}$ | $0,75 \cdot \sigma_{ВИ}$ |

## 2.3 Проектировочный расчет червячной передачи по критерию контактной прочности

### 2.3.1 Определение ориентировочного значения коэффициента нагрузки

Коэффициент нагрузки определяется по формуле

$$K' = K'_V \cdot K'_\beta,$$

где  $K'_V$  – коэффициент динамичности нагрузки (скоростной коэффициент);

$K'_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки.

Для предварительных расчетов можно принять  $K'_V = 1$ , а

$$K'_\beta = 0,5 \cdot (K_\beta^{0'} + 1).$$

При постоянной нагрузке начальный коэффициент концентрации нагрузки равен  $K_\beta^{0'} = 1$ . При переменной нагрузке его величину можно определить по приближенным зависимостям в зависимости от числа заходов червяка и передаточного числа червячной передачи:

$$\text{при } Z_1 = 1: K_\beta^{0'} = \frac{0,95 \cdot u - 6,5}{u - 10};$$

$$\text{при } Z_1 = 2: K_\beta^{0'} = \frac{u - 9}{u - 10};$$

$$\text{при } Z_1 = 3: K_\beta^{0'} = \frac{0,98 \cdot u - 2,049}{u - 4,03};$$

$$\text{при } Z_1 = 4: K_\beta^{0'} = \frac{u - 3,2}{u - 4}.$$

Более подробная информация по выбору коэффициента нагрузки содержится в учебных пособиях [1, с. 358–360], [2, с. 221–222], [3, с. 35–36], [4, с. 213–215], [5, с. 321], [6, с. 81–82].

### 2.3.2 Определение предварительного значения межосевого расстояния

$$a'_W = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K'}{[\sigma]_H^2}}, \text{ мм.}$$

Расчетное значение  $a'_W$  следует округлить до стандартного значения  $a_W$  по ГОСТ 2144:

|              |    |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |     |          |
|--------------|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----------|
| 1-й ряд..... | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 | 630 | 800..... |
| 2-й ряд..... | -  | -  | -  | -  | -   | 140 | 180 | 225 | 280 | 355 | 450 | 560 | 710 | 900..... |

При проектировании нестандартной червячной пары значение  $a'_w$  можно округлить также до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров ГОСТ 6636 [3, с. 452, таблица 24.1].

### 2.3.3 Предварительное значение осевого модуля

$$m' = (1,4 + 1,7) \cdot \frac{a_w}{Z_2}.$$

### 2.3.4 Коэффициент диаметра червяка

$$q' = \frac{2 \cdot a_w}{m'} - Z_2.$$

Минимально допустимое значение  $q'$  из условия жесткости вала червяка:

$$q'_{\min} = 0,212 \cdot Z_2.$$

Полученные значения модуля червячной передачи и коэффициента диаметра червяка согласуются и округляются до ближайших стандартных чисел ( $m$  и  $q$ ) по ГОСТ 19672 [1, с.370, таблица 12.1], [2, с. 212], [3, с. 36], [5, с. 141], [6, с. 75] и приведены в таблице 6.

Таблица 6 – Рекомендуемые значения модуля и коэффициента диаметра червяка и их сочетания по ГОСТ 19672

| $m$ , мм           | $q$                     | $m$ , мм    |                     |
|--------------------|-------------------------|-------------|---------------------|
| 1,6                | 10; 12,5; 16; 20        | 8; 10; 12,5 | 8; 10; 12,5; 16; 20 |
| 2; 2,5; 3,15; 4; 5 | 8; 10; 12,5; 16; 20     | 16          | 8; 10; 12,5; 16     |
| 6,3                | 8; 10; 12,5; 14; 16; 20 | 20          | 8; 10               |

### 2.3.5 Коэффициент смещения

$$x = \frac{1}{m} \cdot [a_w - 0,5 \cdot m \cdot (Z_2 + q)].$$

Если  $x < -1$  или  $x > 1$ , то следует, варьируя значениями  $Z_2$  и  $q$ , повторить расчет до выполнения условия  $-1 \leq x \leq 1$ . Предпочтительно положительное значение коэффициента смещения т.к. при этом увеличивается прочность витков червяка.

### 2.3.6 Углы подъема витка червяка

#### 2.3.6.1 Делительный угол подъёма витка

$$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q}.$$

#### 2.3.6.2 Начальный угол подъема витка



$$\gamma_w = \arctg \frac{Z_1}{q + 2 \cdot x}.$$

## 2.4 Проверочные расчеты передачи

Уточнение расчетных параметров и размеров червячной пары производится путем проверочного расчета её на прочность,

### 2.4.1 Коэффициент нагрузки

$$K = K_\beta \cdot K_V.$$

#### 2.4.1.1 Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_\beta = 1 + \left( \frac{Z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - X),$$

где  $\theta$  – коэффициент деформации червяка (см. таблицу 7, а также [2, с. 222, таблица 9.4], [3, с. 38, таблица 2.16], [4, с. 215, таблица 7.4], [6, с. 82, таблица 8.13]);

Таблица 7 – Значения коэффициента деформации червяка

| $Z_1$ | Значения $\theta$ при коэффициенте $q$ диаметра червяка |     |      |     |     |     |
|-------|---|-----|------|-----|-----|-----|
|       | 8   | 10  | 12,5 | 14  | 16  | 20  |
| 1     | 72  | 108 | 154  | 176 | 225 | 248 |
| 2     | 57  | 86  | 121  | 140 | 171 | 197 |
| 4     | 47  | 70  | 98   | 122 | 137 | 157 |

$X$  – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка:

$$X = \frac{1}{T_2} \cdot \left[ \left( \sum_{i=1}^n T_{2i} \cdot t_i \cdot n_{2i} \right) / \left( \sum_{i=1}^n t_i \cdot n_{2i} \right) \right],$$

здесь  $T_2$ ,  $T_{2i}$ ,  $t_i$ ,  $n_{2i}$  – см. пояснения к формулам для нахождения  $K_{HE}$  и  $K_{FE}$  на с.10-11.

Значения  $X$  для типовых режимов нагружения приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Значения коэффициента  $X$  для типовых режимов нагружения

| Номер типового режима | 0   | I    | II  | III | IV   | V    |
|-----------------------|-----|------|-----|-----|------|------|
| $X$                   | 1,0 | 0,77 | 0,5 | 0,5 | 0,38 | 0,31 |

При постоянной нагрузке (для типового режима 0)  $K_\beta = 1$ .

#### 2.4.1.2 Коэффициент динамичности нагрузки

Коэффициент динамичности нагрузки (скоростной коэффициент) зависит от скорости скольжения  $V_S$  и принятой степени точности

изготовление червячной пары по ГОСТ 3675. Рекомендации по назначению степени точности изготовления червячных передач в соответствии с [2, с. 214, таблица 9.2] представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Степени точности изготовления червячных передач

| Степень точности | Скорость скольжения в передаче $V_s$ , м/с | Обработка  | Применение   |
|------------------|--|--|--|
| 6-я              | $V_s \geq 10$                              | Червяк закален, отшлифован и отполирован. Колесо нарезают шлифованными червячными фрезами. Обязательна обработка под нагрузкой | Передачи с высокими скоростями и требованиями к габаритам, а также с малым шумом         |
| 7-я              | $5 \leq V_s \leq 10$                       | Червяк закален, отшлифован и отполирован. Колесо нарезают шлифованными червячными фрезами. Обработка под нагрузкой             | Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с высокими требованиями к габаритам     |
| 8-я              | $2 \leq V_s \leq 5$                        | Червяк с $HV \leq 350$ нешлифованный. Колесо нарезают нешлифованной червячной фрезой или «летучкой». Обработка под нагрузкой.  | Передачи среднескоростные со средними требованиями к шуму, габаритам и точности.         |
| 9-я              | $V_s \leq 2$                               | Червяк с $HV \leq 350$ нешлифованный. Колесо нарезают любым способом.  | Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными требованиями. |

Реальная скорость скольжения червячной передачи определяется формулой:

$$V_s = \frac{V_{w1}}{\cos \gamma_w},$$

где  $V_w$  – окружная скорость на начальном диаметре червяка, м/с:

$$V_{w1} = \frac{\pi \cdot m \cdot (q + 2 \cdot x) \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

По таблице 9, исходя из значения  $V_s$ , назначается рекомендуемая степень точности изготовления червячной пары (ST), после чего определяется коэффициент динамичности нагрузки по формуле:

$$K_v = 1,01 + 0,06 \cdot V_s + (ST - 6) \cdot 0,01,$$

где ST – порядковый номер степени точности изготовления червячной пары в соответствии с таблицей 9.

#### 2.4.2 Допускаемое контактное напряжение

В связи с полученным значением реальной скорости скольжения  $V_S$  в червячной передаче необходимо уточнить значение  $[\sigma]_H$  допускаемого контактного напряжения в соответствии с данными таблицы 3.

#### 2.4.3 Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_{H} = \frac{5400 \cdot (q + 2 \cdot x)}{Z_2} \cdot \sqrt{\left[ \frac{Z_2 + q + 2 \cdot x}{a_w \cdot (q + 2 \cdot x)} \right]^3} \cdot T_2 \cdot K \leq [\sigma]_H.$$

Отклонение значения расчетного контактного напряжения  $\sigma_H$  от допускаемого  $[\sigma]_H$ :

$$\Delta \sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100, \%$$

должно быть в пределах от  $-5\%$  (перегрузка) до  $+20\%$  (недогрузка).

Если данное условие выполняется, то рассчитанные выше геометрические параметры червячной передачи следует принять за окончательные. Если расчетное контактное напряжение меньше допускаемого на  $20\%$  и более, то необходимо проверить возможность уменьшения размеров передачи. Для этого следует повторить расчет, приняв меньшее межосевое расстояние. Если расчетное контактное напряжение больше допускаемого на  $5\%$  и более, то межосевое расстояние недостаточно для обеспечения контактной прочности рассчитываемой червячной передачи и, следовательно, следует увеличить межосевое расстояние, либо, если передача не удовлетворяет потребителя своими габаритными параметрами, можно поменять материалы червячной пары и повторить расчет.

#### 2.4.4 Геометрические размеры червячной передачи

##### 2.4.4.1 Геометрические размеры червяка

Делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q.$$

Начальный диаметр

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

Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m.$$

Диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f^* \cdot m,$$

где  $h_f^* = 1,2$  – коэффициент высоты впадины витка (кроме эвольвентных червяков), для эвольвентных червяков  $h_f^* = 1 + 0,2 \cdot \cos \gamma$  [1, с.373].

Длина нарезанной части червяка  $b_1$  определяется в соответствии с рекомендациями [1, с. 373-374, таблицы 12.4 и 12.5]:

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 \cdot Z_2) \cdot m + 3 \cdot m.$$

Значение  $b_1$  округляется до ближайшего большего числа из стандартного ряда нормальных линейных размеров  $R_a 40$  по ГОСТ 6636 (мм): 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500.... (ряд можно продолжить).

Значения коэффициентов  $c_1$  и  $c_2$  в зависимости от числа заходов червяка  $Z_1$  и коэффициентов смещения передачи  $x$  представлены в таблицах 10 и 11.

Таблица 10 – Коэффициенты для определения длины нарезанной части червяка при числе заходов червяка  $Z_1=1$  и  $Z_1=2$

| Наименование коэффициентов | Значение коэффициентов при коэффициенте смещения передачи $x$ |      |      |      |            |
|----------------------------|---|------|------|------|------------|
|                            | -1  | -0,5 | 0    | +0,5 | +1 и более |
| $c_1$                      | 10,5  | 8    | 11   | 11   | 12         |
| $c_2$                      | 0,06  | 0,06 | 0,06 | 0,1  | 0,1        |

Таблица 11 – Коэффициенты для определения длины нарезанной части червяка при числе заходов червяка  $Z_1=4$

| Наименование коэффициентов | Значение коэффициентов при коэффициенте смещения передачи $x$ |      |      |      |            |
|----------------------------|---|------|------|------|------------|
|                            | -1  | -0,5 | 0    | +0,5 | +1 и более |
| $c_1$                      | 10,5  | 9,5  | 11   | 12,5 | 13         |
| $c_2$                      | 0,09  | 0,09 | 0,09 | 0,1  | 0,1        |

#### 2.4.4.2 Геометрические размеры червячного колеса

Диаметр делительной (начальной) окружности

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot Z_2.$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = m \cdot (Z_2 + 2 + 2 \cdot x).$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = m \cdot (Z_2 - 2 \cdot h_f^* + 2 \cdot x).$$

Диаметр наибольший

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2}.$$

Ширина венца

$$\text{- при } Z_1=1 \text{ и } Z_1=2: b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1};$$

- при  $Z_1=4$ :  $b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}$  .

Полученные значения  $d_{aM2}$  и  $b_2$  также округляются до ближайших из стандартного ряда нормальных линейных размеров  $R_a 40$  по ГОСТ 6636.

Пример геометрии червячной передачи выполненной без смещения представлен на рисунке 5.

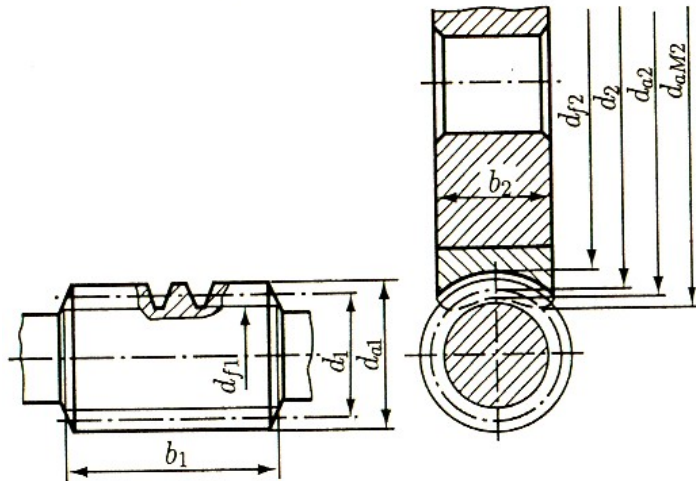


Рисунок 5 – Геометрические размеры червячного зацепления

#### 2.4.5 Коэффициент полезного действия

Коэффициент полезного действия (КПД) в червячной передаче учитывает потери на трение в зацеплении и в подшипниках качения и определяется зависимостью:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg} (\gamma_w + \rho)}$$

где  $\rho = \operatorname{arctg} f$  – угол трения, который может быть определен в зависимости от скорости скольжения  $V_S$  по специальным таблицам [1, с. 372, таблица 12.2], [2, с. 216, таблица 9.3], [3, с. 38], [4, с. 226, таблица 7.7].

При твердости червяка  $HRC > 45$  и шероховатости поверхности витков  $R_a=1,25 \div 0,32$  приведенный коэффициент трения может быть определен по формуле:

$$f = \frac{0,01 \cdot V_S + 0,0762}{V_S + 0,8812}$$

для остальных случаев:

$$f = \frac{0,015 \cdot V_S + 0,097}{V_S + 0,97}$$

#### 2.4.6 Силы, действующие в зацеплении червячной передачи

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2}.$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{w1} \cdot u \cdot \eta}.$$

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ.$$

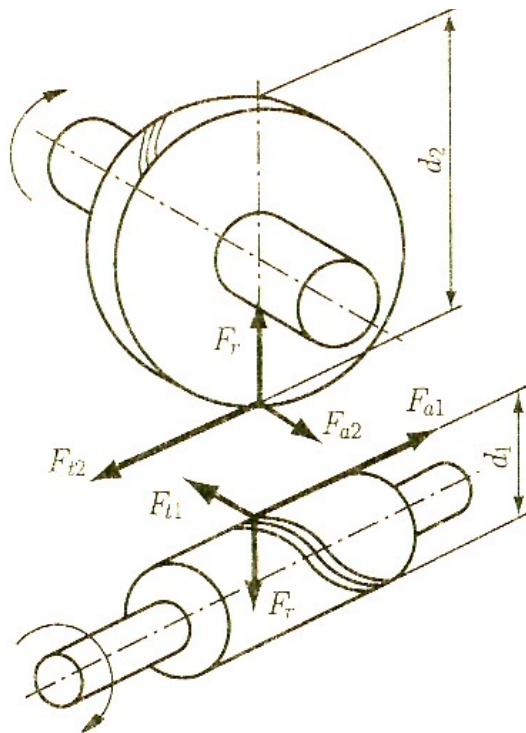


Рисунок 6 – Силы, действующие в червячном зацеплении

#### 2.4.7 Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} \cdot K \cdot Y_F \cdot \cos \gamma_w}{1.3 \cdot m^2 \cdot (q + 2x)} \leq [\sigma]_F,$$

где  $Y_F$  – коэффициент, учитывающий форму зубьев червячного колеса и принимаемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев последнего:

$$Z_V = Z_2 / \cos^3 \gamma_w$$

по справочным данным [1, с. 373, таблица 12.3], [2, с. 221], [3, с. 39], [4, с. 219], [6, с. 77, таблица 8.6].

Этот коэффициент также можно вычислить по формулам в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса:

$$Y_F = 2,4 - 0,0214 \cdot Z_V \quad \text{при } Z_V \leq 37;$$

$$Y_F = 2,21 - 0,0162 \cdot Z_V \quad \text{при } 45 \geq Z_V > 37;$$

$$Y_F = 1,72 - 0,0053 \cdot Z_V \quad \text{при } Z_V > 45.$$

Если получится, что расчетные напряжения изгиба больше допустимых значений, т.е.  $\sigma_F > [\sigma]_F$ , то необходимо, увеличив модуль  $m$  и остальные размеры передачи, произвести повторный ее расчет. Но, как правило, при проверочном расчете червячной передачи по напряжениям изгиба, расчетные напряжения изгиба в разы меньше допускаемых, что является совершенно нормальным для закрытых червячных передач.

#### 2.4.8 Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку

Проверка выполняется при отсутствии в приводе предохранительных муфт и ременных передач.

Коэффициент перегрузки привода:

$$\alpha_{\text{ПГ}} = \frac{T_{2\text{пик}}}{T_2},$$

где  $T_{2\text{пик}}$  – пиковое значение вращающего момента на валу червячного колеса, которое, в свою очередь можно определить по формуле:

$$T_{2\text{пик}} = T_{1\text{ном}} \cdot \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} \cdot u \cdot \eta,$$

где  $T_{1\text{ном}}$  – номинальный вращающий момент на валу червяка при развитии электродвигателем полной номинальной мощности;

$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$  – отношение максимального (пускового) момента на валу электродвигателя к номинальному;

$u$  – действительное значение передаточного числа червячной передачи;

$\eta$  – действительное значение КПД червячной передачи.

Номинальный вращающий момент на валу червяка при развитии электродвигателем полной номинальной мощности определяется зависимостью:

$$T_{1\text{ном}} = T_{\text{эд}} \cdot u_{\text{ВП}} \cdot \eta_{\text{ВП}},$$

где  $T_{\text{эд}}$  – номинальный момент на валу электродвигателя:

$$T_{\text{эд}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{эд}}}{n_{\text{эд}}},$$

здесь  $P_{\text{эд}}$  – номинальная мощность приводного электродвигателя, кВт;

$n_{\text{эд}}$  – частота вращения вала электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$u_{\text{ВП}}$  – передаточное число передачи или общее передаточное число

передач между электродвигателем и рассчитываемой червячной передачей (во втором случае  $u_{\text{ВП}} = u_{\text{ВП1}} \cdot u_{\text{ВП2}} \cdot \dots$ )

;

$\eta_{\text{ВП}}$  – значение КПД или общее значение КПД передач между электродвигателем и рассчитываемой червячной передачей (во втором случае  $\eta_{\text{ВП}} = \eta_{\text{ВП1}} \cdot \eta_{\text{ВП2}} \cdot \dots$ ).

Максимальное контактное напряжение  $\sigma_{\text{Hmax}}$

$$\sigma_{\text{Hmax}} = \sigma_{\text{H}} \cdot \sqrt{\alpha_{\text{ПГ}}} < [\sigma]_{\text{Hmax}}.$$

Максимальное напряжение изгиба  $\sigma_{\text{Fmax}}$

$$\sigma_{\text{Fmax}} = \sigma_{\text{F}} \cdot \alpha_{\text{ПГ}} < [\sigma]_{\text{Fmax}}.$$

Нахождение значений  $[\sigma]_{\text{Hmax}}$  и  $[\sigma]_{\text{Fmax}}$  производится в соответствии с данными таблицы 5 исходя из марки материала венца червячного колеса.

## 2.4.9 Проверка передачи червячного редуктора на нагрев

### 2.4.9.1 Поверхность охлаждения

Общую площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора ( $\text{м}^2$ ) можно приближенно определить по формуле:

$$A \approx 12,0 \cdot a_{\text{W}}^{1,7},$$

где  $a_{\text{W}}$  – межосевое расстояние червячной передачи, м.

При наличии вентилятора, часть поверхности корпуса, обдуваемая вентилятором, определяется как  $A_{\text{В}} \approx 0,3 \cdot A$ .

### 2.4.9.2 Рабочая температура редуктора

Для удовлетворительной работы червячного редуктора, установленного на металлической раме или плите, необходимо обеспечить условия:

а) редуктор без искусственного охлаждения:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) \cdot P_{1\phi}}{K_{\text{T}} \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0 \leq [t]_{\text{раб}},$$

где  $t_{\text{раб}}$  – температура корпуса редуктора при установившемся режиме работы;

$P_1$  – реальная мощность (Вт) на валу червяка, определяемая формулой:

$$P_{1\phi} = \frac{P_2}{\eta};$$

$K_{\text{T}} = 9 \div 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  – коэффициент теплоотдачи (большие



значения при хороших условиях  
охлаждения);

$\Psi = 0,25 \div 0,30$  – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму; при установке редуктора на бетонном или кирпичном фундаменте  $\Psi = 0$ ;

$t_0 = 20$  °С – температура окружающего воздуха;

$[t]_{\text{раб}} = 95$  °С – максимально допустимая температура нагрева масла в масляной ванне редуктора;

б) редуктор с искусственным охлаждением с помощью вентилятора:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) \cdot P_{1\phi}}{[K_T \cdot (0,7 + \Psi) + 0,3 \cdot K_{\text{ТВ}}] \cdot A} + t_0 \leq [t]_{\text{раб}},$$

где  $K_{\text{ТВ}}$  – коэффициент теплоотдачи части поверхности корпуса редуктора, обдуваемой вентилятором [3, с. 40]:

|                                   |     |      |      |      |
|-----------------------------------|-----|------|------|------|
| $n_{\text{В}} \dots \dots \dots$  | 750 | 1000 | 1500 | 3000 |
| $K_{\text{ТВ}} \dots \dots \dots$ | 24  | 29   | 35   | 50   |

Здесь  $n_{\text{В}}$  – частота вращения вентилятора, мин<sup>-1</sup>. Вентилятор обычно устанавливают на валу червяка, поэтому  $n_{\text{В}} = n_1$ .

Если охлаждение вентилятором недостаточно эффективно, то следует применить водяное охлаждение или увеличить размеры редуктора.

## 2.5 Оценка области применения спроектированной червячной передачи по критериям прочности и теплостойкости

Исходные данные и содержание расчета приведены в разделе 2. Данный расчет в учебных проектах, как правило, не выполняется. Предназначен для оценки области применения спроектированного ранее червячного редуктора в конкретных условиях эксплуатации.

2.5.1 Наибольший допустимый номинальный вращающий момент на валу червячного колеса из расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев

$$[T_{2(H)}] = 0,43 \cdot \frac{[\sigma]_H^2 \cdot d_2^2 \cdot d_{W1}}{10^8 \cdot K}$$

2.5.2 Наибольший допустимый номинальный вращающий момент на валу червячного колеса из расчета зубьев на изгибную выносливость

$$[T_{2(F)}] = 0,65 \cdot \frac{[\sigma]_F \cdot m \cdot d_2 \cdot d_{W1}}{K \cdot Y_{F'} \cdot \cos \gamma_w}$$

### 2.5.3 Наибольший допустимый номинальный вращающий момент на валу червячного колеса из расчета передачи на нагрев

а) редуктор без искусственного охлаждения

$$[T_{2(t)}] = \frac{9,55 \cdot K_T \cdot ([t]_{\text{раб}} - t_0) \cdot A \cdot (1 + \Psi) \cdot \eta \cdot u}{(1 - \eta) \cdot n_1};$$

б) редуктор охлаждается вентилятором

$$[T_{2(t)}] = \frac{9,55 \cdot [K_T \cdot (0,7 + \Psi) + 0,3 \cdot K_{ТВ}] \cdot A \cdot ([t]_{\text{раб}} - t_0) \cdot \eta \cdot u}{(1 - \eta) \cdot n_1};$$

### 2.5.4 Силовые параметры червячной передачи

За допустимый вращающий момент  $T_2$  на валу червячного колеса следует принять меньший из трех вращающих моментов, полученных в пп.2.5.1, 2.5.2 и 2.5.3.

### 2.5.5 Допустимая номинальная мощность на валу червячного колеса

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550}, \text{ кВт.}$$

## **3 Пример расчета червячной передачи с венцом червячного колеса, выполненным из материала I группы**

Червячный редуктор применяется в приводе к ленточному транспортеру в соответствии с кинематической схемой представленной на рисунке 7.



Рисунок 7 – Кинематическая схема привода ленточного транспортера

Данный привод приводит в движение ленточный транспортер. Привод состоит из электродвигателя 1, червячного редуктора 3 и открытой цепной передачи 4. Рабочий вал I электродвигателя соединяется с входным валом II редуктора при помощи упругой компенсирующей муфты 2. Выходной вал III червячного редуктора соединяется с рабочим валом IV привода 5 при помощи открытой цепной передачи.

Редуктор одноступенчатый червячный с верхним расположением червяка. Червяк конвolutный. Смазка червячной передачи картерная.

Римскими цифрами обозначены порядковые номера валов привода от электродвигателя до вала приводного барабана транспортера.

### 3.1 Исходные данные

Мощность на валу червячного колеса,  $P_{III}=5158,7$  Вт.

Вращающий момент на валу червячного колеса,  $T_{III}=205,36$  Н·м.

Частота вращения червяка,  $n_{II}=2880$  мин<sup>-1</sup>.

Частота вращения червячного колеса,  $n_{III}=180$  мин<sup>-1</sup>.

Передаточное число,  $u_{чп}=16$ .

Число заходов червяка,  $Z_1=2$  (см. с.6).

Режим нагружения передачи – 0.

Срок службы передачи  $L_h = 10000$  часов.

Редуктор приводится от асинхронного электродвигателя 4А100L2У3 с номинальной мощностью  $P_{эд,ном}=5,5$  кВт, частотой вращения  $n_{эд}=2880$  мин<sup>-1</sup>, отношение  $T_{max}/T_{ном}=2,5$  и смонтирован на металлической раме.

Между электродвигателем и червячной передачей находится муфта упругая компенсирующая. КПД муфты, исходя из кинематического расчета  $\eta_M = 1,0$ .

Температура помещения (окружающего воздуха)  $t_0=20$  °С (см. с.24).

### 3.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

3.2.1 Суммарное число циклов перемены напряжений на червячном колесе

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot L_h \cdot n_{III} = 60 \cdot 10000 \cdot 180 = 108 \cdot 10^6.$$

3.2.2 Ожидаемое значение скорости скольжения

$$V_S = \frac{4,5 \cdot n_{III}}{10^4} \cdot \sqrt[3]{T_{III}} = \frac{4,5 \cdot 2880}{10^4} \cdot \sqrt[3]{205,36} = 7,65 \text{ м/с.}$$

3.2.3 Выбор материалов червячной пары

Червяк. Сталь 18ХГТ ГОСТ4543 улучшенная, витки червяка шлифованные после цементации и закалки до твердости 45÷55 HRC (см. с.7).

Червячное колесо. С учетом скорости скольжения  $V_S$  принят материал I группы БрО5Ц5С5 ГОСТ613. Отливка в кокиль. Предел прочности  $\sigma_B = 200$  МПа и предел текучести  $\sigma_T = 90$  МПа (см. с.8, таблицу 1).

3.2.4 Допускаемые напряжения

3.2.4.1 Допускаемые напряжения для расчета на прочность рабочих поверхностей

$$[\sigma]_H = C_V \cdot [\sigma]_H^0 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

где  $C_V$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала, при скорости скольжения от 4 до 8 м/с:

$$C_V = 1,66 \cdot V_S^{-0,352} = 1,66 \cdot 7,65^{-0,352} = 0,81 \text{ (см. с.12);}$$

$[\sigma]_H^0 = 0,9 \cdot \sigma_B = 0,9 \cdot 200 = 180$  МПа – исходное допускаемое контактное напряжение для материала I группы (см. с.13, таблицу 4);

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

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma} = 1,0 \cdot 108 \cdot 10^6 = 108 \cdot 10^6,$$

здесь  $K_{HE} = 1,0$  – коэффициент приведения при режиме нагрузки 0 (см. с.11, таблицу 2); откуда:

$$[\sigma]_H = 0,81 \cdot 180 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{108 \cdot 10^6}} = 108,3 \text{ МПа.}$$

3.2.4.2 Допускаемое напряжение для расчета на изгибную выносливость

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_F^0}{S_F} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \frac{67,6}{1,75} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{108 \cdot 10^6}} = 22,96 \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_F^0 = 0,44 \cdot \sigma_T + 0,14 \cdot \sigma_B = 0,44 \cdot 90 + 0,14 \cdot 200 = 67,6$  МПа – исходное допускаемое напряжение для расчета на изгибную прочность зубьев червячного колеса (см. с.13, таблицу 4).

$S_F=1,75$  – коэффициент безопасности (см. с.13, таблицу 4);

$K_{FE}=1,0$  – коэффициент приведения для режима нагружения 0 (см. с.11, таблицу 2), тогда:

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma} = 1,0 \cdot 108 \cdot 10^6 = 108 \cdot 10^6.$$

### 3.3 Предварительное определение основных параметров передачи

#### 3.3.1 Ориентировочное значение коэффициента нагрузки

$$K' = K'_V \cdot K'_\beta,$$

где  $K'_V = 1,0$  – предварительное значение коэффициента динамичности нагрузки (см. с.14);

$K'_\beta$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии: для передачи с числом заходов червяка  $Z_1=2$  имеем:

$$K_\beta^{0'} = \frac{u_{\text{чП}} - 9}{u_{\text{чП}} - 10} = \frac{16 - 9}{16 - 10} = 1,167 \text{ (см. с.14), тогда:}$$

$$K'_\beta = 0,5 \cdot (K_\beta^{0'} + 1) = 0,5 \cdot (1,167 + 1) = 1,083.$$

Отсюда:  $K' = 1,083 \cdot 1,0 = 1,083$ .

#### 3.3.2 Предварительное значение межосевого расстояния

$$a'_W = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{ш}} \cdot K'}{[\sigma]_H^2}} = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{205,36 \cdot 1,083}{108,3^2}} = 162,68 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144 из 1-го ряда принято  $a_W = 160$  мм (см. с.15).

#### 3.3.3 Осевой модуль

$$m' = (1,4 \div 1,7) \cdot \frac{a_W}{Z_2} = (1,4 \div 1,7) \cdot \frac{160}{32} = 7,0 \div 8,5, \text{ мм,}$$

где  $Z_2 = Z_1 \cdot u_{\text{чП}} = 2 \cdot 16 = 32$  – число зубьев червячного колеса.

Принято по ГОСТ 19672:  $m = 8$  мм (см. с.15, таблицу 6).

#### 3.3.4 Коэффициент диаметра червяка

$$q' = \frac{2 \cdot a_W}{m} - Z_2 = \frac{2 \cdot 160}{8} - 32 = 8.$$

Минимальное значение  $q'$  ( $q_{\text{min}}$ ):

$$q_{\text{min}} = 0,212 \cdot Z_2 = 0,212 \cdot 32 = 6,784.$$

Принято по ГОСТ 19672:  $q=8$  (см. с.15, таблицу 6).

#### 3.3.5 Коэффициент смещения

$$x = \frac{1}{m} \cdot [a_w - 0,5 \cdot m \cdot (Z_2 + q)] = \frac{1}{8} \cdot [160 - 0,5 \cdot 8 \cdot (32 + 8)] = 0.$$

### 3.3.6 Углы подъема витка червяка

#### 3.3.6.1 Делительный угол подъема витка

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{Z_1}{q} = \operatorname{arctg} \frac{2}{8} = 14,036^{\circ}.$$

#### 3.3.6.2 Начальный угол подъема витка

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{Z_1}{q + 2 \cdot x} = \operatorname{arctg} \frac{2}{8 + 2 \cdot 0} = 14,036^{\circ}.$$

## 3.4 Корректировка предварительно установленных параметров

### 3.4.1 Коэффициент нагрузки

$$K = K_v \cdot K_{\beta}.$$

#### 3.4.1.1 Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{\beta} = 1 + \left( \frac{Z_2}{\theta} \right) \cdot (1 - X) = 1 + \left( \frac{32}{57} \right) \cdot (1 - 1,0) = 1,0,$$

где  $\theta = 57$  – коэффициент деформации червяка при  $Z_1 = 2$  и  $q=8$  (см. с.16, таблица 7);

$X=1,0$  – коэффициент, учитывающий влияние режима работы; для типового режима 0 (см. с.17, таблица 8).

#### 3.4.1.2 Скоростной коэффициент

Окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$V_{w1} = \frac{\pi \cdot m \cdot (q + 2 \cdot x) \cdot n_{II}}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot (8 + 2 \cdot 0) \cdot 2880}{60 \cdot 1000} = 9,65 \text{ м/с}.$$

Скорость скольжения в зацеплении

$$V_s = \frac{V_{w1}}{\cos \gamma_w} = \frac{9,65}{\cos 14,036^{\circ}} = 9,94 \text{ м/с}.$$

Согласно рекомендациям таблицы 9 (см.с.17) назначаем 7-ю степень точности изготовления передачи.

Скоростной коэффициент:

$$K_v = 1,01 + 0,006 \cdot V_s + (ST - 6) \cdot 0,01 = 1,01 + 0,006 \cdot 9,94 + (7 - 6) \cdot 0,01 = 1,08;$$

здесь  $ST = 7$  – степень точности изготовления передачи.

#### 3.4.1.3 Коэффициент нагрузки

$$K = K_V \cdot K_\beta = 1,08 \cdot 1,0 = 1,08.$$

### 3.4.2 Допускаемое контактное напряжение

Уточняем значение скоростного коэффициента:

$$C_V = 0,8, \text{ при скорости скольжения } V_S \geq 8 \text{ м/с (см. с. 12).}$$

Тогда:  $[\sigma]_H^0 = 0,9 \cdot \sigma_B = 0,9 \cdot 200 = 180 \text{ МПа}$  – исходное допускаемое контактное напряжение для материала I группы; тогда:

$$[\sigma]_H = C_V \cdot [\sigma]_H^0 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = 0,8 \cdot 180 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{108 \cdot 10^6}} = 106,95 \text{ МПа.}$$

### 3.4.3 Расчетное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{5400 \cdot (q + 2 \cdot x)}{Z_2} \cdot \sqrt{\left[ \frac{Z_2 + q + 2 \cdot x}{a_w \cdot (q + 2 \cdot x)} \right]^3} \cdot T_{III} \cdot K = \\ &= \frac{5400 \cdot (8 + 2 \cdot 0)}{32} \cdot \sqrt{\left[ \frac{32 + 8 + 2 \cdot 0}{160 \cdot (8 + 2 \cdot 0)} \right]^3} \cdot 205,36 \cdot 1,08 = 111,07 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Перегрузка передачи составляет

$$\Delta \sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100 \% = \frac{106,95 - 111,07}{106,95} \cdot 100 \% = - 3,85 \%,$$

что является допустимым (не более 5 %) (см., с.18).

Корректировки предварительно установленных параметров не требуется, поэтому данные параметры принимаем за окончательные:

$$a_w = 160 \text{ мм}; Z_1 = 2; Z_2 = 32; m = 8 \text{ мм}; q = 8; x = 0.$$

### 3.5 Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 14,036^\circ}{\operatorname{tg}(14,036^\circ + 0,94^\circ)} = 0,935,$$

где  $\rho$  – угол трения, который равен (см. с.20-21) при твердости червяка  $HRC > 45$  и шероховатости поверхности витков  $R_{a1,25 \div 0,32}$  (для шлифованных и полированных червяков):

$$\rho = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} \frac{0,01 \cdot V_S + 0,0762}{V_S + 0,8812} = \operatorname{arctg} \frac{0,01 \cdot 9,65 + 0,0762}{9,65 + 0,8812} = 0,94^\circ.$$

### 3.6 Уточненное значение мощности на валу червяка

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta} = \frac{5158,7}{0,935} = 5517,33 \text{ Вт.}$$

### 3.7 Силы в зацеплении червячной пары

3.7.1 Окружная сила на колесе и осевая сила на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_{III} \cdot 10^3}{m \cdot Z_2} = \frac{2 \cdot 205,36 \cdot 10^3}{8 \cdot 32} = 1604,38 \text{ Н.}$$

3.7.2 Окружная сила на червяке и осевая сила на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_{III} \cdot 10^3}{u_{чп} \cdot \eta \cdot m \cdot (q + 2 \cdot x)} = \frac{2 \cdot 205,36 \cdot 10^3}{16 \cdot 0,935 \cdot 8 \cdot (8 + 2 \cdot 0)} = 428,98 \text{ Н.}$$

3.7.3 Радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1604,38 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 583,95 \text{ Н.}$$

### 3.8 Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} \cdot K \cdot Y_F \cdot \cos \gamma_W}{1,3 \cdot m^2 \cdot (q + 2 \cdot x)} = \frac{1604,38 \cdot 1,08 \cdot 1,65 \cdot \cos 14,036^\circ}{1,3 \cdot 8^2 \cdot (8 + 2 \cdot 0)} = 4,17 \text{ МПа,}$$

$$\text{где } Z_V = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma_W} = \frac{32}{\cos^3 14,036^\circ} = 35,05 \text{ – эквивалентное число зубьев}$$

червячного колеса, тогда коэффициент формы зуба червячного колеса равен:

$$Y_F = 2,4 - 0,0214 \cdot Z_V = 2,4 - 0,0214 \cdot 35,05 = 1,65 \text{ (см. с.22).}$$

$$\sigma_F = 4,17 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 22,96 \text{ МПа.}$$

Условие изгибной прочности зубьев червячного колеса выполнено.

### 3.9 Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку

3.9.1 Пиковый момент на валу червячного колеса

$$T_{2\text{пик}} = T_{II} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \cdot u_{чп} \cdot \eta = 18,24 \cdot 2,5 \cdot 16,0 \cdot 0,935 = 682,1 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

где  $T_{II}$  – номинальный момент на валу червяка:

$$T_{II} = T_{\text{эд}} \cdot \eta_M = 18,24 \cdot 1,0 = 18,24 \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

номинальный момент на валу электродвигателя:

$$T_{\text{эд}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{эд,ном}}}{n_{\text{эд}}} = 9550 \cdot \frac{5,5}{2880} = 18,24 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

3.9.2 Предельные допускаемые напряжения

В соответствие с таблицей 5 (см. с.14) для материала I группы имеем:

- предельные допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_{H\max}$  :

$$[\sigma]_{H\max} = 4 \cdot \sigma_T = 4 \cdot 90 = 360 \text{ МПа;}$$

- предельные допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma]_{F\max}$  :



$$[\sigma]_{F_{\max}} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 90 = 72 \text{ МПа.}$$

3.9.3 Пиковое контактное напряжение на рабочих поверхностях зубьев

$$\sigma_{H_{\max}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{2\text{пик}}}{T_{\text{III}}}} = 111,07 \cdot \sqrt{\frac{682,1}{205,36}} = 202,42 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{H_{\max}} = 202,42 \text{ МПа} < [\sigma]_{H_{\max}} = 360 \text{ МПа.}$$

3.9.3 Пиковое напряжение изгиба зубьев червячного колеса

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \cdot \frac{T_{2\text{пик}}}{T_{\text{III}}} = 4,17 \cdot \frac{682,1}{205,36} = 13,85 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{F_{\max}} = 13,83 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_{\max}} = 72 \text{ МПа.}$$

Условия прочности передачи по пиковым нагрузкам также выполнено.

### 3.10 Проверка редуктора на нагрев

Приближенное значение поверхности охлаждения корпуса редуктора

$$A = 12 \cdot a_{\text{W}}^{1,7} = 12 \cdot 0,16^{1,7} = 0,532 \text{ м}^2.$$

Температура нагрева установленного на металлической раме редуктора при естественном охлаждении:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) \cdot P_{\text{II}}}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0 = \frac{(1 - 0,935) \cdot 5517,33}{12 \cdot 0,532 \cdot (1 + 0,25)} + 20^\circ \text{C} = 64,94^\circ \text{C};$$

здесь  $K_T = 12 \frac{\text{Вт}}{^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2}$  – коэффициент теплоотдачи (см. с.24);

$\psi = 0,25$  – коэффициент, учитывающий отвод тепла в раму или плиту (см. с.24);

$t_0 = 20^\circ \text{C}$  – температура помещения (см. с.24).

Проверка:

$$t_{\text{раб}} = 64,94^\circ \text{C} < [t_{\text{раб}}] = 95^\circ \text{C}.$$

Так как температура нагрева редуктора при естественном охлаждении не превышает допустимую, то искусственного охлаждения для редуктора не требуется.

### 3.11 Геометрические размеры червячной передачи

3.11.1 Геометрические размеры червяка

Делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм.}$$

Начальный диаметр

$$d_{\text{W1}} = m \cdot (q + 2 \cdot x) = 8 \cdot (8 + 2 \cdot 0) = 64 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 64 + 2 \cdot 8 = 80 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f^* \cdot m = 64 - 2 \cdot 1,2 \cdot 8 = 44,8 \text{ мм,}$$

где  $h_f^* = 1,2$  – коэффициент высоты впадины витка для конволютного червяка (см. с.19).

Длина нарезной части червяка

$$b_1 = (c_1 + c_2 \cdot Z_2) \cdot m + 3 \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 32) \cdot 8 + 3 \cdot 8 = 127,36 \text{ мм,}$$

здесь  $c_1=11$  и  $c_2=0,06$  – коэффициенты для определения длины нарезанной части червяка при числе заходов червяка  $Z_1=2$  при коэффициенте смещения  $x=0$  (см. с.19, таблицу 10).

Примем по ГОСТ 6636 (ряд  $R_a 40$ )  $b_1 = 130$  мм (см. с.19).

### 3.11.2 Геометрические размеры червячного колеса

Диаметр делительный и начальный

$$d_2 = d_{w2} = Z_2 \cdot m = 32 \cdot 8 = 256 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = m \cdot (Z_2 + 2 + 2 \cdot x) = 8 \cdot (32 + 2 + 2 \cdot 0) = 272 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = m \cdot (Z_2 - 2 \cdot h_f^* + 2 \cdot x) = 8 \cdot (32 - 2 \cdot 1,2 + 2 \cdot 0) = 236,8 \text{ мм.}$$

Диаметр наибольший

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2} = 272 + \frac{6 \cdot 8}{2 + 2} = 284 \text{ мм.}$$

Принято по ГОСТ 6636 (ряд  $R_a 40$ )  $d_{aM2} = 280$  мм (см. с.19).

Ширина венца (при  $Z_1=2$ )

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ мм.}$$

Принято по ГОСТ 6636 (ряд  $R_a 40$ )  $b_2 = 60$  мм (см. с.19).

## 4 Пример расчета червячной передачи с венцом червячного колеса, выполненным из материала II группы

Червячный редуктор применяется в приводе общего назначения в соответствии с кинематической схемой представленной на рисунке 8.

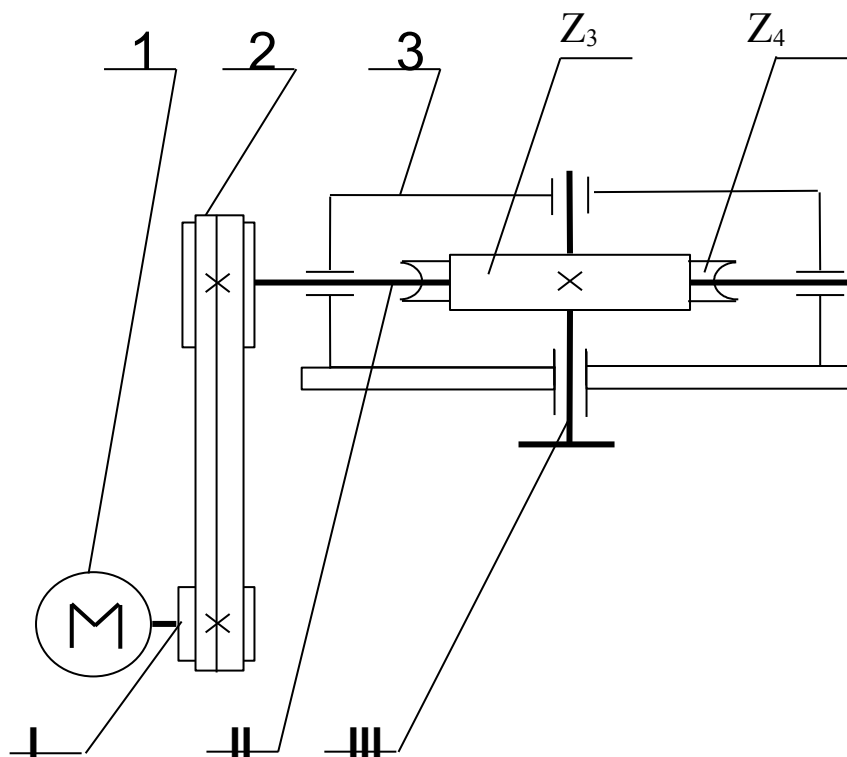


Рисунок 8 – Кинематическая схема привода общего назначения

Привод состоит из электродвигателя 1, открытой клиноременной передачи 2 и червячного редуктора 3. Рабочий вал I электродвигателя соединяется с входным валом II редуктора при помощи открытой клиноременной передачи.

Редуктор одноступенчатый червячный с боковым расположением червяка. Тихоходный вал III червячного редуктора расположен вертикально. Червяк архимедов. Смазка червячной передачи картерная.

#### 4.1 Исходные данные

Мощность на валу червячного колеса,  $P_{III}=3000$  Вт.

Вращающий момент на валу червячного колеса,  $T_{III}=600$  Н·м.

Частота вращения червяка,  $n_{II}=596,8$  мин<sup>-1</sup>.

Частота вращения червячного колеса,  $n_{III}=47,75$  мин<sup>-1</sup>.

Передаточное число,  $u_{чп}=12,5$ .

Число заходов червяка,  $Z_3=4$  (см. с.6).

Режим нагружения передачи – 0.

Срок службы передачи  $L_h = 20000$  часов.

Редуктор приводится от асинхронного электродвигателя 4A100L4У3 с номинальной мощностью  $P_{эд,ном}=4,0$  кВт, частотой вращения  $n_{эд}=1430$  мин<sup>-1</sup>, отношение  $T_{max}/T_{ном}=2,4$  и смонтирован на металлической раме.

Между электродвигателем и червячным редуктором находится клиноременная передача с передаточным числом  $u_{рп} = 2,27$  и значением КПД  $\eta_{рп} = 0,95$ .

Температура помещения (окружающей среды)  $t_0=20$  °С (см.с.24).

## 4.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

4.2.1 Суммарное число циклов перемены напряжений на червячном колесе

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot L_h \cdot n_{III} = 60 \cdot 20000 \cdot 47,75 = 57,3 \cdot 10^6.$$

4.2.2 Ожидаемое значение скорости скольжения

$$V_S = \frac{4,5 \cdot n_{II}}{10^4} \cdot \sqrt[3]{T_{III}} = \frac{4,5 \cdot 596,8}{10^4} \cdot \sqrt[3]{600} = 2,27 \text{ м/с.}$$

4.2.3 Выбор материалов червячной пары

Червяк. Сталь 40Х ГОСТ 4543 улучшенная, витки червяка шлифованные и закаленные до твердости 45÷55 HRC (см. с.7).

Червячное колесо. С учетом скорости скольжения  $V_S$  принят материал II группы БрА9ЖЗЛ ГОСТ 493 (см. с.8, таблицу 1). Отливка в песчаную форму. Предел прочности  $\sigma_B = 390$  МПа и предел текучести  $\sigma_T = 195$  МПа.

4.2.4 Допускаемые напряжения

4.2.4.1 Допускаемые напряжения для расчета на прочность рабочих поверхностей

С учетом выбранной группы материала (II) и ожидаемого значения скорости скольжения  $V_S = 2,27$  м/с по таблице 3 (см. с.12) имеем:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_H^0 - 25 \cdot V_S = 275 - 25 \cdot 2,27 = 218,25 \text{ МПа.}$$

где  $[\sigma]_H^0 = 275$  МПа – исходное допускаемое напряжение для расчета на прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса (см. с. 13, таблицу 4).

4.2.4.2 Допускаемое напряжение для расчета на изгибную выносливость

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_F^0}{S_F} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \frac{140,4}{1,75} \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{57,3 \cdot 10^6}} = 51,2 \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_F^0 = 0,44 \cdot \sigma_T + 0,14 \cdot \sigma_B = 0,44 \cdot 195 + 0,14 \cdot 390 = 140,4$  МПа – исходное допускаемое напряжение для расчета на изгибную прочность зубьев червячного колеса в соответствии с таблицей 4 (см. с.13);

$S_F = 1,75$  – коэффициент безопасности в соответствии с таблицей 4 (см. с.13);

$K_{FE} = 1,0$  – коэффициент приведения для режима нагружения 0 (см. с.11, таблицу 2), тогда:

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma} = 1,0 \cdot 57,3 \cdot 10^6 = 57,3 \cdot 10^6.$$

## 4.3 Предварительное определение основных параметров передачи

4.3.1 Ориентировочное значение коэффициента нагрузки

$$K' = K'_V \cdot K'_\beta,$$

где  $K'_V = 1,0$  – предварительное значение коэффициента динамичности нагрузки (см. с.14);

$K'_\beta$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии: для передачи с числом заходов червяка  $Z_1=4$  (см.

с.14) имеем:  $K'_\beta = \frac{u_{\text{чп}} - 3,2}{u_{\text{чп}} - 4} = \frac{12,5 - 3,2}{12,5 - 4} = 1,094$ , тогда:

$$K'_\beta = 0,5 \cdot (K'_\beta + 1) = 0,5 \cdot (1,094 + 1) = 1,047.$$

$$\text{Отсюда: } K' = 1,047 \cdot 1,0 = 1,047.$$

#### 4.3.2 Предварительное значение межосевого расстояния

$$a'_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{ш}} \cdot K'}{[\sigma]_{\text{H}}^2}} = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{600 \cdot 1,047}{218,25^2}} = 144,12 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144 принято  $a_w = 140$  мм по 2-му ряду (см. с.15).

#### 4.3.3 Осевой модуль

$$m = (1,4 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{Z_4} = (1,4 \div 1,7) \cdot \frac{140}{50} = 3,92 \div 4,76 \text{ мм,}$$

где  $Z_4 = Z_3 \cdot u_{\text{чп}} = 4 \cdot 12,5 = 50$  – число зубьев червячного колеса.

Принято по ГОСТ 19672  $m = 4$  мм (см. с.15, таблицу 6).

#### 4.3.4 Коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{2 \cdot a_w}{m} - Z_4 = \frac{2 \cdot 140}{4} - 50 = 20.$$

Минимальное значение  $q$

$$q_{\text{min}} = 0,212 \cdot Z_4 = 0,212 \cdot 50 = 10,6.$$

Принято по ГОСТ 19672  $q = 20$  (см. с.15, таблицу 6).

#### 4.3.5 Коэффициент смещения

$$x = \frac{1}{m} \cdot [a_w - 0,5 \cdot m \cdot (Z_4 + q)] = \frac{1}{4} \cdot [140 - 0,5 \cdot 4 \cdot (50 + 20)] = 0.$$

#### 4.3.6 Углы подъема витка червяка

##### 4.3.6.1 Делительный угол подъема витка

$$\gamma = \arctg \frac{Z_3}{q} = \arctg \frac{4}{20} = 11,31^\circ.$$

##### 4.3.6.2 Начальный угол подъема витка

$$\gamma_w = \arctg \frac{Z_3}{q + 2 \cdot x} = \arctg \frac{4}{20 + 2 \cdot 0} = 11,31^\circ.$$

## 4.4 Корректировка предварительно установленных параметров

### 4.4.1 Коэффициент нагрузки

$$K = K_V \cdot K_\beta .$$

#### 4.4.1.1 Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_\beta = 1 + \left( \frac{Z_4}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - X) = 1 + \left( \frac{50}{157} \right)^3 \cdot (1 - 1,0) = 1,0,$$

где  $\theta = 157$  – коэффициент деформации червяка при  $Z_3=4$  и  $q=20$  (см. с.16, таблицу 7);

$X=1,0$  – коэффициент, учитывающий влияние режима работы; для типового режима 0 (см. с.17, таблицу 8).

#### 4.4.1.2 Скоростной коэффициент

Окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$V_{W3} = \frac{\pi \cdot m \cdot (q + 2 \cdot x) \cdot n_{II}}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 4 \cdot (20 + 2 \cdot 0) \cdot 596,8}{60 \cdot 1000} = 2,5 \text{ м/с.}$$

Скорость скольжения в зацеплении

$$V_S = \frac{V_{W3}}{\cos \gamma_w} = \frac{2,5}{\cos 11,31^\circ} = 2,55 \text{ м/с.}$$

Согласно рекомендациям таблицы 9 (см. с.17) назначаем 8-ю степень точности изготовления передачи.

Скоростной коэффициент:

$$K_V = 1,01 + 0,006 \cdot V_S + (ST - 6) \cdot 0,01 = 1,01 + 0,006 \cdot 2,55 + (8 - 6) \cdot 0,01 = 1,025,$$

здесь  $ST = 8$  – степень точности изготовления передачи.

#### 4.4.1.3 Коэффициент нагрузки

$$K = K_V \cdot K_\beta = 1,025 \cdot 1,0 = 1,025.$$

### 4.4.2 Допускаемое контактное напряжение с учетом реальной скорости скольжения

$$[\sigma]_H = [\sigma]_H^0 - 25 \cdot V_S = 275 - 25 \cdot 2,55 = 211,25 \text{ МПа.}$$

#### 4.4.3 Расчетное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{5400 \cdot (q + 2 \cdot x)}{Z_4} \cdot \sqrt{\left[ \frac{Z_4 + q + 2 \cdot x}{a_w \cdot (q + 2 \cdot x)} \right]^3} \cdot T_{III} \cdot K = \\ &= \frac{5400 \cdot (20 + 2 \cdot 0)}{50} \cdot \sqrt{\left[ \frac{50 + 20 + 2 \cdot 0}{140 \cdot (20 + 2 \cdot 0)} \right]^3} \cdot 600 \cdot 1,025 = 211,7 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Перегрузка передачи составляет

$$\Delta \sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{211,25 - 211,7}{211,25} \cdot 100\% = -0,23\%,$$

что является допустимым (не более 5 % по модулю, см. с.18).

#### 4.5 Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_W}{\operatorname{tg}(\gamma_W + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 11,31^0}{\operatorname{tg}(11,31^0 + 1,698^0)} = 0,866,$$

где  $\rho$  – угол трения, который равен (см. с.20-21) при твердости червяка HRC > 45) при  $V_S=2,55$  м/с:

$$\rho = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} \frac{0,01 \cdot V_S + 0,0762}{V_S + 0,8812} = \operatorname{arctg} \frac{0,01 \cdot 2,55 + 0,0762}{2,55 + 0,8812} = 1,698^0.$$

#### 4.6 Уточненное значение мощности на валу червяка

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta} = \frac{3000}{0,866} = 3465,2 \text{ Вт.}$$

#### 4.7 Силы в зацеплении червячной пары

4.7.1 Окружная сила на колесе и осевая сила на червяке

$$F_{t4} = F_{a3} = \frac{2 \cdot T_{III} \cdot 10^3}{m \cdot Z_4} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{4 \cdot 50} = 6000 \text{ Н.}$$

4.7.2 Окружная сила на червяке и осевая сила на колесе

$$F_{t3} = F_{a4} = \frac{2 \cdot T_{III} \cdot 10^3}{u_{III} \cdot \eta \cdot m \cdot (q + 2 \cdot x)} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{12,5 \cdot 0,866 \cdot 4 \cdot (20 + 2 \cdot 0)} = 1385,7 \text{ Н.}$$

4.7.3 Радиальная сила

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t4} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 6000 \cdot \operatorname{tg} 20^0 = 2183,8 \text{ Н.}$$

#### 4.8 Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{F_{t4} \cdot K \cdot Y_F \cdot \cos \gamma_W}{1,3 \cdot m^2 \cdot (q + 2 \cdot x)} = \frac{6000 \cdot 1,025 \cdot 1,44 \cdot \cos 11,31^0}{1,3 \cdot 4^2 \cdot (20 + 2 \cdot 0)} = 20,86 \text{ МПа,}$$

$$\text{где } Z_V = \frac{Z_4}{\cos^3 \gamma_W} = \frac{50}{\cos^3 11,31^0} = 53,03 \text{ – эквивалентное число зубьев}$$

червячного колеса, тогда коэффициент формы зуба червячного колеса равен (см. с.22):  $Y_F = 1,72 - 0,0053 \cdot Z_V = 1,72 - 0,0053 \cdot 53,03 = 1,44.$

$$\sigma_F = 20,86 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 51,2 \text{ МПа.}$$

Условие изгибной прочности выполнено.

## 4.9 Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку

### 4.9.1 Пиковый момент на валу червячного колеса

$$T_{3\text{пик}} = T_{\text{II}} \cdot \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} \cdot u_{\text{чП}} \cdot \eta = 57,61 \cdot 2,4 \cdot 12,5 \cdot 0,866 = 1496,64 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $T_{\text{II}}$  – номинальный момент на валу червяка с учетом наличия между электродвигателем и редуктором клиноременной передачи:

$$T_{\text{II}} = T_{\text{Эд}} \cdot u_{\text{рП}} \cdot \eta_{\text{рП}} = 26,71 \cdot 2,27 \cdot 0,95 = 57,61 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$T_{\text{Эд}}$  – номинальный момент на валу электродвигателя:

$$T_{\text{Эд}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{эд.ном}}}{n'_{\text{эд}}} = 9550 \cdot \frac{4,0}{1430} = 26,71 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

### 4.9.2 Предельные допускаемые напряжения

В соответствии с таблицей 5 (см. с.14) для материала II группы имеем:

- предельные допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_{\text{Hmax}}$  :

$$[\sigma]_{\text{Hmax}} = 2 \cdot \sigma_{\text{T}} = 4 \cdot 196 = 392 \text{ МПа};$$

- предельные допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma]_{\text{Fmax}}$  :

$$[\sigma]_{\text{Fmax}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{T}} = 0,8 \cdot 196 = 156,8 \text{ МПа}.$$

### 4.9.3 Пиковое контактное напряжение на рабочих поверхностях зубьев

$$\sigma_{\text{Hmax}} = \sigma_{\text{H}} \cdot \sqrt{\frac{T_{3\text{пик}}}{T_{\text{III}}}} = 211,7 \cdot \sqrt{\frac{1496,64}{600}} = 334,35 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{Hmax}} = 334,35 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{Hmax}} = 392 \text{ МПа}.$$

### 4.9.4 Пиковое напряжение изгиба зубьев червячного колеса

$$\sigma_{\text{Fmax}} = \sigma_{\text{F}} \cdot \frac{T_{3\text{пик}}}{T_{\text{III}}} = 20,86 \cdot \frac{1496,64}{600} = 52,03 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{Fmax}} = 52,03 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{Fmax}} = 156,8 \text{ МПа}.$$

Условия прочности передачи по пиковым нагрузкам также выполнено.

## 4.10 Проверка редуктора на нагрев

Приближенное значение поверхности охлаждения корпуса редуктора:

$$A = 12 \cdot a_{\text{W}}^{1,7} = 12 \cdot 0,14^{1,7} = 0,424 \text{ м}^2.$$



Температура нагрева установленного на металлической раме редуктора при естественном охлаждении:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) \cdot P_{\text{II}}}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0 = \frac{(1 - 0,866) \cdot 3465,2}{15 \cdot 0,424 \cdot (1 + 0,25)} + 20^\circ \text{C} = 78,4^\circ \text{C};$$

здесь  $K_T = 15 \frac{\text{Вт}}{\text{C} \cdot \text{м}^2}$  – коэффициент теплоотдачи (см. с.24);

$\psi = 0,25$  – коэффициент, учитывающий отвод тепла в раму или плиту (см. с.24);

$t_0 = 20^\circ \text{C}$  – температура помещения (см. с.24).

$$t_{\text{раб}} = 78,4^\circ \text{C} < [t_{\text{раб}}] = 90 \div 95^\circ \text{C}.$$

Так как температура нагрева редуктора при естественном охлаждении не превышает допускаемую, то искусственного охлаждения для редуктора не требуется.

#### 4.11 Геометрические размеры червячной передачи

##### 4.11.1 Геометрические размеры червяка

Делительный диаметр

$$d_3 = m \cdot q = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм.}$$

Начальный диаметр

$$d_{w3} = m \cdot (q + 2 \cdot x) = 4 \cdot (20 + 2 \cdot 0) = 80 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин витков

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин витков

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_f^* \cdot m = 80 - 2 \cdot 1,2 \cdot 4 = 70,4 \text{ мм,}$$

где  $h_f^* = 1,2$  – коэффициент высоты впадины витка для архимедова червяка (см. с.19).

Длина нарезной части червяка

$$b_3 = (c_1 + c_2 \cdot Z_4) \cdot m + 3 \cdot m = (11 + 0,09 \cdot 50) \cdot 4 + 3 \cdot 4 = 74 \text{ мм,}$$

здесь  $c_1=11$  и  $c_2=0,09$  – коэффициенты для определения длины нарезанной части червяка при числе заходов червяка  $Z_3=4$  и при коэффициенте смещения  $x=0$  (см. с.19, таблицу 11).

Примем по ГОСТ 6636 (ряд  $R_a 40$ )  $b_3 = 75$  мм (см. с.19).

##### 4.11.2 Геометрические размеры червячного колеса

Диаметр делительный и начальный

$$d_4 = d_{w4} = Z_4 \cdot m = 50 \cdot 4 = 200 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a4} = m \cdot (Z_4 + 2 + 2 \cdot x) = 4 \cdot (50 + 2 + 2 \cdot 0) = 208 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{f4} = m \cdot (Z_4 - 2 \cdot h_f^* + 2 \cdot x) = 4 \cdot (50 - 2 \cdot 1,2 + 2 \cdot 0) = 190,4 \text{ мм.}$$

Диаметр наибольший

$$d_{aM4} \leq d_{a4} + \frac{6 \cdot m}{Z_3 + 2} = 208 + \frac{6 \cdot 4}{4 + 2} = 212 \text{ мм.}$$

Принято по ГОСТ 6636 (ряд  $R_a 40$ )  $d_{aM4} = 210$  мм (см. с.19).

Ширина венца (при  $Z_3=4$ )

$$b_4 \leq 0,67 \cdot d_{a3} = 0,67 \cdot 88 = 58,96 \text{ мм.}$$

Принято по ГОСТ 6636 (ряд  $R_a 40$ )  $b_4 = 60$  мм (см. с.19).

### Список использованных источников

- 1 Детали машин: учебник для вузов / Л.А. Андриенко, [и др.]; под. ред. О.А. Ряховского. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 544 с. – (Сер. Механика в техническом университете; Т.8).
- 2 Иванов М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов/М.Н. Иванов, В.А. Финогенов – М : Высшая школа, 2002. – 408 с.: ил.
- 3 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для студентов технических специальностей вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия». – 2003. – 496 с.: ил.
- 4 Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, [ и др. ] – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
- 5 Зубчатые передачи: справочник / Е.Г. Гинзбург, [ и др. ] – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
- 6 Расчет и проектирование деталей машин / под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. – М.: Высшая школа, 1978. – 247 с.