

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ИНГУШСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Инженерно-технический институт**

**Кафедра «Нефтегазовое дело»**

**Методические указания  
для выполнения курсовой работы по дисциплине «Основы конструирования»**

Для направления подготовки

21.03.01 Нефтегазовое дело

Направленность  
Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового производства

МАГАС, 2023

Составитель Мержоева М. С., Гатиев М. Ш.

УДК 378.14

Методические указания по для выполнения курсовой работы по дисциплине «Основы конструирования» /Ингуш. гос. ун-т: Сост. Мержоева М. С., Гатиев М. Ш. , 2023. 25 с.

Излагаются методические рекомендации для выполнения курсовой работы по дисциплине «Основы конструирования»

Предназначены для индивидуальной самостоятельной работы студентов

Таблиц 1. Ил. нет. Библиогр: 5 назв.

Рецензент БулчаевН. Д.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ .....	4
2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ .....	12
ЛИТЕРАТУРА .....	20
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	21

## **ВВЕДЕНИЕ**

Курсовая работа по дисциплине «Основы конструирования» является самостоятельной инженерной работой студентов. Концентрация курса основы конструирования в учебных планах в двух семестрах и отсутствие у студентов практического навыка в проектировании затрудняют выполнение курсовой работы в срок. В настоящих методических указаниях рассматриваются примеры проектирования приводов общего назначения с одноступенчатым зубчатым редуктором (цилиндрическим, коническим и червячным). Приобретение практического навыка в проектировании способствует успешному выполнению курсовой работы.

## 1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ

Исходными данными для расчета являются требуемое передаточное отношение, передаваемые моменты на валах шестерни и колеса, частоты вращения шестерни и колеса, ресурс передачи, т.е. время работы передачи за срок службы механизма.

Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи производится в следующей последовательности.

### 1.1. Выбирается материал для изготовления зубчатых колес.

При выборе материалов шестерни и колеса следует руководствоваться данными, приведенными в Приложении. Рекомендуются выбирать материалы и упрочняющую технологию таким образом, чтобы твердость поверхности зубьев шестерни была больше твердости зубьев колеса не менее, чем на 20...30 *HB*.

### 1.2. Определяются допускаемые напряжения с учетом фактических условий нагружения зубьев колеса и шестерни

$$[\sigma_n]_i = (\sigma_{n \lim bi} / S_{ni}) \cdot K_{HLi} ; [\sigma_k]_i = (\sigma_{F \lim bi}^0 / S_{Fi}) \cdot K_{FCi} \cdot K_{FLi},$$

где  $i = 1, 2$  – индекс;  $i = 1$  – для шестерни,  $i = 2$  – для колеса;

$\sigma_{n \lim bi}$  – предел контактной выносливости;

$\sigma_{F \lim bi}$  – предел выносливости на изгиб при отнулевом цикле изменения напряжений;

$S_{ni}$  – коэффициент безопасности при расчете на контактную прочность зубьев;

$S_{fi}$  – коэффициент безопасности при расчете зубьев на изгиб.

Величины  $\sigma_{n \lim bi}$  и  $\sigma_{F \lim bi}$  для различных материалов приведены в таблице 1.

Коэффициенты долговечности  $K_{HL}$  и  $K_{FL}$  учитывают влияние ресурса и режима нагрузки передачи.

$$K_{HLi} = (N_{HOi} / N_{HEi})^{1/6} ; K_{FLi} = (N_{FOi} / N_{FEi})^{1/m};$$

где  $N_{HOi}$ ,  $N_{FOi}$  - базовые числа циклов напряжений;

$N_{HEi}$ ,  $N_{FEi}$  - расчетное число циклов напряжений;

$m = 6$  - для зубчатых колес из незакаленных сталей и других мягких материалов ( $HB < 350$ );

$m = 9$  - для зубчатых колес из закаленных сталей ( $HB > 350$ ).

При расчете на контактную прочность зубьев принимается  $N_{HOi} = 30HB$ .

При расчете на изгиб зубьев колес, выполненных из сталей, принимается  $N_{FOi} = 4 \cdot 10^6$ , для зубчатых колес из других материалов  $N_{FOi} = 3 \cdot 10^6$ .

При постоянном режиме нагрузки, который является наиболее тяжелым для механизма, расчетное число циклов напряжений равно фактическому числу циклов нагружений каждого зуба за срок службы механизма и с учетом того, что за каждый оборот колеса каждый зуб испытывает один цикл нагружений, определяется

$$N_{HEi} = N_{FEi} = 60 \cdot n_i \cdot t_{\Sigma},$$

где  $n_i$  - частота вращения зубчатого колеса, об/мин;

$t_{\Sigma}$  - время работы передачи за срок службы (ресурс передачи), часы;

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{zod} \cdot 24 \cdot K_{сут}, \quad L \text{ срок службы, годы};$$

$K_{zod}$ ,  $K_{сут}$  - коэффициенты использования передачи в году и сутках.

Если  $N_{HEi} > N_{HOi}$  или  $N_{FEi} > N_{FOi}$ , то принимают соответственно  $K_{HLi} = 1$  и  $K_{FLi} = 1$ .

Если  $K_{HLi} = (N_{HOi}/N_{HEi})^{1/6} \geq 2,4$ , то для расчета принимается  $K_{HLi} = 2,4$ .

Если  $K_{FLi} = (N_{FOi}/N_{FEi})^{1/6} \geq 2$ , то для расчета принимается  $K_{FLi} = 2$ .

Если  $K_{FLi} = (N_{FOi}/N_{FEi})^{1/9} \geq 1,6$ , то для расчета принимается  $K_{FLi} = 1,6$ .

При переменном режиме нагрузки, который характеризуется циклограммой изменения нагрузки (крутящего момента) во времени, за расчетную нагрузку принимается максимальная по циклограмме, а расчет коэффициентов  $K_{HL}$  и  $K_{FL}$  ведется по эквивалентным числам циклов напряжений. Методы определения  $N_{HE}$  и  $N_{FE}$  при переменных режимах

нагрузки подробно изложены в работах [1,2, 3]. Коэффициент  $K_{FCi}$  учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи):

$K_{FCi} = 1$  – односторонняя нагрузка;

$K_{FCi} = 0,7 \dots 0,8$  – реверсивная нагрузка.

### 1.3. Определяются числа зубьев шестерни, колеса и передаточное число.

Число зубьев шестерни по условию отсутствия подрезания для прямозубых колес должно быть  $Z_1 > 17$ , а для косозубых и шевронных колес  $Z_1 > 17 \cdot \cos^3 \beta$ .

Число зубьев колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot i_{12}$ ,

где  $i_{12}$  – требуемое передаточное отношение передачи (отношение угловых скоростей шестерни и колеса);

$\beta$  - угол наклона линии зуба принимается для косозубых колес в интервале ( $8 \dots 15^\circ$ ), для шевронных – ( $25 \dots 45^\circ$ )

Передаточное число  $u = Z_2/Z_1$  определяется по найденным значениям  $Z_1$  и  $Z_2$ , округленных до целых чисел, и не должно отличаться от требуемого передаточного отношения не более, чем на 3%.

### 1.4. Определяется требуемое межосевое расстояние передачи из условия контактной прочности поверхностей зубьев

$$a_w = (u+1) \{ 0,78 \cdot M_2 \cdot K_n \cdot \cos \beta \cdot E_1 \cdot E_2 / ([\sigma_n] \cdot u)^2 \Psi_{ba} \cdot (E_1 + E_2) \}^{1/3},$$

где  $M_2$  – крутящий момент на колесе, Н·мм;

$\Psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого колеса, выбирается по таблице 2;

$K_n$  - коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные вредные нагрузки, сопутствующие работе передачи; предварительно

принимается  $K_n = 1,2$  для колес с твердостью поверхностей

зубьев  $< HB 350$  и  $K_n = 1,35$  с твердостью  $HB 350$ ;

$E_1, E_2$  – модули упругости первого рода соответственно материала

шестерни и колеса;

$[\sigma_H]$  – расчетное допускаемое контактное напряжение.

Расчетное допускаемое контактное напряжение определяется следующим образом:

при расчете прямозубых колес ( $\beta = 0$ )  $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min}$ ,

при расчете косозубых колес ( $\beta \neq 0$ ) и в случаях большой разности твердостей зубьев прямозубых шестерни и колеса ( $HB_1 - HB_2 \geq 70$ )

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2),$$

где  $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$  – допускаемые контактные напряжения соответственно

для зубьев шестерни и колеса;

$[\sigma_H]_{min}$  – минимальное из двух значений  $[\sigma_H]_1$  и  $[\sigma_H]_2$

*Следует иметь в виду, что в любом случае должно выполняться условие  $[\sigma_H] < 1,23 \cdot [\sigma_H]_{min}$ .*

**1.5. Определяется нормальный модуль передачи**

$$m_n = 2a_w \cdot \cos \beta / (Z_1 + Z_2)$$

Полученное значение  $m_n$  округляют до ближайшего стандартного по СТ СЭВ 310-76 (см. таблица 3).

**1.6. Уточняется межосевое расстояние передач**

$$a_w = 0,5 (Z_1 + Z_2) m_n / \cos \beta.$$

За результат определения уточненного принимается целая часть полученного значения. При проектировании стандартных редукторов полученное значение округляют до ближайшего значения параметрического ряда по таблице 4.

**1.7. Для косозубой передачи уточняется угол наклона линии зуба**

$$\beta = \arccos [0,5 (Z_1 + Z_2) m_n / a_w].$$



**1.8.** Рассчитываются геометрические параметры зубчатой передачи

Делительный диаметр шестерни  $d_1 = m_n \cdot Z_1 / \cos\beta$ .

Делительный диаметр колеса  $d_2 = m_n \cdot Z_2 / \cos\beta$ .

Диаметр вершин шестерни  $d_{a1} = d_1 + 2 m_n$ .

Диаметр вершин колеса  $d_{a2} = d_2 + 2 m_n$ .

Диаметр впадин шестерни  $d_{f1} = d_1 - 2,5 m_n$ .

Диаметр впадин колеса  $d_{f2} = d_2 - 2,5 m_n$ .

Ширина колеса  $b_2 = \Psi_{bd} \cdot a_w$ .

Ширина шестерни  $b_1 = 1,12 b_2$ .

Коэффициент ширины шестерни  $\Psi_{bd} = b_2 / d_1$ .

**1.9.** Определяется окружная скорость на делительном диаметре зубчатых колес

$$V = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1) / 60\,000,$$

где  $n_1$  – частота вращения шестерни, об/мин.

**1.10.** Выбирается степень точности зубчатой передачи в соответствии с окружной скоростью  $V$  и рекомендациями, приведенными в таблице 5.

**1.11.** Уточняется значение коэффициента нагрузки  $K_n$

$$K_n = K_{na} \cdot K_{n\beta} \cdot K_{nv},$$

где  $K_{na}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки; для

прямозубых колес  $K_{na} = 1$ , для косозубых и шевронных

определяется по таблице 6;

$K_{n\beta}$  – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки,

определяется по таблице 7;

$K_{nv}$  – коэффициент, учитывающий динамичность приложения

нагрузки, определяется по таблице П8.

**1.12.** Производится проверочный расчет контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев

$$\sigma_H = Z_\varepsilon \{ 4,35 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot \cos \beta \cdot M_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} (u+1) / (E_1 + E_2) \cdot d^2 \cdot b_2 \}^{1/2} \leq [\sigma_H],$$

где  $Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; для прямозубых колес при  $\alpha = 20^\circ$ ,  $Z_\varepsilon = 0,9$  для косозубых и шевронных  $Z_\varepsilon = 0,8$ .

Если полученное в результате расчета контактное напряжение меньше или превышает допускаемое напряжение  $[\sigma_H]$  не более, чем на 3%, т.е.

$$E = (\sigma_H - [\sigma_H]) / [\sigma_H] \cdot 100\% < 3\%,$$

то прочность зубчатой передачи по контактным напряжениям считается обеспеченной.

Если же  $E > 3\%$ , то необходимо увеличить  $a_w$ , или подобрать для изготовления зубчатых колес материал, обеспечивающий более высокое значение  $[\sigma_H]$ . В зависимости от принятого решения производятся вновь необходимые расчеты в соответствии с данной методикой.

**1.13.** Определяются силы, действующие в зацеплении зубчатых колес

$$\text{Окружная сила } F_t = 2 M_2 / d_2.$$

$$\text{Радиальная сила } F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta.$$

$$\text{Осевая сила } F_a = F_t \cdot \tan \beta.$$

**1.14** Производится проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = (Y_F \cdot Y_\beta \cdot F_t \cdot K_\alpha \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu}) / b_2 \cdot m_n \leq [\sigma_F]$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба; принимается по таблице П9 в

зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_v$ ,

$$\text{определяемого } Z_v = Z / \cos^3 \beta;$$

$Y_\beta$  - коэффициент наклона зуба, определяемый  $Y_\beta = 1 - \beta/140$ ;

$K_{Fa}$  – коэффициент распределения нагрузки; для прямозубых

передач  $K_{Fa} = 1$ , для косозубых и шевронных передач

значения  $K_{Fa}$  принимаются по таблице 10;

$K_{F\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки; принимается по

таблице 11;

$K_{Fv}$  - коэффициент динамичности нагрузки; принимается по

таблице 12.

Расчет ведется для зубьев того из колес, для которого отношение  $(\sigma_F/Y_F)$  меньше.

Если полученное в результате расчета напряжение изгиба меньше или превышает допускаемое напряжение не более, чем на 3%, т.е.

$$E = \{\sigma_F - [\sigma_F]\} / [\sigma_F] \cdot 100\% < 3\%,$$

прочность зубьев на изгиб считается обеспеченной.

Если же  $E > 3\%$ , то необходимо увеличить  $m_n$  или  $b_2$ , или подобрать для изготовления зубчатых колес материал, обеспечивающий более высокое значение  $[\sigma_F]$ . В зависимости от принятого решения производятся вновь необходимые расчеты в соответствии с данной методикой.

**1.15.** В ряде случаев  $\sigma_F$  оказывается значительно меньше  $[\sigma_F]$ . В этих случаях недогруженность передачи по напряжениям изгиба позволяет уменьшить значение  $m_n$  без изменения  $a_w$  и увеличить соответственно  $Z_1$  и  $Z_2$ . Увеличение  $Z_1$  и  $Z_2$  без изменения  $a_w$  благоприятно сказывается на работе передачи — уменьшаются погрешности в зацеплении при той же степени точности изготовления колес, снижается интенсивность шума и виброактивность, снижаются потери на трение.

Расчет по обеспечению большей равнопрочности зубьев по контактным напряжениям изгиба проводится в следующей последовательности.

**1.15.1.** Уменьшается стандартное значение  $m_n$  по таблице 3.

**1.15.2.** Определяется суммарное число зубьев передачи

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2, Z_{\Sigma} = 2 a_w \cdot \cos\beta / m_n.$$

**1.15.3.** Определяются числа зубьев шестерни и колеса

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (i_{12} + 1), Z_2 = Z_1 \cdot i_{12}.$$

Значения  $Z_1$  и  $Z_2$  округляют до целых.

**1.15.4.** Определяется уточненное передаточное число  $u = Z_2 / Z_1$ .

**1.15.5.** Повторяются расчеты по пунктам 1.6 — 1.14.

## **2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ**

Необходимо выполнить расчет закрытой косозубой цилиндрической передачи.

Исходные данные:

Частота вращения шестерни  $n_1 = 1500$  об/мин.

Требуемое передаточное отношение передачи  $i_{12} = 3,55$ .

Крутящий момент на валу шестерни  $M_1 = 19100$  Н·мм.

Крутящий момент на валу колеса  $M_2 = 65770$  Н·мм.

Передача неревверсивная. Режим нагрузки постоянный.

Срок службы  $L = 5$  лет.

Коэффициент использования передачи в году  $K_{год} = 0,8$ ; в сутках  $K_{сут} = 0,5$ .

Шестерня и колесо расположены несимметрично относительно опор.

### **2.1. Расчет выполняется вручную**

**2.1.1.** Выбираем материал для изготовления шестерни и колеса. Так как заданием не предусматривается специальных требований к габаритам и массе передачи, по таблице 1 выбираем в качестве материалов для изготовления зубчатых колес стали со средними механическими

характеристиками и относительно невысокой стоимостью. Для шестерни – 40Х, термообработка – улучшение НВ 245,  $\sigma_{H \lim b1} = 560$  МПа,  $S_{H1} = 1,1$ ;  $\sigma_{F \lim b2}^0 = 440$  МПа,  $S_{F1} = 1,6$ ; для колеса – сталь 45, термообработка – нормализация НВ=190,  $\sigma_{H \lim b2} = 455$  МПа,  $S_{H2} = 1,1$ ;  $\sigma_{F \lim b2}^0 = 350$  МПа,  $S_{F2} = 1,65$ .

**2.1.2.** Рассчитываем допускаемые напряжения с учетом фактических условий нагружения.

Базовое число циклов напряжений

$$N_{HO1} = 30 \text{ НВ}^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7;$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot 190^{2,4} = 8,8 \cdot 10^6;$$

$$N_{FO1} = N_{FO2} = 4 \cdot 10^6$$

Время работы передачи за весь срок службы

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{zod} \cdot 24 \cdot K_{cym} = 5 \cdot 365 \cdot 0,8 \cdot 24 \cdot 0,5 = 17520 \text{ часов}$$

Число циклов напряжений

$$N_{HE1} = N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 1500 \cdot 17520 = 1,58 \cdot 10^9$$

$$N_{HE2} = N_{FE2} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} / i_{1,2} = 60 \cdot 1500 \cdot 17520 / 3,55 = 4,45 \cdot 10^8$$

Коэффициенты долговечности  $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$ , так как  $N_{HE1} > N_{HO1}$  и

$N_{HE2} > N_{HO2}$ ;  $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$ , так как  $N_{FE1} > N_{FO1}$  и  $N_{FE2} > N_{FO2}$ .

Коэффициенты  $K_{FC1} = K_{FC2} = 1$ , для нереверсивной передачи.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H]_1 = (\sigma_{H \lim b1} / S_{H1}) \cdot K_{HL1} = (560 / 1,1) \cdot 1 = 509 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_H]_2 = (\sigma_{H \lim b2} / S_{H2}) \cdot K_{HL2} = (455 / 1,1) \cdot 1 = 414 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при изгибе

$$[\sigma_F]_1 = (\sigma_{F \lim b1}^0 / S_{F1}) \cdot K_{FC1} \cdot K_{FL1} = (440 / 1,6) \cdot 1 \cdot 1 = 275 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_2 = (\sigma_{F \lim b2}^0 / S_{F2}) \cdot K_{FC2} \cdot K_{FL2} = (350 / 1,65) \cdot 1 \cdot 1 = 212 \text{ МПа}.$$

### 2.1.3. Определяем числа зубьев шестерни колеса и передаточное число.

Принимаем угол наклона линии зуба  $\beta = 11^\circ$ .

Число зубьев шестерни по условию  
неподрезания  $Z_1 > 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 11^\circ = 16,08$ .

Принимаем  $Z_1 = 16$ .

Число зубьев колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot i_{12} = 16 \cdot 3,55 = 56,8$  принимаем  $Z_2 = 57$ .

Передаточное число  $u = Z_2 / Z_1 = 57/16 = 3,56$ .

Относительное расхождение между передаточным числом и требуемым передаточным отношением

$$(u - i_{12})/i_{12} \cdot 100\% = (3,56 - 3,55)/3,55 \cdot 100\% = 0,35\%,$$

что допустимо.

### 2.1.4. Определяем требуемое межосевое расстояние передачи из условия контактной прочности.

$$\begin{aligned} a_w &= (u+1) \{ 0,78 \cdot M_2 \cdot K_H \cdot \cos \beta \cdot E_1 \cdot E_2 / ([\sigma_H] \cdot u)^2 \cdot \Psi_{ba} \cdot (E_1 + E_2) \}^{1/3} = \\ &= \\ (3,56+1) \{ 0,78 \cdot 65770 \cdot 1,2 \cdot \cos 11^\circ \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,1 \cdot 10^5 / (414 \cdot 3,56)^2 \cdot 0,25 \cdot (2,1+2,1) \cdot 10^5 \}^{1/3} \\ &= 103,47 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Коэффициент нагрузки предварительно принимаем  $K_H = 1,2$ ;

$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа (см. таблица 1).

Расчетное допускаемое напряжение

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 414 \text{ МПа.}$$

Коэффициент  $\Psi_{ba}$  с учетом твёрдости  $\leq$  НВ 350 и несимметричного расположения колес относительно опор по таблице 2 принимаем  $\Psi_{ba} = 0,250$ .

### 2.1.5. Определяем модуль передачи

$$m_n = (2 \cdot a_w \cdot \cos \beta) / (Z_1 + Z_2) = 2 \cdot 03,47 \cdot \cos 11^\circ / (16+57) = 2,78 \text{ мм.}$$

По таблице 3 принимаем стандартное значение модуля  $m_n = 2,75$  мм.

#### 2.1.6. Уточняем межосевое расстояние передачи

$$a_w = 0,5(Z_1 + Z_2)m_n / \cos\beta = 0,5(16 + 57) 2,75 / \cos 11^\circ = 102,25 \text{ мм.}$$

За уточненное значение принимаем целую часть  $a_w = 102$  мм.

#### 2.1.7. Уточняем угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos[0,5(Z_1 + Z_2)m_n / a_w] = \arccos 0,5(16 + 57)2,75 / 102 = 10,241^\circ = 10^\circ 14' 29''.$$

#### 2.1.8 Рассчитываем геометрические параметры зубчатой передачи.

Делительные параметры

$$d_1 = m_n \cdot Z_1 / \cos\beta = 2,75 \cdot 16 / \cos 10^\circ 14' 29'' = 44,712 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_n \cdot Z_2 / \cos\beta = 2,75 \cdot 57 / \cos 10^\circ 14' 29'' = 159,288 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 44,712 + 2 \cdot 2,75 = 50,212 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 159,288 + 2 \cdot 2,75 = 164,788 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 44,712 - 2,5 \cdot 2,75 = 37,837 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 159,288 - 2,5 \cdot 2,75 = 152,413 \text{ мм.}$$

Ширина колеса  $b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 102 = 25,5$  мм, принимаем  $b_2 = 25$  мм.

Ширина шестерни  $b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 28$  мм.

Коэффициент ширины шестерни  $\Psi_{bd} = b_2 / d_1 = 25 / 44,712 = 0,56$ .

#### 2.1.9. Определяем окружную скорость на делительном диаметре зубчатых колес

$$v = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1) / 60\,000 = (\pi \cdot 44,712 \cdot 1500) / 60\,000 = 3,61 \text{ м/с.}$$

#### 2.1.10. Принимаем с учетом рекомендаций, приведенных в таблицах 5,8 степень точности передачи.

### 2.1.11. Уточняем значения коэффициентов нагрузки

$K_{H\alpha} = 1,09$  – по таблице П6;

$K_{H\beta} = 1,06$  – по таблице П7;

$K_{Hv} = 1,04$  – по таблице П8.

### 2.1.12. Производим проверочный расчет контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_\varepsilon \{4,35 \cdot E_1 \cdot E_2 \cdot \cos \beta \cdot M_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} (u+1) / (E_1 + E_2) \cdot d_2 \cdot b_2\}^{1/2} = \\ &= 0,8 \{4,35 \cdot (2,1 \cdot 10^5)^2 \cdot \cos 10^\circ 14' \cdot 65770 \cdot 1,08 \cdot 1,06 \cdot 1,04 (3,56+1) / (2,1+2,1) \cdot 10^5 \cdot (15 \\ &9,288)^2 \cdot 25\}^{1/2} = \\ &= 401,47 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 414 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

$Z_\varepsilon = 0,8$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для косозубых колес при  $\alpha = 20^\circ$ .

### 2.1.13. Определяются силы, действующие в зацеплении зубчатых колес

Окружная сила

$$F_t = 2 \cdot M_2 / d_2 = 2 \cdot 65770 / 159,288 = 825,79 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ / \cos \beta = 825,79 \cdot \tan 20^\circ / \cos 10^\circ 14' 29'' = 305,42 \text{ Н}.$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \tan \beta = 825,79 \tan 10^\circ 14' 29'' = 149,19 \text{ Н}.$$

### 2.1.14. Определяем коэффициенты формы зубьев шестерни $Y_{F1}$ и колеса $Y_{F2}$

$$Y_{F1} = 4,28 \text{ по таблице 9 для } Z_{v1} = Z_1 \cdot \cos^3 \beta = 16 / \cos^3 10^\circ 14' 29'' = 15,2;$$

$$Y_{F2} = 3,65 \text{ по таблице 9 для } Z_{v2} = Z_2 \cdot \cos^3 \beta = 57 / \cos^3 10^\circ 14' 29'' = 54,3.$$

### 2.1.15. Определяем коэффициент наклона зуба



$$Y_{\beta} = 1 - \beta / 140 = 1 - 10,24138/140 = 0,926.$$

**2.1.16.** Определяем коэффициенты нагрузки для расчета напряжений изгиба зубьев  $K_{Fa} = 0,91$  – таблице 10;

$$K_{F\beta} = 1,12 \text{ – таблице 11};$$

$$K_{Fv} = 1,11 \text{ – таблице 12.}$$

**2.1.17.** Определяем отношения  $[\sigma_F]/Y_F$

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} = 275 / 4,28 = 64,25 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 / Y_{F2} = 212 / 3,65 = 58,08 \text{ МПа.}$$

**2.1.18.** Производим проверочный расчет напряжений изгиба в опасном сечении зубьев колеса, т.к. должно быть  $\{[\sigma_F]_2 / Y_{F2}\} < \{[\sigma_F]_1 / Y_{F1}\}$

$$\sigma_A = (H_{A2} \cdot H_{\beta} \cdot A_e \cdot K_{A\alpha} \cdot K_{A\beta} \cdot K_{Am}) \cdot (u_2 \cdot b_m) =$$

$$= (3,65 \cdot 0,926 \cdot 825,19 \cdot 0,91 \cdot 1,12 \cdot 1,11) / (25 \cdot 2,75) = 45,89 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 45,89 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 212 \text{ МПа.}$$

**2.1.19.** С целью обеспечения большей равнопрочности передачи и увеличения  $Z_1$  и  $Z_2$  уменьшаем  $m_n$  при том же значении  $a_w$ .

Принимаем по таблице 3 стандартное значение  $m_n = 1,5$  мм.

**2.1.20.** Определяем суммарное число зубьев  $Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2$

$$Z_{\Sigma} = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta / m_n = 2 \cdot 102 \cdot \cos 10^\circ 14' 29'' / 1,5 = 133,8.$$

**2.1.21.** Определяем числа зубьев шестерни и колеса

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (i_{12} + 1) = 133,8 / 3,55 + 1 = 29,4 \text{ принимаем } Z_1 = 29.$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot i_{12} = 29 \cdot 3,55 = 102,95 \text{ принимаем } Z_2 = 103.$$

**2.1.22.** Определяем передаточное число

$$u = Z_1 / Z_2 = 103 / 29 = 3,5517.$$

Относительное расхождение между  $u$  и  $i_{12}$  очень мало.

### 2.1.23. Уточняем угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos [ 0,5 (Z_1 + Z_2) m_n / a_w ] =$$
$$= \arccos [ 0,5 (29 + 103) \cdot 1,5 / 102 ] = 13,93055^\circ = 13^\circ 55' 50''.$$

### 2.1.24. Рассчитываем геометрические параметры зубчатой передачи

$$d_1 = m_n \cdot Z_1 / \cos \beta = 1,5 \cdot 29 / \cos 13^\circ 55' 50'' = 44,818 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_n \cdot Z_2 / \cos \beta = 1,5 \cdot 103 / \cos 13^\circ 55' 50'' = 159,182 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 44,818 + 2 \cdot 1,5 = 47,818 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 159,182 + 2 \cdot 1,5 = 162,182 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 44,818 - 2,5 \cdot 1,5 = 41,068;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 159,182 - 2,5 \cdot 1,5 = 155,432 \text{ мм};$$

$$b_2 = 25 \text{ мм}. b_1 = 28 \text{ мм } \Psi_{bd} = 0,62.$$

### 2.1.25. Повторяем проверочный расчет контактных напряжений

$$\sigma_H = 0,8 \{ [4,35 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cos 13^\circ 55' \cdot 65770 \cdot 1,09 \cdot 1,06] / [(2,1 + 2,1) 10^5 \cdot (159,182)^2 \cdot 25] \}^{1/2} =$$

$$= \{ 1,04(3,55 + 1) \}^{1/2} = 401,39 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 414 \text{ МПа}.$$

### 2.1.26. Определяем силы в зацеплении

$$F_t = 2 \cdot M_2 / d_2 = 2 \cdot 65770 / 159,182 = 826,35 \text{ Н};$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 826,34 \cdot \tan 20^\circ / \cos 13^\circ 55' 50'' = 309,88 \text{ Н};$$

$$A_\phi = A_e \cdot e_{p\beta} = 826634 \cdot e_{p 13^\circ 55' 50''} = 204697 \text{ Нью}$$

### 2.1.27. Определяем коэффициенты зубьев $Y_{F1}$ и $Y_{F2}$

$$Y_{F1} = 3,90 Z_{V1} = Z_1 \cos^3 \beta = 29 \cos^3 13^\circ 55' 50'' = 26,5;$$

$$Y_{F2} = 3,60 Z_{V2} = Z_2 \cos^3 \beta = 103 \cos^3 13^\circ 55' 50'' = 94,1.$$

### 2.1.28. Определяем коэффициент наклона зуба

$$Y_{\beta} = 1 - \beta/140 = 1 - 13,93055 / 140 = 0,90.$$

**2.1.29.** Определяем коэффициенты нагрузки

$$K_{Fa} = 0,91; K_{F\beta} = 1,12; K_{Fv} = 1,11.$$

**2.1.30.** Определяем отношения

$$[\sigma_F]_1 / YF1 = 275 / 3,90 = 70,51 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 / YF2 = 212 / 3,60 = 58,88 \text{ МПа}.$$

**2.1.31.** Повторяем проверочный расчет напряжений изгиба в опасном сечении зубьев колеса, т.к.

$$\sigma_F = (3,60 \cdot 0,90 \cdot 826,34 \cdot 0,91 \cdot 1,12 \cdot 1,11) / (25 \cdot 1,5) = 80,82 \text{ МПа}.$$

Сравниваем полученное значение с допускаемым напряжением изгиба

$$\sigma_F = 80,82 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 212 \text{ МПа}$$

и видим, что условие прочности на изгиб выполняется, что даёт нам основание считать выполненные расчёты верными.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования [Электронный ресурс]: учебник для

вузов / Д.В. Чернилевский. – Электрон. текстовые данные. – М.: Машиностроение, 2012. – 672 с.

- Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/5210.html>

2. Никитин Д.В. Детали машин и основы конструирования. Часть 1. Механические передачи [Электронный ресурс]: учебное пособие / Д.В. Никитин, Ю.В. Родионов, И.В. Иванова. – Электрон. текстовые данные. – Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, 2015. – 112 с.

Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/64080.html>

3. Плотников П.Н. Детали машин. Расчет и конструирование [Электронный ресурс]: учебное пособие / П.Н. Плотников, Т.А. Недошивина. – Электрон. текстовые данные. – Екатеринбург: Уральский федеральный университет, ЭБС АСВ, 2016. – 236с. Режим доступа:

<http://www.iprbookshop.ru/68327.html>

### **Дополнительная литература**

1. Копченков В.Г. Детали машин [Электронный ресурс]: практикум / В.Г. Копченков. – Электрон. текстовые данные. – Ставрополь: Северо-Кавказский федеральный университет, 2016. – 110с.

2. Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования [Электронный ресурс]: учебник / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик. – Электрон. текстовые данные. – Минск: Вышэйшая школа, 2006. – 561 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

ТАБЛИЦА 1

Рекомендуемые значения коэффициентов ширины зубчатого колеса  $\Psi_{ba} = b_w / a$

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$\leq \text{HB } 350$	$> \text{HB } 350$
Симметричное	0,30...0,50	0,25...0,30
Несимметричное	0,25...0,40	0,20...0,25
Консольное	0,20...0,25	0,15...0,20
Значения коэффициента $\Psi_{ba}$ следует назначить из ряда: 0,100; 0,125; 0,160; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25.		

ТАБЛИЦА 2

Рекомендуемые значения коэф. ширины зубчатого колеса  $\Psi_{ba} = b_w / a$

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$\leq \text{HB } 350$	$> \text{HB } 350$
Симметричное	0,30...0,50	0,25...0,30
Несимметричное	0,25...0,40	0,20...0,25
Консольное	0,20...0,25	0,15...0,20

Значения коэффициента  $\Psi_{ba}$  следует назначать из ряда:  
0,100; 0,125; 0,160; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25.


ТАБЛИЦА 3

Значение модулей  $m_n$  по СТ СЭВ 310-76

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18

Следует предпочитать первый ряд.


ТАБЛИЦА 4

Параметрический ряд значений межосевого расстояния  $a_w$  по ряду  $R_a$  40  
 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, 170  
 180, 190, 200, 212, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 335, 355, 375, 400


ТАБЛИЦА 5

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности передачи

Степень точности передачи (ГОСТ 1643-81)	Окружная скорость, м/с, не более		Примечание
	прямозубые	косозубые	
6 (высокоточные)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи - делительные, отсчетные и т.п. Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных скоростях и умеренных нагрузках.
7 (точные)	10	15	
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности.
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями по точности.

ТАБЛИЦА 6

Значения коэффициента распределения нагрузки  $K_{на}$   
для косозубых и шевронных передач

Степень точности передачи	Окружная скорость $V$ , м/с				
	до 1	1...5	5...10	10...15	15...20
6	1,00	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,10	1,16	-	-	-

ТАБЛИЦА 7

Значения коэффициента концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$

$\Psi_{bd}=b_2/d_1$	Твердость поверхностей зубьев					
	$\leq \text{HB } 350$			$> \text{HB } 350$		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,00	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Данные в столбце I, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса; II- к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; III- к передачам с симметричным расположением по отношению к опорам.

ТАБЛИЦА 8

Значения коэффициента динамичности приложения нагрузки  $K_{H\gamma}$ 

Степень точности передачи	Твердость поверхности зубьев HB	Окружная скорость $V$ , м/с					
		До 1	2	4	6	8	10
6	$\leq 350$	1,03/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
	$> 350$	1,02/1,00	1,04/1,00	1,07/1,02	1,10/1,02	1,15/1,03	1,18/1,04
7	$\leq 350$	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	$> 350$	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
8	$\leq 350$	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
	$> 350$	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
9	$\leq 350$	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
	$> 350$	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05

В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе - для косозубых.

ТАБЛИЦА 9

Значения коэффициента формы зуба  $Y_F$ 

для некорригированных зубчатых колес внешнего зацепления

$Z_v$	17	20	25	32	40	50	60	71	80	90	100	$\geq 180$
$Y_F$	4,28	4,07	3,90	3,78	3,70	3,68	3,62	3,61	3,60	3,60	3,60	3,62

ТАБЛИЦА 10

Значения коэффициента распределения нагрузки  $K_{Fa}$ 

для косозубых и шевронных передач

Степень точности передачи	6	7	8	9	Для прямозубых передач ( $\beta = 0$ ) $K_{Fa} = 1,00$
Коэффициент $K_{Fa}$	0,72	0,81	0,91	1,00	



ТАБЛИЦА 11

Значения коэффициента концентрации нагрузки  $K_{F\beta}$ 

$\Psi_{bd} = b_2/d_1$	Твердость поверхностей зубьев							
	$\leq \text{HB } 350$				$> \text{HB } 350$			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колес относительно опор; II- к несимметричному; III- к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV- то же, но при установке валов на роликовых подшипниках.

ТАБЛИЦА 12

Значения коэффициента динамичности нагрузки  $K_{Fv}$ 

Степень точности передачи	Твердость поверхности зубьев, HB	Окружная скорость $V$ , м/с					
		До 1	2	4	6	8	10
6	$\leq 350$	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,10	1,40/1,15	1,58/1,20	1,67/1,25
	$> 350$	1,02/1,01	1,04/1,02	1,08/1,03	1,11/1,04	1,14/1,06	1,17/1,07
7	$\leq 350$	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
	$> 350$	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	$\leq 350$	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	$> 350$	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	$\leq 350$	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,77/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	$> 350$	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе - для косозубых.