

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ
Методические указания

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ	5
1.1. Выбор материала зубчатых колес	5
1.2. Определение допускаемых напряжений	5
1.3. Определение чисел зубьев и передаточного числа	6
1.4. Определение внешнего делительного диаметра колеса	7
1.5. Расчёт геометрических параметров зубчатой передачи	8
1.6. Проверочный расчёт контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев	9
1.7. Определение сил в коническом зацеплении	10
1.8. Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	10
2. ПРИМЕР РАСЧЕТА	11
2.1. Расчет на калькуляторе	12
2.1.1. Выбор материала зубчатых колес	
2.1.2. Расчёт допускаемых напряжений с учетом фактических условий нагружения	12
2.1.3. Определение чисел зубьев и передаточного числа	13
2.1.4. Определение внешнего делительного диаметра колеса	13
2.1.5. Расчёт геометрических параметров зубчатой передачи	14
2.1.6. Проверочный расчет контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев	15
2.1.7. Определение сил в зацеплении	15
2.1.8. Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба	16
2.2. Расчёт на компьютере	16
2.2.1. Подготовка исходных данных	16
2.2.2. Порядок действий при расчёте	17
ЛИТЕРАТУРА	18
ПРИЛОЖЕНИЕ	19

ВВЕДЕНИЕ

Конические зубчатые передачи применяются для передачи вращения между валами, оси которых пересекаются. Наиболее широкое применение в машиностроении и приборостроении находят конические зубчатые передачи с межосевым углом равным 90° и прямыми зубьями у колес. Обычно применяют конические прямозубые передачи с передаточными числами до 6 и окружными скоростями до 8 м/с.

Основными критериями расчета большинства конических передач являются определение условий (материал зубчатых колес, геометрические размеры и т.д.), обеспечивающих контактную прочность боковых поверхностей зубьев и прочность зубьев на изгиб под действием периодически повторяющихся нагрузок.

В настоящих методических указаниях излагается методика расчета конической прямозубой передачи с межосевым углом $\Sigma=90^\circ$, включающая в себя проектный расчет необходимой величины внешнего делительного диаметра колеса из условия усталостной контактной прочности рабочих поверхностей зубьев, расчет геометрических параметров прямозубых конических колес по ГОСТ 19325-73 и ГОСТ 19624-74 и проверочные расчеты зубьев колес на выносливость по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба.

Расчетные формулы получены методом приведения прямозубого конического к эквивалентному прямозубому цилиндрическому [3,4,5,6,7,8].

Для успешного выполнения расчёта на компьютере студент предварительно должен усвоить теоретический материал и разобраться в контрольном примере расчета.

Авторы благодарны студенту Борзову Д.Н. за подготовку рукописи к изданию.

1. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ.

Исходными данными для расчета конической прямозубой передачи являются требуемое передаточное отношение, передаваемые моменты на валах шестерни и колеса, частота вращения шестерни и колеса.

Все эти величины должны быть определены после выбора двигателя и кинематического расчета механизма.

Расчет конической прямозубой передачи с межосевым углом $\Sigma=90^\circ$ производится в следующей последовательности.

1.1. Выбор материала зубчатых колес.

При выборе материалов шестерни и колеса можно руководствоваться данными, приведенными в таблице 1 Приложения. Рекомендуется выбирать материалы и термообработку таким образом, чтобы твердость поверхности зубьев шестерни была на **20÷30 HB** выше, чем колеса.

1.2. Определение допускаемых напряжений.

С учетом фактических условий нагружения:

$$[\sigma_{HE}] = [\sigma_{HO}] \times \sqrt[m]{N_{HO}/N_{HE}} ; \quad [\sigma_{FE}] = [\sigma_{FO}] \times \sqrt[m]{N_{FO}/N_{FE}} ,$$

где $[\sigma]_{HO}$, $[\sigma]_{FO}$ - допускаемые соответственно контактные и изгибные напряжения при базовом числе циклов напряжений (таблица 1) ;

$m = 6$ - для колес из незакаленных сталей и других мягких материалов ;

$m = 9$ - для колес из закаленных сталей;

N_{HO} , N_{FO} - базовые числа циклов нагружений;

N_{HE} , N_{FE} - фактические числа циклов нагружений за заданный срок службы.

При расчете на контактную прочность зубьев принимается

$$N_{HO} = 30HB^{2.4} \quad [1].$$

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

При расчете $N_{HE} = N_{FE}$ исходят из того, что за каждый оборот колеса каждый зуб испытывает один цикл нагружений

$$N_{HE} = N_{FE} = 60 \times n \times T,$$

где n – частота вращения зубчатого колеса, об/мин;

T – время работы передачи за срок службы механизма, в часах.

Если $N_{HE} < N_{HO}$ или $N_{FE} < N_{FO}$, то принимают соответственно

$$N_{HE} = N_{HO} \text{ и } N_{FE} = N_{FO}.$$

Если $N_{HE} > 25 \times 10^7$, $N_{FE} > 25 \times 10^7$, то принимают $N_{HE} = N_{FE} = 25 \times 10^7$.

В обоих случаях следует пересчитать срок службы передачи, исходя из принятых значений N_{HE} и N_{FE} .

1.3. Определение чисел зубьев шестерни, колеса и передаточного числа.

Число зубьев шестерни по условию отсутствия подрезания для прямозубых колес должно быть $Z_1 \geq 17 \cos(90^\circ - \arctg i_{12})$,

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

Рекомендуется выбирать $Z_1 = 18 \div 30$.

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \times i_{12}$.

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 более, чем на 3%.

1.4. Определение внешнего делительного диаметра колеса

Из условия контактной прочности рабочих поверхностей зубьев:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{(2,94 / [\sigma]_{HE})^2 \frac{M_2 \times K_H \times u \times E_1 \times E_2}{0,85 \times \Psi_{BR_e} (1 - 0,5 \Psi_{BR_e})^2 \times (E_1 + E_2)}}$$

где M_2 - вращающий момент на колесе, $H/мм$;

u - передаточное число зубчатой передачи;

$[\sigma]_{HE}$ - наименьшее допускаемое контактное напряжение с учетом

фактических условий нагружений;

$\Psi_{BR_e} = b/R_e \leq 0,3$ - коэффициент ширины зубчатого венца, при выполнении

проектного расчета рекомендуется принимать $\Psi_{BR_e} = 0,285$;

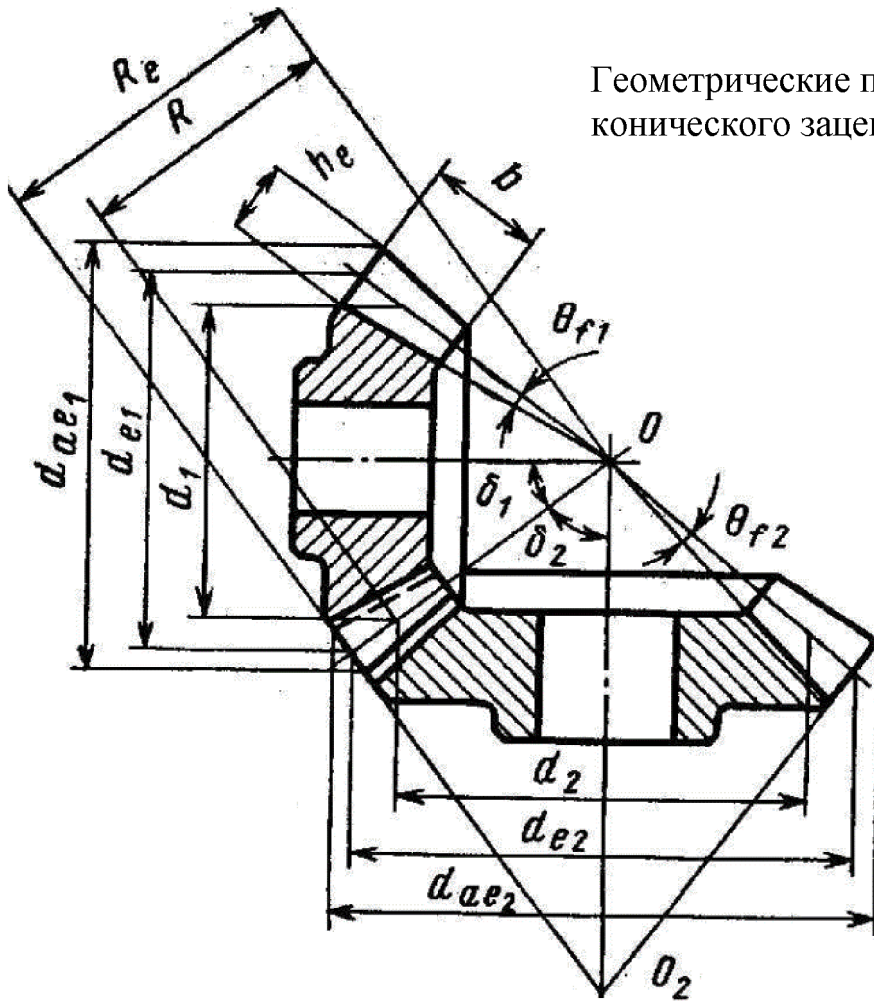
K_H - коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные вредные нагрузки, сопутствующие работе передачи. При проектном расчете предварительно принимают $K_H = 1,2$ для колес с твердостью поверхностей зубьев $HB \leq 350$ и $K_H = 1,35$ при твердости $HB > 350$.

E_1, E_2 - модули упругости первого рода соответственно материала шестерни и колеса.

Полученное значение d_{e2} округляют до ближайшего стандартного значения по *ГОСТ 12289-76* (таблица 2).

1.5. Расчёт геометрических параметров зубчатой передачи

Геометрические параметры
конического зацепления



Внешний окружной модуль $m_e = d_{e2}/Z_2$.

Угол делительного конуса колеса $\delta_2 = \arctg u$.

Угол делительного конуса шестерни $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$.

Внешний делительный диаметр шестерни $d_{e1} = m_{e1} \times Z_1$.

Внешнее конусное расстояние $R_e = 0,5 d_{e2} / \sin \delta_2$.

Ширина зубчатого венца $b = \Psi_{\delta R_e} \times R_e$.

Среднее конусное расстояние $R = R_e - 0,5 b$.

Средний окружной модуль $m = m_e R / R_e$.

Средний делительный диаметр шестерни $d_1 = m \times Z_1$.

Средний делительный диаметр колеса $d_2 = m \times Z_2$.

Внешняя высота зуба $h_e = 2,2 \times m_e$.

Внешняя высота головки зуба $h_{ae} = m_e$.

Внешняя высота ножки зуба $h_{fe} = 1,2 \times m_e$.

Угол ножки зуба $\theta_f = \text{arc tg} (h_{fe}/R_d)$.

Угол головки зуба $\theta_d = \theta_f$.

Внешний диаметр вершин зубьев шестерни $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \times \cos \delta_1$.

Внешний диаметр вершин зубьев колеса $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \times \cos \delta_2$.

1.6. Проверочный расчёт контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев

$$\sigma_H = 2,27 \sqrt{\frac{M_2 \times K_{H\beta} \times K_{H\nu} \times \sqrt{u^2 + 1} \times E_1 E_2}{d_2^2 \times v (E_1 + E_2)}} \leq [\sigma]_{HE}$$

$K_{H\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 3.

$K_{H\nu}$ - коэффициент, учитывающий влияние динамической нагрузки, влияющей в зацеплении, определяется в зависимости от степени точности зубчатых колес, твердости рабочей поверхности зубьев о окружной скорости по таблицам 4 и 5.

Если полученное в результате расчета фактическое контактное напряжение σ_H не превышает допускаемое напряжение $[\sigma]_{HE}$ более чем на 5%, т.е.

$$\xi = \sigma_H - [\sigma]_{HE} / [\sigma]_{HE} \times 100\% \leq 5\%,$$

то прочность зубчатой передачи по контактным напряжениям можно считать удовлетворительной. Если же расхождение $\xi > 5\%$, то необходимо увеличить внешние делительные диаметры зубчатых колес d_{e2} и d_{e1} или подобрать для изготовления зубчатых колес материал, обеспечивающий более высокое значение $[\sigma]_{HE}$. В зависимости от принятого решения производятся вновь необходимые расчеты в соответствии с данной методикой.

1.7. Определение сил в коническом зацеплении.

Окружные усилия на шестерне и колесе $F_{t1}=F_{t2}=2M_1/d_1=2M_2/d_2$.

Радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе

$$F_{r1}=2M_1 \times \operatorname{tg} \lambda \times \cos b_1 / d_1,$$

где угол зацепления $\lambda=20^\circ$.

Осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе

$$F_{a1}=2M_1 \times \operatorname{tg} \lambda \times \sin b_1 / d_1 = F_{r2}.$$

1.8. Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = (F_t \times K_{F\beta} \times K_{Fv} \times Y_F) / (0,85 \times b \times m) \leq [\sigma]_{FE},$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, определяется по таблице 6.

K_{Fv} – коэффициент динамичности, учитывающий динамическое действие нагрузки, определяется по таблице 7.

Y_F – коэффициент прочности зубьев по местным напряжениям, определяется по таблице П8 в зависимости от эквивалентного числа зубьев на колесе (шестерни) $Z_v = Z / \cos b$.

Расчет следует вести для зубьев того из колес, для которого отношение $[\sigma]_{FE}/Y_F$ меньше.

Если полученное в результате фактическое напряжение изгиба σ_F не превышает допустимое $[\sigma]_{FE}$ или превышает, но не более чем на 5%, т.е.

$$\xi = \{(\sigma_F - [\sigma]_{FE}) / [\sigma]_{FE}\} \times 100\% \leq 5\%,$$

прочность зубьев по напряжениям изгиба можно считать удовлетворительной. Если же $\xi > 5\%$, то необходимо увеличить внешние делительные диаметры зубчатых колес d_{e2} и d_{e1} или подобрать для изготовления зубчатых колес материал,

обеспечивающий более высокое значение $[\sigma]_{HE}$. В зависимости от принятого решения производятся вновь необходимые расчеты в соответствии с данной методикой.

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА.

Рассмотрим пример расчета конической прямозубой передачи с межосевым углом 90° . Такие конические зубчатые передачи получили наибольшее распространение.

Для наглядности в настоящем разделе один и тот же расчёт выполнен дважды: с микрокалькулятором «вручную» и на компьютере.

Оба расчета используют одни и те же исходные данные: вращающие моменты на валу шестерни M_1 и вала колеса M_2 , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число передачи и срок службы передачи. Кроме того, в исходных данных должен указываться способ расположения колес относительно опор на валах.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.

Необходимо рассчитать реверсивную прямозубую коническую зубчатую передачу. Вращающий момент на валу колеса $M_2 = 61400 \text{ Н/мм}$. Частота вращений шестерни $n_1 = 1500 \text{ об/мин}$. Требуемое передаточное отношение передачи $i_{12} = 2,12$. Срок службы $T = 10^3$ часов. Шестерня расположена относительно опор консольно, а колеса несимметрично.

2.1. Расчет на калькуляторе.

2.1.1. Выбор материала зубчатых колес.

Так как заданием не предусматривается специальных требований к габаритам и массе передачи, выбираем в качестве материала для изготовления зубчатых колес сталь со средними механическими характеристиками и относи-

тельно небольшой стоимостью – сталь **45 ГОСТ 1050-74**. для шестерни – сталь **45**, термообработка – улучшение **HB 220**; для колеса – сталь **45**, термообработка – нормализация **HB 190**. Учитывая реверсивность передачи (зубья работают обеими сторонами), по таблице 1 определяем допускаемые контактные и изгибные напряжения, соответствующие базовому числу циклов напряжений.

$$[\sigma]_{H01}=600\text{Н/мм}^2, [\sigma]_{H02}=500\text{Н/мм}^2, [\sigma]_{F01}=180\text{Н/мм}^2, [\sigma]_{F02}=140\text{Н/мм}^2.$$

2.1.2. Расчёт допускаемых напряжений с учетом фактических условий нагружения.

Фактическое число циклов нагружений зубьев шестерни и колеса:

$$N_{HE1}=N_{FE1}=60 \times n_1 \times T = 60 \times 1500 \times 10^3 = 9 \times 10^7;$$

$$N_{HE2}=N_{FE2}=60 \times n_1 \times T / i_{12} = 60 \times 1500 \times 10^3 / 2,12 = 4,2 \times 10^7.$$

Базовые числа циклов нагружений:

$$N_{H01}=30\text{HB}^{2,4}=30 \times 220^{2,4}=1,2 \times 10^7,$$

$$N_{H02}=30 \times 190^{2,4}=0,88 \times 10^7;$$

$$N_{F01}=N_{F02}=4 \times 10^6.$$

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_{HE1} = [\sigma]_{H01} \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}} = 429 \text{ Н / мм}^2, [\sigma]_{HE2} = [\sigma]_{H02} \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_{HE2}}} = 385 \text{ Н / мм}^2.$$

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma]_{FE1} = [\sigma]_{F01} \sqrt[6]{\frac{N_{F01}}{N_{FE1}}} = 107 \text{ Н / мм}^2, [\sigma]_{FE2} = [\sigma]_{F02} \sqrt[6]{\frac{N_{F02}}{N_{FE2}}} = 95 \text{ Н / мм}^2.$$

2.1.3. Определение чисел зубьев и передаточного числа.

Принимаем $Z_1=20$. Тогда число зубьев колеса $Z_2=Z_1 \times i_{12}=20 \times 2,12=42,4$.

Принимаем $Z_2=42$. Передаточное число зубчатой передачи равно $u=Z_2/Z_1=42/20=2,10$, что вполне приемлемо, так как относительная ошибка меньше 1%.

2.1.4. Определение внешнего делительного диаметра колеса

Из условия контактной прочности рабочих поверхностей зубьев:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\left(2,94 / [\sigma]_{HE}\right)^2 \frac{M_2 \times K_H \times u \times E_1 \times E_2}{0,85 \times \Psi_{BR_e} \left(1 - 0,5 \Psi_{BR_e}\right)^2 \times (E_1 + E_2)}}$$

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\left(\frac{2,94}{385}\right)^2 \frac{61400 \times 1,2 \times 2,1 \times 10^5 \times 2,1 \times 10^5}{0,85 \times 0,285 (1 - 0,5 \times 0,285)^2 \times (2,1 + 2,1) \times 10^5}} = 174,56 \text{ мм.}$$

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения принимаем наименьшее, т.е. $[\sigma]_{HE} = [\sigma]_{HE2} = 385 \text{ Н/мм}^2$.

Коэффициент нагрузки предварительно принимаем $K_H = 1,2$;
модуль упругости первого рода для сталей $E = E_1 = E_2 = 2,1 \times 10^5 \text{ Н/мм}^2$ (таблица 1).

Коэффициент ширины зубчатого венца принимаем $\Psi_{BR_e} = 0,285$.

Принимаем в соответствии с ГОСТ 12289-76 (таблица 2) $d_{e2} = 180 \text{ мм}$.

2.1.5. Расчёт геометрических параметров зубчатой передачи.

Внешний окружной модуль $m_e = d_{e2} / Z_2 = 180 / 42 = 4,285 \text{ мм}$.

Углы делительных конусов колеса и шестерни:

$$b_2 = \text{arctg} u = \text{arctg} 2,1 = 64^{\circ} 32' 12'',$$

$$b_1 = 90^{\circ} - b_2 = 90^{\circ} - 64^{\circ} 32' 12'' = 25^{\circ} 27' 48''.$$

Внешний делительный диаметр шестерни $d_{e1} = m_e Z_1 = 4,285 \times 20 = 85,75 \text{ мм}$.

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 d_{e2} / \sin b_2 = 0,5 \times 180 / \sin 64^{\circ} 32' 12'' = 99,68 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца $b = \psi_{eRe} \times R_e = 0,285 \times 99,68 = 28,408 \text{ мм}$.

Принимаем $b = 28 \text{ мм}$.

Среднее конусное расстояние $R = R_e - 0,5b = 99,68 - 0,5 \times 28 = 85,476 \text{ мм}$.

Средний окружной модуль $m = m_e R/R_e = 4,285 \times 85,476/99,68 = 3,674 \text{ мм}$.

Средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = m \times Z_1 = 3,674 \times 20 = 73,48 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \times Z_2 = 3,674 \times 42 = 154,31 \text{ мм}.$$

Внешняя высота зуба $h_e = 2,2 \times m_e = 2,2 \times 4,285 = 9,427 \text{ мм}$.

Внешняя высота головки зуба $h_{ae} = m_e = 4,285 \text{ мм}$.

Внешняя высота ножки зуба $h_{fe} = 1,2 \times m_e = 1,2 \times 4,285 = 5,142 \text{ мм}$.

Угол ножки зуба $\theta_f = \arctg(h_{fe}/R_e) = \arctg(5,142/99,68) = 2^{\circ}57'12''$

Угол головки зуба $\theta_a = \theta_f = 2^{\circ}57'12''$.

Внешние диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{ae1} = d_{a1} + 2h_{ae} \times \cos b_1 = 85,70 + 2 \times 4,285 \times \cos 25^{\circ}27'48'' = 93,44 \text{ мм},$$

$$d_{ae2} = d_{a2} + 2h_{ae} \times \cos b_2 = 180 + 2 \times 4,285 \times \cos 64^{\circ}32'12'' = 183,68 \text{ мм}.$$

2.1.6. Проверочный расчет контактных напряжений на рабочих поверхностях зубьев

$$\sigma_H = 2,27 \sqrt{\frac{M_2 \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha} \times \sqrt{u^2 + 1} \times E_1 E_2}{d_2^2 \times e (E_1 + E_2)}} ;$$

$$\sigma_H = 2,27 \sqrt{\frac{61400 \times 1,15 \times 1,1 \times \sqrt{2,1^2 + 1} \times 2,1 \times 10^5 \times 2,1 \times 10^5}{154,31^2 \times 28(2,1 + 2,1) \times 10^5}} = 375,9 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{HE}$$

Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру

$$\Psi_{ed} = e/d_1 = 28/73,48 = 0,38,$$

а средняя окружная скорость $v = \pi d_1 \times n_1 / 60000 = \pi \times 73,48 \times 1500 / 60000 = 5,8$ м/с.

Для этой скорости по таблице 5 назначаем 8-ю степень точности.

По таблице 3 при $\Psi_{ed} = 0,38$, консольном расположении шестерни и твердости поверхности зубьев $HB < 350$ коэффициент $K_{H\beta} = 1,15$.

Коэффициент $K_{HN} = 1,1$ определяется по таблице 5.

2.1.7. Определение сил в зацеплении.

Окружная сила $F_t = 2M_2 / d_2 = 2 \times 51400 / 154,31 = 795,80$ Н.

Радиальная сила на шестерне, равное осевому усилию на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = 2M_2 \operatorname{tg} 20^\circ \times \sin d_2 / b_2 = 2 \times 61400 \times \operatorname{tg} 20^\circ \sin 64^\circ 32' 12'' / 154,32 = 261,44 \text{ Н.}$$

Осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе

$$F_{a1} = 2M_1 \operatorname{tg} \lambda \times \sin b_1 / d_1 = F_{r2} = 2 \times 21162 \times \operatorname{tg} 20^\circ \sin 25^\circ 27' 48'' / 73,48 = 123,12 \text{ Н.}$$

2.1.8. Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

Рассчитываем эквивалентное число зубьев шестерни и колеса

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos b_1 = 20 / \cos 25^\circ 27' 48'' = 22,15$$

$$Z_{v2} = Z_2 / \cos b_2 = 42 / \cos 64^\circ 32' 12'' = 97,68;$$

Значения $Y_{F1} = 4,1$ и $Y_{F2} = 3,6$ определяем по таблице 8.

Рассчитываем и сравниваем отношения

$$[\sigma]_{FE1} / Y_{F1} = 107 / 4,1 = 26,09; \quad [\sigma]_{FE2} / Y_{F2} = 95 / 3,6 = 26,38.$$

Расчет ведем для зубьев шестерни, т.к. $[\sigma]_{FE1} / Y_{F1} < [\sigma]_{FE2} / Y_{F2}$.

$$[\sigma]_F = \frac{F_t \times K_{H\beta} \times K_{Hv}}{0,85 \times b \times m} = \frac{795,75 \times 1,37 \times 1,45 \times 4,1}{0,85 \times 28 \times 3,674} = 74,12 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_{FE1}$$

по таблице 6 $K_{F\beta} = 1,37$, а по таблице 7 $K_{Fv} = 1,45$.

2.2. Расчёт на компьютере.

2.2.1. Подготовка исходных данных

По пунктам 1.2. – 1.4. настоящей методики производим подготовку исходных данных для расчета:

Обозначения	Размерность	Значения в примере
M_2	$H/мм$	61400
u	-	2,1
Z_1	-	20
Z_2	-	42
E_1	$H/мм^2$	210000
E_2	$H/мм^2$	210000
K_H	-	1,2
Ψ_{eRe}	-	0,285
$[\sigma]_{HE}$	$H/мм^2$	385
$[\sigma]_{FE1}$	$H/мм^2$	107
$[\sigma]_{FE2}$	$H/мм^2$	95
n_1	$об/мин$	1500

2.2.2. Порядок действий при расчёте на компьютере.

После ввода исходных данных на дисплей значение внешнего делительного диаметра колеса.

В соответствии с ГОСТ 12289-76 (таблица 2) студент принимает и вводит ближайшее по значению с расчетным значение внешнего делительного диаметра колеса. На экран выводятся отношение ширины венца к среднему делительному диаметру шестерни $\Psi_{edI}=b/d_1$ и окружная скорость V .

Используя данные таблицы 4, назначается степень точности зубчатых колес. По таблицам 3, 5, 6 и 7 определяются и вводятся коэффициенты $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$.

Если фактическое контактное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, студент должен принять решение об изменении вводных данных.

Если фактическое контактное напряжение не превышает допускаемое более чем на 5%, на экран выводятся фиктивные числа зубьев Z_1 и Z_2 .

Студент вводит значение коэффициентов Y_{F1} и Y_{F2} (таблица 8).

Если фактическое напряжение изгиба превышает допускаемое более чем на 5%, студент должен принять решение об изменении исходных данных.

Если фактическое напряжение изгиба не превышает допускаемое более чем на 5%, то исходные данные и результаты расчёта выводятся на печать в виде таблицы

Форма распечатки исходных данных и результатов расчёта закрытой конической зубчатой передачи с помощью программы *reductor.exe*

СамГАПС, кафедра механики. Расчёт закрытой конической передачи.		
Исходные данные для расчёта		
Вращающий момент на колесе	61400	Н*мм
Передаточное отношение	2.12	
Число зубьев шестерни	20	
Твёрдость рабочих поверхностей зубьев:		
материала шестерни	220	НВ
материала колеса	190	НВ
Модуль упругости: материала шестерни	210000	МПа
материала колеса	210000	МПа
Допускаемые контактные напряжения:		
материала шестерни	429	МПа
материала колеса	385	МПа
Допускаемые напряжения изгиба:		
материала шестерни	107	МПа
материала колеса	95	МПа
Обороты шестерни	1500	об/мин
Результаты расчёта		
Числа зубьев: шестерни	20	
колеса	42	
Внешний окружной модуль	4.3	мм
Углы делительных конусов: шестерни	25.5	град
колеса	64.5	град
Внешнее конусное расстояние	99.7	мм
Длина зуба	28.4	мм
Размеры шестерни:		
внешний делительный диаметр	85.7	мм
средний делительный диаметр	73.5	мм
внешний диаметр выступов	93.5	мм
Размеры колеса:		
внешний делительный диаметр	180.0	мм
средний делительный диаметр	154.3	мм
внешний диаметр выступов	183.7	мм
Усилия в зацеплении:		
окружное на шестерне и колесе	788	Н
радиальное	259	Н
осевое	123	Н
Напряжения в зубьях: контактное	380.0	МПа
изгиба	85.0	МПа
Студент Кукушкин К.У.		группа 343

ЛИТЕРАТУРА.

1. Решетов Д.Н. Детали машин. М., Машиностроение, 1974. – 655 с.
2. Чернавский С.А., Ицкович Г.М., Боков К.Н. и др., Курсовое проектирование деталей машин. М., Машиностроение, 1979. – 351 с.
3. Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов. М., Высшая школа, 1980. – 238 с.
4. Иванов М.Н. детали машин. М., Высшая школа, 1976. – 399с.
5. Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов. Л., Машиностроение, 1980. – 456 с.
6. Зубчатые передачи: Справочник (под ред. Гинзбурга Е.Г.), Л., Машиностроение, 1977. – 416с.
7. Прикладная механика. Уч. пособие (под ред. Осецкого В.М.), М., Машиностроение, 1977. – 488 с.
8. Петерс И. Шестизначные таблицы тригонометрических функций. М., Недра, 1974. – 300 с.
9. Янковский В.В., Фёдоров В.В., Беляков В.М., Расчёт конической зубчатой передачи: Методические указания для студентов. Куйбышев, Киит, 1983. – 31 с.
10. Толстоногов А.А. Детали машин. Конспект лекций.- СамГАПС. 2003.- 100 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ДОПУСКАЕМЫЕ
НАПРЯЖЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

			Механические характеристики			Допускаемые напряжения	
ГОСТ	Материал	Термическая обработка	Твердость	σ_s Н/мм ²	E , Н/мм ²	$[\sigma]_{изг}$ Н/мм ²	$[\sigma]_{FO}$ Н/мм ²
1050-74	Сталь 45	Нормализация Улучшение Закалка по профилю	HB 170-217	600-750	2,1·10 ⁵	500	140
			HB 220-250	750-900		600	180
HRC 48-55			-	950		260	
Сталь 50Г	Закалка	HRC 28-33	950-1000	750		240	
4543-71	Сталь 40X	Улучшение Закалка по сечению	HB 230-260	800-1000		650	220
			HRC 45-50	1500-1650		900	380
	Сталь 20X	Цементация и закалка	HRC 56-62	800		1050	300
	Сталь 12ХНЗА	Цементация и закалка	HRC 56-62	500-600		1050	330
	Сталь 18ХГТ	Цементация и закалка	HRC 56-62	1100-1300		1100	380
1412-70	Чугун СЧ 15-32	-	HB 160-229	150		1,15·10 ⁵	500
	Чугун СЧ 21-40	-	HB 170-241	210	600		60
	Чугун СЧ 32-52	-	HB 187-255	320	750		80
4783-70	Дюралюминий Д16М, Д16Т	Отжиг Закалка	-	216	7,2·10 ⁴	135	36
			-	390		250	90
5-72	Текстолит ПТК, ПТ	-	HB 34	90	5·10 ³	70	20
10589-73	Полиамидная смола П-68	-	-	55	2,3·10 ³	49	15

ПРИМЕЧАНИЕ: Значение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma]_{FO}$ даны для случая длительной работы с постоянной нагрузкой двумя сторонами зубьев. При работе в том же режиме одной стороной зубьев допускаемое напряжение увеличить до (1,2ч1,6) $[\sigma]_{FO}$

Таблица 2

РЕКОМЕНДУЕМЫЙ РЯД ЧИСЛЕННЫХ ЗНАЧЕНИЙ
ВНЕШНЕГО ДЕЛИТЕЛЬНОГО ДИАМЕТРА КОЛЕСА d_{e2} , мм
(по ГОСТ 12289-76)

50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180
200	225	250	280	315	355	400	450	500			

Таблица 3

КОЭФФИЦИЕНТ КОНЦЕНТРАЦИИ НАГРУЗКИ $K_{H\beta}$,
УЧИТЫВАЮЩИЙ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ШИРИНЕ ВЕНЦА

$\Psi_{bd} = b/d_1$	Твердость поверхностей зубьев					
	1	2	3	1	2	3
	HB ≤ 350			HB > 350		
0,4	1,15	1,04	1,0	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

ПРИМЕЧАНИЕ: Данные, приведенные в столбце 1, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса; 2 – к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; 3 – к передачам с симметричным расположением.

Таблица 4

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ
ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Степень точности передачи	Окружная скорость, м/с, не более:	Примечание
6 (высокоточные)	10	Высокоточные передачи, механизмы точной передачи кинематической связи- делительные, отсчётные и т.п.
7 (точные)	8	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках
8 (средней точности)	6	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности
9	2	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Таблица 5

КОЭФФИЦИЕНТ $K_{H\alpha}$, УЧИТЫВАЮЩИЙ ВЛИЯНИЕ
ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ, ВОЗНИКАЮЩЕЙ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Окружная скорость, м/с	
		До 3	От 3 до 12,5
6	HВ ≤ 350	1,0	1,0
	HВ > 350		
7	HВ ≤ 350	1,0	1,05
	HВ > 350	1,05	1,10
8	HВ ≤ 350	1,05	1,10
	HВ > 350	1,10	1,15

Таблица 6

КОЭФФИЦИЕНТ $K_{F\beta}$, УЧИТЫВАЮЩИЙ НЕРАВНОМЕРНОСТЬ
РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ПО ДЛИНЕ ЗУБА

$\Psi_{bd} = b/d_1$	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	HВ ≤ 350				HВ > 350			
0,2	1,0	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	-	-

ПРИМЕЧАНИЕ: Данные в столбце 1 относятся к симметричному расположению зубчатых колес относительно опор; 2 – к несимметричному; 3 – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; 4 – то же, но при установке валов на роликовых подшипниках.

Таблица 7

КОЭФФИЦИЕНТ ДИНАМИЧНОСТИ K_{Fv} ,
УЧИТЫВАЮЩИЙ ДИНАМИЧЕСКОЕ ДЕЙСТВИЕ НАГРУЗКИ

Степень точности передачи	Твердость поверхности зубьев	Окружная часть, м/с		
		До 3	3-8	8-12,5
6	≤ 350	1,0	1,2	1,3
	> 350	1,0	1,15	1,25
7	≤ 350	1,15	1,35	1,45
	> 350	1,15	1,25	1,35
8	≤ 350	1,25	1,45	-
	> 350	1,2	1,35	-

Таблица 8

КОЭФФИЦИЕНТ ПРОЧНОСТИ ЗУБА Y_F (ГОСТ 21354-75)

Z_v	17	20	25	30	40	50	60	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,60