

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Невинномысский технологический институт (филиал)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению практических занятий
по дисциплине «Прикладная механика»
для студентов направления подготовки
18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической
технологии, нефтехимии и биотехнологии

Невинномысск 2022

Методические указания разработаны в соответствии с требованиями ФГОС ВО и рабочей программы дисциплины «Прикладная механика». Указания предназначены для студентов направления подготовки 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии. Приведены примеры решения задач.

Составители

Д.В. Казаков, к.т.н., доцент

Отв. редактор

Е.Н. Павленко, к.т.н., доцент

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ.....	6
2 ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАБОТЫ НАД ПРАКТИЧЕСКИМИ РАБОТАМИ.....	6
3 СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТНО – КОНСТРУКТОРСКИХ РАБОТ.....	7
4 ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ НА ПРИМЕРЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА ПРИВОДА ВЫТЯЖНОГО ПРЕССА.....	8
5 РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ.....	8
5.1 Практическая работа №1 «Выбор электродвигателя и кинематический расчет».....	8
5.2 Практическая работа №2 «Расчет быстроходной ступени редуктора».....	10
5.3 Практическая работа №3 «Конструктивные размеры шестерни и колеса, корпуса редуктора».....	18
5.4 Практическая работа №4 «Компоновки редуктора. Первый этап».....	19
5.5 Практическая работа №5 «Компоновка редуктора. Второй этап».....	22
5.6 Практическая работа №6 «Проверка прочности шпоночных соединений».....	23
5.7 Практическая работа №7 «Уточненный расчет валов».....	24
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	28
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	29

ВВЕДЕНИЕ

Практические занятия является одним из важнейших элементов учебного процесса. Они в первоначальной форме и малом объеме представляет одну из разновидностей инженерной работы.

Цель практических занятий:

углубить, обобщить и закрепить знания, полученные при изучении теоретического курса;

уметь применять эти знания в комплексном решении конкретных инженерных задач;

приобрести навыки самостоятельной творческой работы;

подготовиться к выполнению более сложных технических задач;

приобщить студентов к практике решения конкретных производственных задач;

приучить их к ответственности за выполняемую инженерно-техническую работу;

освоить элементы научно-исследовательской работы;

изучить методы производства расчетов с использованием государственных стандартов, нормативов, таблиц, номограмм и других справочных материалов, а также научиться составлять технико-экономические записки;

освоить методику применения вычислительной техники при разработке графической и текстовой технической документации современными программными средствами, методику разработки собственных приложений САПР.

В промышленности, включая химическую, широко применяют машинные агрегаты, состоящие из двигателя, передаточных механизмов и рабочей машины. Тематика практических занятий связана с проектированием приводов технологического оборудования и машин, применяемых в технологи-

ческих процессах, характерных для направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование (измельчение, смешение, транспортировка, перекачка, охлаждение, компрессирование и т.д., для чего применяют мешалки, вращающиеся барабаны, аппараты воздушного охлаждения и др.).

Целью выполнения практических работ по деталям машин является ознакомление студентов с основными расчетами и конструкцией агрегатов, машин, механизмов и деталей общего назначения.

1 ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

Практическая работа выполняется по индивидуальному заданию, выдаваемому преподавателем в начале изучения курса.

2 ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАБОТЫ НАД ПРАКТИЧЕСКИМИ РАБОТАМИ

Задание на работу выдается одновременно с началом чтения теоретического курса, предусматриваемого учебным планом. Работу над проектом следует начинать с изучения задания, выяснения назначения и принципов работы машины в целом и каждого ее механизма в отдельности, а также взаимодействия этих механизмов. Для этой цели следует воспользоваться краткими указаниями к заданиям, или специальной литературой той отрасли промышленности, в которой применяется проектируемая машина.

Выполнение каждого этапа работы необходимо начинать с четкого уяснения постановки задач, подлежащих решению, изучения теоретических положений, на основании которых они базируются, ознакомления по учебникам и учебным пособиям с методикой решения аналогичных задач. Подготовительная работа способствует успешной работе над проектом с наименьшей затратой времени

3 СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТНО – КОНСТРУКТОРСКИХ РАБОТ

Кафедра располагает достаточным количеством программных разработок, позволяющих в значительной мере снизить временные затраты на производство проектно–конструкторских работ, выполнение текстовой и графической документации, уменьшить долю рутинной составляющей работы и повысить долю творческой составляющей, повысить качество документации. При выполнении практических работ применяются расчетные программы, фрагменты расчётно–пояснительных записок на MathCad, Word, Excell, библиотеки стандартных изделий и деталей и узлов общего назначения и т.д.

Несмотря на некоторые сложности применения для расчетов текстового редактора Word, его можно с успехом применять для составления текстовых документов, в которых возможно осуществление и автоматизация расчетных процедур, а также связь с другими пакетами и программными продуктами.

В предлагаемой работе рассматривается пример оформления расчетов, где возможно использовать автоматизацию расчетов отдельных ее фрагментов.

При работе над текстовым документом нередко требуется приложение рисунков и эскизов проектируемых изделий, расчетных схем и пр. Для решения этих вопросов студентам и другим пользователям кафедральных и студенческих программных разработок предлагается использовать уже имеющиеся на кафедре файлы графических редакторов T–FLEX, Компас–Графика и др. *и конечно же принять обязательное участие в пополнении этой базы.* Наиболее предпочтительно применение разработок, полученных на T–FLEXe.

4 ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ НА ПРИМЕРЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА ПРИВОДА ВЫТЯЖНОГО ПРЕССА

В соответствии с техническим заданием в состав кинематической схемы привода вытяжного пресса вводим одноступенчатый червячный редуктор, одну соединительную муфта, открытую зубчатую передачу с $z_a = 20$ зубьев, $z_b = 40$ зубьев (определена ранее) и асинхронный электродвигатель.

Мощность на входном валу редуктора $P_{вх.} = 3,45$ кВт определена заданием. Редуктор нереверсивный, предназначен для эксплуатации в течение 20000 час; валы установлены на подшипниках качения. Частота вращения кривошипа вытяжного пресса $n_1 = 70$ об/мин.

Задаемся графиком нагрузки и принимаем, что $\alpha_1 = 1,0$; $\alpha_2 = 0,8$; $\alpha_3 = 0,6$; $\alpha_{пуск.} = 1,4$ и $\beta_1 = 0,15$; $\beta_2 = 0,35$; $\beta_3 = 0,5$; $\beta_{пуск.} = 0,003$.

5 РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

5.1 Практическая работа №1 «Выбор электродвигателя и кинематический расчет»

По таблице П1 приложения примем:

КПД соединительной муфты $\eta_1=0,98$; коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения, $\eta_2=0,99$; коэффициент, учитывающий потери в открытой передаче $\eta_4=0,95$; КПД червячной пары $\eta_5=0,8$

Общий КПД привода

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 ; \quad (1)$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95 \cdot 0,8 = 0,730.$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$N_{тр} = \frac{P_{вх.}}{\eta} ; \quad (2)$$

$$N_{тр} = 3,45 \cdot 10^3 / 0,73 = 4,7 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 4,7 \text{ кВт.}$$

Угловая скорость выходного вала редуктора:

$$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30; \quad (3)$$

$$\omega_2 = 3,14 \cdot 140 / 30 = 14,66 \text{ рад/с.}$$

где $n_2 = n_1 \cdot z_b / z_a$;

$$n_2 = 70 \cdot 40 / 20 = 140 \text{ об/мин.}$$

Передаточное отношение открытой цилиндрической передачи:

$$i_{ц} = z_b / z_a;$$

$$i_{ц} = 40 / 20 = 2,0;$$

В таблице ПЗ приложения по требуемой мощности подбираем электродвигатель: 4А112М4 с $N = 5,5$ кВт, $n_{дв} = 1445$ об/мин. Двигатели с меньшей частотой вращения чем 1000 об/мин не рекомендуются из-за относительно большой массы.

Передаточное отношение редуктора:

$$i = \frac{n_{дв}}{n_{б}}; \quad (4)$$

$$i = 1445 / 140 = 10,3.$$

Частоты вращения и угловые скорости валов редуктора и кривошипа

пресса: $n_1 = n_{дв} = 1445$ об/мин; $\omega_1 = \omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$;

$$\omega_1 = 3,14 \cdot 1445 / 30 = 151,24 \text{ рад/с;}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_p}; \quad (5)$$

$$n_2 = 1445 / 10,3 = 140,29 \text{ об/мин;}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_p}; \quad (6)$$

$$\omega_2 = 151,24 / 10,3 = 14,7 \text{ рад/с;}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_b};$$

$$n_3 = 140,29 / 2 = 70,145 \text{ об/мин;}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_u};$$

$$\omega_3 = 14,7/2 = 7,35 \text{ рад/с.}$$

Расхождение с заданием $\Delta = (70 - 70,145)/70 \cdot 100\% = -0,207\%$

Тогда кинематические и силовые (с учетом потерь) параметры распределяются по валам следующим образом:

Таблица 1

№ вала параметры	I	II	III
n, об/мин	1445	140,29	70,145
ω , с ⁻¹	151,24	14,7	7,35
P, кВт	4,7	4,3	3,45
T, Н·м	31,076	248,4389	234,694

5.2 Практическая работа №2 «Расчет быстроходной ступени редуктора»

Ориентировочная скорость скольжения

$$V_{ск} = 0,0004 n_1 \sqrt[3]{T_2}; \quad (7)$$

Где n_1 – частота вращения червяка, мин⁻¹; T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м.

$$V_{ск} = 0,0004 \cdot 1445 \cdot = 3,633577 \text{ м/с.}$$

При такой скорости рекомендуется 8-я степень точности [таблица П4] и материал II группы. По таблице П5 приложения выбираем для червяка сталь 45 с закалкой до твердости 45-50 HRC; для венца червячного колеса – бронзу Бр. АЖ 9-4 (отливка в землю) с механическими характеристиками $\sigma_T = 200$ МПа и $\sigma_{вр} = 400$ МПа, $N_{FO} = 1000000$ циклов.

Число заходов червяка $Z_1 = 4,0$ и КПД передачи $\eta = 0,8$.

Крутящий момент на валу колеса:

$$T_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_5 \cdot u_1 / \omega_1; \quad (8)$$

$$T_2 = 4,7 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,8 \cdot 10,3 / 151,24 \cdot 10^3 = 248,4389 \text{ Нм.}$$

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H]=300 - 25 V_{ск};$$

$$[\sigma_H]= 300-25 \cdot 3,633577=209,160575 \text{ МПа.}$$

Допускаемые контактные напряжения при расчете на действие максимальной нагрузки:

$$[\sigma_{HM}]=2 \cdot \sigma_T; \quad (9)$$

$$[\sigma_{HM}]=2 \cdot 200 =400 \text{ МПа.}$$

Количество зубьев червячного колеса:

$$Z_2=Z_1 u_1; \quad (10)$$

$$Z_2= 4 \cdot 10,3 = 41.$$

Относительный диаметр червяка:

$$q = 0,25 Z_2;$$

$$q =0,25 \cdot 41 = 10,25,$$

принимаем $q =12,5$.согласно приложению П7

Допускаемое напряжение изгиба при базовом числе циклов перемены напряжений $N_{FO}=10^6$ для нереверсивной нагрузки (таблица П6):

$$[\sigma_F]^\circ = 102 \text{ МПа}$$

Расчетное число циклов нагружения колеса:

$$N_{HE} = N_{FE} = 60 n_2 L_T (\alpha_1^9 \cdot \beta_1 + \alpha_2^9 \cdot \beta_2 + \alpha_3^9 \cdot \beta_3)$$

$$N_{HE} =60 \cdot 140,2920000 \cdot (1^9 \cdot 0,15+ 0,8^9 \cdot 0,35+ 0,6^9 \cdot 0,5) = 34008830,11$$

K_{FL} - коэффициент долговечности; для колес из чугуна его принимают равным единице.

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}};$$

$$K_{FL} = = 0,6758.$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta}=1,0$ [2, с. 86].

Коэффициент динамичности нагрузки

$$K_{HV} =0,3+ 0,1 \cdot n +0,02 \cdot V_{ск} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 3,633577 = 1,172672,$$

где $n = 8,0$ – степень точности передачи.

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев.

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma_H]} \frac{Z_2}{q} \right)^2 T_2 K_{H\beta} K_{HV} } \quad (11)$$

$$a_w = 111,936739817 \text{ мм.}$$

Здесь принято $u=i_1=10,3$.

Нормальный модуль зацепления

$$m = \frac{2a_w}{(z_2 + q)} \quad (12)$$

$$m = 2 \cdot 111,936739817 / (41 + 12,5) = 4,1845510212 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный модуль зацепления $m = 5,0 \text{ мм}$

Уточняем межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2} = 0,5 \cdot 5 \cdot (41 + 12,5) / 2 = 133,75 \text{ мм,}$$

принимаем стандартное значение $a_w = 130 \text{ мм}$, согласно таблицы П8 приложения.

Коэффициент смещения:

$$x = 1/m [a - 0,5 m (z + q)] \quad (13)$$

$$x = 1/5 \cdot [130 - 0,5 \cdot 5 \cdot (41 + 12,5)] = -0,75.$$

Таким образом $x = -0,75 < 1$, что допустимо.

Диаметр начального цилиндра червяка

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 5 \cdot (12,5 + 2 \cdot -0,75) = 55 \text{ мм}$$

Угол подъема витка червяка начальный

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x} = \arctg [4 / (12,5 + 2 \cdot -0,75)] = \arctg(0,364)$$

$$\gamma_w = 20,00 \text{ град.}$$

$$\cos(\gamma_w) = 0,9397$$

Угол подъема витка червяка делительный

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg(4/12,5) = \arctg(0,32)$$

$$\gamma = 17,7447 \text{ град.}$$

$$\cos(\gamma) = 0,9524$$

Скорость скольжения в зацеплении:

$$V_{w1} = \pi m (q + 2x) n_1 / 60000 \quad (14)$$

$$V_{w1} = 3,1415 \cdot 5 \cdot (12,5 + 2 \cdot -0,75) \cdot 1445 / 60000 = 4,1613 \text{ м/с.}$$

$$V_{ck} = V_{w1} / \cos(\gamma_w) \quad (15)$$

$$V_{ck} = 4,1613 / 0,9397 = 4,42832819 \text{ м/с.}$$

Поэтому степень точности, выбранная ранее остается прежней:

Уточненное значение допускаемых контактных напряжений:

$$[\sigma_H] = 300 - 25 V_{ck} = 300 - 25 \cdot 4,42832819 = 189,29179525 \text{ МПа;}$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,0$ [2, с. 86].

Коэффициент динамичности нагрузки (уточненный)

$$K_{HV} = 0,3 + 0,1 n + 0,02 V_{ck} \quad (16)$$

$$K_{HV} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 4,42832819 = 1,18856656$$

Приведенный угол трения при работе бронзового колеса в паре со стальным червяком при $V_{ck} = 4,42832819 \text{ м/с.}$

$$\text{КПД передачи } \eta = 0,95 - 0,96 \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} = 0,8541.$$

Фактический вращающий момент на валу червячного колеса:

$$T_2 = P_{1\text{вх}} \eta / \omega_1 \quad (17)$$

$$T_2 = 4,7 \cdot 0,8541 \cdot 10,3 / 151,24 \cdot 10^3 = 273,39 \text{ Нм}$$

Проверка по контактным напряжениям смятия:

$$\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2 + q}{a_w q}\right)^3 T_2 K_{H\beta} K_{HV}} \quad (18)$$

$$\sigma_H = 175,31 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_H] = 189,29 \text{ МПа}$, недогрузка составляет

$$\Delta\sigma = (-175,31 + 189,29) / 189,29 \cdot 100\% = 7,3855\%, \text{ что допустимо}$$

Проверка контактной прочности при действии максимальной нагрузки

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{M2}}{T_2}} = 175,3094362 (1,4)^{0,5} = 207,43 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_{HM}] = 400$ МПа

Геометрические размеры червячной передачи:

диаметры делительные:

червяка

$$d_1 = q \cdot m \quad (19)$$

$$d_1 = 12,5 \cdot 5 = 62,5 \text{ мм};$$

колеса

$$d_2 = z_2 \cdot m \quad (20)$$

$$d_2 = 41 \cdot 5 = 205 \text{ мм.}$$

Проверка $a_w \square = \frac{d_1 + d_2}{2} = (55 + 205) / 2 = 130$ мм;

диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 62,5 + 2 \cdot 5 = 72,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1+x)$$

$$d_{a2} = 205 + 2 \cdot 5 \cdot (1 + 0,75) = 207,5 \text{ мм};$$

ширина колес $b_2 \leq 0,75 d_{a1}$;

$$b_2 = 0,75 \cdot 72,5 = 54,38 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 25$ мм.

Длина нарезанной части червяка: $b_1 \geq (12 + 0,1 z_2) m$;

$$b_1 = (12 + 0,1 \cdot 41) \cdot 5 = 80,5 \text{ мм};$$

Принимаем $b_1 = 65$ мм.

Наибольший диаметр червячного колеса: $D_{am} \leq d_{a2} + 6 m / (z_1 + 2)$;

$$D_{am} = 207,5 + 6 \cdot 5 / (4 + 2) = 212,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{am} = 200$ мм.

Диаметры впадин витков на червяке: $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$

$$d_{f1} = 62,5 - 2,4 \cdot 5 = 50,5 \text{ мм}$$

Диаметры впадин зубьев на колесе $d_{f2} = d_2 - 2,4m + 2x \cdot m$;

$$d_{f2} = 205 - 2,4 \cdot 5 + 2 \cdot -0,75 \cdot 5 = 185,5 \text{ мм}$$

$$\text{Окружная скорость колеса: } V = \frac{\omega_2 d_2}{2} \quad (21)$$

$$V = 14,7 \cdot 205/2000 = 1,51 \text{ м/с.}$$

Коэффициент нагрузки: $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$

Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{Окружная сила на колесе и осевая на червяке: } F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 273,39 \cdot 10^3 / 205 = 2667,22 \text{ Н;}$$

$$\text{Окружная сила на червяке и осевая на колесе: } F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{1w}};$$

$$F_{t1} = 2 \cdot \cdot 10^3 / 55 = 5\,819,84 \text{ Н;}$$

$$\text{радиальная } F_r = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma} = 2667,22 \cdot 0,36397 / 0,9397 = 1\,033,08 \text{ Н;}$$

где $\operatorname{tg} \alpha = 0,36397$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K_F Y_F \cos \gamma_w}{1,3 m_n (q + 2x)} \leq [\sigma]_F. \quad (21)$$

Здесь коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{F\nu} = K_H = 1,172672$

Y_F – коэффициент прочности зуба по местным напряжениям, зависящий от эквивалентного числа зубьев z_{2v} :

$$z_{2v} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w} \approx 49,4102; \quad Y_F = 1,441$$

$$\sigma_F = 2667,22 \cdot 1,172672 \cdot 1,441 \cdot 0,9397 / 1,3/5 / (12,5 + 2 \cdot -0,75) = 6,0716446556$$

МПа

что меньше $[\sigma_F] = 68,9316 \text{ МПа}$

Проверяем прочность зуба колеса на пиковую нагрузку по формуле:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2\text{пик}}}{T_2}} = 175,3094362 (1,4)^{0,5} = 207,43 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_{HM}] = 400 \text{ МПа}$

Предварительный расчет валов редуктора

Предварительный расчет проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

В е д у щ и й в а л: диаметр выходного конца при допускаемом напряжении $[\tau]_k = 25 \text{ Н/мм}^2$ по формуле:

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{16M_{K1}}{\pi[\tau]_K}} \approx 18,5 \text{ мм.}$$

Так как вал редуктора соединен муфтой с валом электродвигателя, то необходимо согласовать диаметры ротора $d_{дв}$ и вала d_{B1} . Иногда принимают $d_{B1} = d_{дв}$. Некоторые муфты, например, УВП, могут соединять валы с соотношением $d_{B1}:d_{ид} \geq 0,75$; но полумуфты должны при этом иметь одинаковые наружные диаметры. У выбранного электродвигателя $d_{дв} = 38 \text{ мм}$.

$d_{B1} \geq 0,75 \cdot 38 = 28,5 \text{ мм}$. Выбираем МУВП по ГОСТ 21424-75 с расточками полумуфт под $d_{дв} = 38 \text{ мм}$ и $d_{B1} = 30 \text{ мм}$. Примем под подшипниками $d_{п1} = 35 \text{ мм}$. Червяк выполним за одно целое с валом. Целесообразно соблюдать указанное соотношение $d_{B1}:d_{дв}$ и в тех случаях, когда вал электродвигателя не соединяется с ведущим валом редуктора, а между ними имеется ременная или цепная передача: при необходимости привод такого редуктора может быть осуществлен непосредственно от электродвигателя.

Выходной в а л.

Принимаем $[\tau]_k = 20 \text{ Н/мм}^2$

Диаметр вала

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{16M_{e2}}{\pi[\tau]_e}} = 41,1 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда $d_{B2} = 40 \text{ мм}$. Диаметр вала под подшипниками принимаем $d_{п2} = 45 \text{ мм}$. Диаметр вала под колесом $d_k = 50 \text{ мм}$.

Диаметры остальных участков валов назначают исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

В е д о м ы й в а л.

Принимаем $[\tau]_k=20 \text{ Н/мм}^2$.

Диаметр выходного конца вала

$$d_{B3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{B3}}{\pi [\tau]_B}} = 51,83 \text{ мм}$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда $d_{B3}=50$ мм. Диаметр вала под подшипниками принимаем $d_{п3}=55$ мм.

5.3 Практическая работа №3 «Конструктивные размеры шестерни и колеса, корпуса редуктора»

Червяк выполняем за одно целое с валом, его размеры: $d_1=62,5$ мм; $d_{a1}=72,5$ мм; $b_1=65$ мм.

К о л е с о составное, с чугунным центром и бронзовым венцом, $d_2=205$ мм; $d_{a2}=207,5$ мм; $b_2=25$ мм. $d_{k2} = 60$ мм

Диаметр ступицы $d_{ст} = 1,6 \cdot d_{k2} = 1,6 \cdot 60=96$ мм; длина ступицы $l_{ст}=(1,2\div 1,5)d_{k2} = (1,2\div 1,5) \cdot 60 = 72 \div 90$ мм, принимаем $l_{ст} = 75$ мм.

Толщина обода $\delta_0=(2,5\div 4)m_n = (2,5 \div 4) \cdot 5 = 12,5\div 20$ мм

Толщина диска $C=0,3 \cdot b_2=7,5$ мм, принимаем $\delta_0=12$ мм. $C=10$ мм.

Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки:

$\delta=0,025a_w+1=4,25$ мм, принимаем $\delta=8$ мм; $\delta_1=0,02a_w+1=3,6$ мм, принимаем $\delta_1=8$ мм. Здесь $a_w= 130$ мм, межосевое расстояние червячной пары

Толщина фланцев поясов корпуса и крышки:

верхний пояс корпуса и пояс крышки:

$b=1,5\delta = 12$ мм; $b_1 = 1,5\delta_1 = 12$ мм;

нижний пояс корпуса: $p = 2,35 \cdot \delta = 19$ мм, принимаем $p = 20$ мм.

Диаметры болтов:

фундаментных $d_1 = (0,03 \div 0,036) \cdot a_w + 12 = 15,9 \div 16,7$ мм, принимаем болты с резьбой М16; крепящих крышку к корпусу у подшипников:

$d_2 = (0,7 \div 0,75) \cdot d_1 = 11,2 \div 12$ мм, принимаем болты с резьбой М12;

соединяющих крышку с корпусом:

$d_3 = (0,5 \div 0,6) d_1 = 8 \div 9,6$ мм, принимаем болты с резьбой М10.

5.4 Практическая работа №4 «Компоновки редуктора. Первый этап»

Компоновку обычно проводят в два этапа. первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых и червячных колес, а также других элементов (в данном случае – червяка) относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняем в двух проекциях– разрез по осям валов при снятой крышке редуктора и вид сбоку.

Проведем две вертикальные линии – оси валов на расстоянии $a_w = 130$ мм и вычерчиваем упрощенно червяк и червячное колеса в виде прямоугольников; длину ступицы колеса принимаем равной ширине зубчатого венца колеса, что обеспечивает прочность шпоночного соединения ступицы колеса и вала. На второй проекции вычерчиваем червячное колеса в виде окружности максимального наружного диаметра и червяк. Его изображаем прямоугольником с размерами наружного диаметра на длину нарезанной части червяка.

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:

а) принимаем зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса $A_1 = 1,2\delta$; при наличии ступицы зазор берется от торца ступицы;

б) принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A = \delta$;

Предварительно намечаем для вала червяка радиально-упорные роликовые конические подшипники легкой серии [3, с. 354, табл. 16.9]; габариты

подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников $d_{п1}=35$ мм, $d_{п2}=45$ мм и $d_{п3}=55$ мм.

Таблица 2 - Габаритные и присоединительные размеры некоторых подшипников.

Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
	Размеры, мм			C	C ₀
7207	35	72	18,5	35,2	26,3
7209	45	85	21	42,7	33,4
211	55	100	21	56	42,6
Примечание. Наружный диаметр подшипника 7207 $D = 72$ мм оказался больше диаметра окружности вершин зубьев $d_{a1} = 72,5$ мм.					

Решаем вопрос о смазке подшипников. Принимаем для подшипников смазку масляным туманом т.к. окружная скорость колеса равна 3,199 м/с.

Замером находим расстояния на промежуточном валу $l_2 = 241$ и на ведомом валу $l_3 = 261$ мм.

Примем окончательно $l_1 = l_2 = 261$ мм. Расстояние между точками приложения реакций на ведущем валу $L = 206$ мм. Тогда $L_1 = 103$ мм

Проверка долговечности подшипников

Ведущий вал. Из предыдущих расчетов имеем $F_t = 5819,84$ Н, $F_r = 1033,08$ Н и $F_a = 2667,22$ Н; из первого этапа компоновки $l_1 = 103$ мм.

Реакции опор:

в плоскости xz: $R_{x1} = R_{x2} = P/2 = 124,2195$ Н;

в плоскости yz:

$$R_{y1} = \frac{1}{2L_1} (P_r L_1 + P_a \frac{d_1}{2}) = 921,15 \text{ Н};$$

$$R_{y2} = \frac{1}{2L_1} (P_r L_1 - P_a \frac{d_1}{2}) = 111,93 \text{ Н}.$$

Проверка: $R_{y1} + R_{y2} - P_r = 921,15 + 111,93 - 1598,5 = 0,0$.

Суммарные реакции:

$$R_A = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{124,2195^2 + 921,15^2} = 929,48793 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{124,2195^2 + 111,93^2} = 167,20888 \text{ Н};$$

Осевые составляющие радиальных реакций

$$S_1 = e \cdot R_A = 0,269 \cdot 929,48793 = 250,03225 \text{ Н}$$

$$S_2 = e \cdot R_B = 0,269 \cdot 167,20888 = 44,97919 \text{ Н}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 1. Намечаем радиально-упорные роликовые конические подшипники средней широкой серии 7607:

$$d=35 \text{ мм}; D=72 \text{ мм}; B=18,5 \text{ мм}; C=35,2 \text{ кН и } C_0=26,3 \text{ кН. } e = 0,269$$

Эквивалентная нагрузка по формуле $P_3 = (X \cdot V \cdot F_{r1} + Y \cdot F_a) \cdot K_b \cdot K_T$,

в которой радиальная нагрузка $F_{r1}=929,48793 \text{ Н}$; осевая нагрузка $F_a=P_a=2917,25225 \text{ Н}$; $V=1$ (вращается внутреннее кольцо); $K_b=1$; $K_T=1$.

Отношение $\frac{F_a}{C_0} = 0,111$; этой величине соответствует $e \approx 0,3$.

Отношение $\frac{F_a}{F_{r1}} = 3,139 > e$; $X=0,4$ и $Y=0,87$.

$$P_3 = X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_a \approx 1841 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность, млн. об.:

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^3 \approx 6990 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность, ч,

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n_{\text{об\%}}} \approx 80,62 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

В ы х о д н о й в а л помимо таких же нагрузок, как и ведущий воспринимает нагрузки и от зубчатой передачи однако методика расчета не меняется. Поэтому дальнейший расчет не описываем, а приводим лишь результаты расчета.

Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников принимают от 36000 ч (таков ресурс самого редуктора) до 10000 ч (минимальная допустимая долговечность подшипника). В нашем случае подшипники ведущего

вала 7207 имеют ресурс $L_h \approx 80620$ ч, а подшипники выходного вала 7209 имеют $L_h \approx 1286993$ ч.

5.5 Практическая работа №5 «Компоновка редуктора. Второй этап»

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Примерный порядок выполнения следующий.

Вычерчиваем червяк и колесо по конструктивным размерам, найденным ранее (см. п. 4). Червяк выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, удаленные от середины редуктора на расстоянии L_1 . Используя эти осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй нанести габариты);

б) вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной 1 мм) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем говорит вырыв на плоскости разъема.

Войлочные и фетровые уплотнения применяют главным образом в узлах, заполненных пластичной смазкой. Нами применены уплотнения манжетного типа, которые широко используются как при пластичной, так и при жидкой смазке подшипникового узла;

г) переход вала $\varnothing 35$ мм к присоединительному концу $\varnothing 30$ мм выполняют на расстоянии 10-15 мм от торца крышки подшипника так, чтобы ступица муфты не задевала за головки болтов крепления крышки.

Длина присоединительного конца вала $\varnothing 30$ мм определяется длиной ступицы муфты.

Аналогично конструируем узлы промежуточного и ведомого валов. Обратим внимание на следующие особенности:

а) для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки - с другой; место перехода вала от одного диаметра к другому смещаем на 2-3 мм внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие кольца к торцу втулки (а не к заплечу вала!);

б) отложив от середины редуктора расстояние l_2 , проводим осевые линии и вычерчиваем подшипники;

в) вычерчиваем распорные кольца, крышки подшипников с прокладками и болтами;

На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скругленными концами по СТ СЭВ 189-75. Вычерчиваем шпонки, принимая их длины на 5–10 мм меньше длин ступиц.

Непосредственным измерением уточняем расстояния между опорами и расстояния, определяющие положение зубчатых колес, шестерен и червяка относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняем реакции опор и вновь проверяем долговечность подшипников.

5.6 Практическая работа №6 «Проверка прочности шпоночных соединений»

Шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок по СТ СЭВ 189–75.

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжения смятия и условие прочности:

$$\sigma_{\text{сж}}^{\text{max}} \approx \frac{2M}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{\text{сж}}.$$

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице $[\sigma]_{\text{сж}} = 100 \div 20 \text{ Н/мм}^2$, при чугунной ступице $[\sigma]_{\text{сж}} = 50 \div 70 \text{ Н/мм}^2$.

В е д у щ и й в а л.

$D = 30$ мм; $b \times h = 10 \times 8$ мм; $t = 5$ мм; длина шпонки $l = 70$ (при длине ступицы полумуфты МУВП 80 мм); момент на ведущем валу $M_1 = 31,076 \cdot 10^3$ Н мм;

$$\sigma_{\text{см}} = 2000 \cdot 31,076 / (30 (8 - 5) \cdot (70 - 10)) = 11,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см}}$$

(полумуфты МУВП изготавливают из чугуна марки СЧ 21-40).

В ы х о д н о й в а л.

Из двух шпонок – под червячным колесом и под шестерней – более нагружена первая (меньше длина ступицы). Проверяем шпонку под колесом

$D = 40$ мм; $b \times h = 12 \times 8,0$ мм; $t = 5,0$ мм; длина шпонки $l = 70$ мм; момент $M_2 = 273,39 \cdot 10^3$ Н мм;

$$\sigma_{\text{см}} = 79 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см}}$$

5.7 Практическая работа №7 «Уточненный расчет валов»

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по нулевому (пульсирующему).

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности n для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) значениями $[n]$. Прочность соблюдена при $n \geq [n]$.

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

В е д у щ и й в а л.

Материал вала тот же, что и для шестерни (шестерня выполнена заодно с валом), т.е. сталь 45, термообработка – улучшение.

При диаметре заготовки до 90 мм (в нашем случае $d_{a1} = 88$ мм) среднее значение $\sigma_B = 780$ Н/мм².

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B = 335 \text{ Н/мм}^2.$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений:

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 194 \text{ Н/мм}^2.$$

Проверка производится в местах наиболее опасных сечений, например, в сечении имеющий шпоночный паз, в месте присоединении муфты, шестерни и колеса.

Сечение А-А. В этом сечении при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту возникают только касательные напряжения. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

Коэффициент запаса прочности:

$$n = n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{E_{\tau}} \tau_V + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где амплитуда и среднее напряжение от нулевого цикла

$$\tau_V = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_{k1}}{2W_k}.$$

При $d = 30$ мм; $b = 10$ мм; $t_1 = 5$ мм.

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 5293,09979 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_V = \tau_m = 31,076/2/5293,09979 = 2,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Принимаем $k_{\tau} = 1,68$, $E_{\tau} \approx 0,77$ и $\psi_{\tau} \approx 0,1$.

После подстановки $n = n_{\tau} = 29,3172$.

Такой большой коэффициент запаса прочности объясняется тем, что диаметр вала был увеличен при конструировании для соединения его муфтой с валом электродвигателя.

По той же причине проверять прочность в сечениях Б–Б и В–В нет необходимости.

Выходной вал.

Материал вала – сталь 45 нормализованная, $\sigma_B = 590 \text{ Н/мм}^2$.

Пределы выносливости $\sigma_{-1} = 254 \text{ Н/мм}^2$ и $\tau_{-1} = 147 \text{ Н/мм}^2$.

Сечение А–А. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки: $k_\sigma = 1,59$ и $k_\tau = 1,49$; масштабный фактор $E_\sigma \approx E_\tau = 0,74$; коэффициенты $\Psi_\sigma \approx 0,15$ и $\Psi_\tau \approx 0,1$.

Крутящий момент $M_{к2} = 273,39 \cdot 10^3 \text{ Н мм}$.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости:

$$M_{изг} = R_{x3}l_2 = 1,99 \cdot 10^3 \text{ Н мм}; (L_R = 16 \text{ мм})$$

изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M_{изг} = R_{y3}l_2 + P_a \frac{d_2}{2} = 98,09 \cdot 10^3 \text{ Н мм};$$

суммарный изгибающий момент в сечении А–Аj

$$M_{A-A} = \sqrt{M^{\odot 2} + M^{\odot\odot 2}} \approx 98,11 \cdot 10^3 \text{ Н мм}.$$

Момент сопротивления кручению ($d = 45 \text{ мм}$; $b = 14 \text{ мм}$; $t_1 = 5,5 \text{ мм}$)

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = 16,55 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = 7,61 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_V = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_{k1}}{2W_k} = 17,9625 \text{ Н/мм}^2.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба $\sigma_V = \frac{M_{A-A}}{W} \approx 12,9 \text{ Н/мм}^2$;

среднее напряжение $\sigma_m = 0$.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{E_\sigma} \sigma_V + \Psi_\sigma \sigma_m} \approx 3,74$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{E_{\tau}} \tau_V + \psi_V \tau_m} = 8,87.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения А–А.

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \approx 3,45.$$

Во всех сечениях $n > [n]$.

Помимо подобных расчетов запаса прочности проводится расчет и остальных опасных сечений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Шелофаст В. В. Основы проектирования машин. М.: Изд-во АПМ, 2000.
2. Киркач Н.Ф., Баласян Р.А. Расчет и конструирование деталей машин. – Х.:Основа, 1991. – 276 с.
3. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1995.
4. Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2002.
5. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: – М.:Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
6. Иванов А..И. Конструируем машины шаг за шагом. В 2-х ч. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1 – КПД некоторых зубчатых передач

Элемент привода	η
Ступень зубчатого редуктора (закрытого): цилиндрическая	0,96...0,98
коническая	0,95...0,97
Зубчатая передача открытая: цилиндрическая	0,92...0,94
коническая	0,91...0,93
Ступень червячного редуктора: при однозаходном червяке	0,7...0,75
при двухзаходном червяке	0,75...0,85
Ременная передача: плоскоременная	0,95...0,97
клиноременная	0,94... 0,96
Цепная передача роликовой или зубчатой цепью: закрытая	0,95...0,97
открытая	0,91...0,93
Подшипники качения (одна пара)	0,99...0,995
Подшипники скольжения (одна пара): при жидкостном трении	0,99...0,995
при полужидкостном трении	0,975...0,985
Муфты компенсирующие	0,985...0,995

Таблица П2 – Передаточные отношения некоторых

Тип передачи	u
Зубчатая в редукторе	3...6
Открытая зубчатая: цилиндрическая	4...6
коническая	3...5
Червячная: с однозаходным червяком	28...80
с двухзаходным червяком	14...40
Цепная	2...6
Ременная	2...4

Таблица ПЗ - Основные технические данные асинхронных двигателей серии 4А по ГОСТ 18523 — 81 закрытого обдуваемого исполнения

Мощность N_n	Тип двигателя	Частота вращения, n	$T_{пуск}$ $T_{ном}$	$T_{пуск}$	КПД, %	$\cos \varphi$	
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹							
1,1	4A71B2Y3	2810	2	2,2	77,5	0,87	
1,5	4A80A2Y3	2850			81,0	0,85	
2,2	4A80B2Y3	2850			83,0	0,87	
3,0	4A90L2Y3	2840			84,5	0,87	
4	4A100S2Y3	2880			86,5	0,89	
5,5	4A100 L2Y3	2880			87,5	0,91	
7,5	4АП2M2Y3	2900			87,5	0,88	
11,0	4A132M2Y3	2900			1,6	88,0	0,90
15,0	4A160S2Y3	2940			1,4	88,0	0,91
18,5	4A160M2Y3	2940				88,5	0,92
22,0	4A180S2Y3	2945	88,5	0,91			
30,0	4A180M2Y3	2945	90,0	0,92			
37,0	4A200M2Y3	2945	90,0	0,89			
45,0	4A2002LY3	2945		91,0	0,90		
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹							
1,1	4A80A4Y3	1420	2,0	2,2	75,0	0,81	
1,5	4A80B4Y3	1415			77,0	0,83	
2,2	4A90L4Y3	1425			80,0	0,83	
3,0	4A100S4Y3	1435			82,0	0,83	
4,0	4A100L4Y3	1430			84,0	0,84	
5,5	4A112M4Y3	1445			85,0	0,85	
7,5	4A132Б4Y3	1455			87,5	0,86	
11,0	4A132M4Y3	1460			87,5	0,87	
15,0	4A160S4Y3	1465			1,4	88,5	0,88
18,5	4A160M4Y3	1465				89,5	0,88
22,0	4A1804Y3	1470	90,0	0,90			

Продолжение таблицы П2

30,0	4A180M4Y3	1470			90,5	0,90
37,0	4A200M4ИЗ	1475			91,0	0,90
45,0	4A200L4Y3	1475			92,0	0,90
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹						
1,1	4A80B6YB	920			74,0	0,74
1,5	4A90L6Y3	935			75,0	0,74
2,2	4A1006Y3	950			81,0	0,73
3	4A112MA6Y3	955	2,0	2,2	81,0	0,76
4	4A112MB6Y3	950			82,0	0,81
5,5	4A132S6Y3	965			85,0	0,80
7,5	4A132M6Y3	970			85,5	0,81
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹						
11,0	4A160S6Y3	975			86,0	0,86
15,0	4A160M6Y3	975			87,5	0,87
18,5	4A180M6Y3	975	1,2	2,0	88,0	0,87
22,0	4A200M6Y3	975			90,0	0,90
30,0	4A200L6Y3	980			90,5	0,90

Таблица П4 - Рекомендации по выбору степеней точности силовых червячных передач

Степень точности не ниже	Скорость скольжения v_c , м/с	Обработка	Применение
7	< 10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой	Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам

8	≤ 5	Допускается червяк с НВ < 350, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или летучкой. Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи средне-скоростные со средними требованиями по шуму, габаритам и точности
9	≤ 2	Червяк с НВ < 350 не шлифованный, колесо нарезано любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными

Таблица П5 - Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для колес из безоловянистой бронзы и чугуна

Комбинация материалов	Способ отливки	Механические свойства			σ_H , МПа при скорости скольжения, v_c м/с							
		σ_B	σ_T	$\sigma_{ВИ}$	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Колесо из Бр.АЖ 9—4. Червяк стальной с твердостью витков >45 HRC ₃	В песок	400	200	—	294	288	275	250	225	200	150	100
	В кокиль	500	200	—								
	Центробежный	500	200	—								
Колесо из СЧ10 СЧ15, Червяк из стали 20 цементованный	—	—	—	280 320	158	130	115	86	—	—	—	—
Колесо из СЧ10 СЧ15, Червяк из стали 45 или стали 6	—	—	—	280 320	144	115	100	72	—	—	—	—

Примечание. Для червячного колеса из бронзы БрАЖ₉—4 и червяка из стали с твердостью витков >45 HRC₃ допускаемые контактные напряжения определяются по зависимости $[\sigma_H] = 300 - 25 v_c$ МПа, где v_c — скорость скольжения, м/с.

Таблица П6 - Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]_0^0$ и $[\sigma_F]_{-1}^0$ для червячных колес при $NFO = 10^6$

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Допускаемые напряжения, МПа			
		при твердости червяка $<45 HRC_{\text{э}}$		при твердости червяка $>45 HRC_{\text{э}}$	
		$[\sigma_F]_0^0$	$[\sigma_F]_{-1}^0$	$[\sigma_F]_0^0$	$[\sigma_F]_{-1}^0$
БрОФ 10—1	В песок	40	29	50	36
БрОФ 10—1	В кокиль	58	42	72	52
БРОФ 10—1	Центробежный	65	46	81	57
БрАЖ 9—4	В песок	82	64	102	79
БРАЖ 9—4	В кокиль	90	80	112	100
СЧ10	-	34	21	42	26
СЧ15	-	38	24	48	30
СЧ18	-	43	27	54	34

Примечание. $[\sigma_F]_0^0$ — при нереверсивной нагрузке;
 $[\sigma_F]_{-1}^0$ — при реверсивной.

Таблица П7

Степень	Твердость зуба колеса	Значения K_{Hv} и K_{Fv} при окружной скорости v , м/с											
		1		2		4		6		8		10	
		K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}
6	≤ 350	1,03/1,01	1,06/1,02	1,06/1,02	1,13/1,05	1,12/1,03	1,26/1,1	1,17/1,04	1,4/1,15	1,23/1,06	1,53/1,2	1,28/1,07	1,67/1,25
	> 350	1,02/1,00	1,02/1,01	1,04/1,00	1,04/1,02	1,07/1,02	1,08/1,03	1,1/1,02	1,11/1,04	1,15/1,03	1,14/1,06	1,18/1,04	1,17/1,07
7	≤ 350	1,04/1,02	1,08/1,03	1,07/1,02	1,16/1,06	1,14/1,03	1,33/1,11	1,21/1,06	1,5/1,16	1,29/1,07	1,67/1,22	1,36/1,08	1,8/1,27
	> 350	1,03/1,00	1,03/1,01	1,05/1,01	1,05/1,02	1,09/1,02	1,09/1,03	1,14/1,03	1,13/1,05	1,19/1,03	1,17/1,07	1,24/1,04	1,22/1,08
8	≤ 350	1,04/1,01	1,1/1,03	1,08/1,02	1,2/1,06	1,16/1,04	1,38/1,11	1,24/1,06	1,58/1,17	1,32/1,07	1,78/1,23	1,4/1,08	1,96/1,29
	> 350	1,03/1,01	1,04/1,01	1,06/1,01	1,06/1,02	1,1/1,02	1,12/1,03	1,16/1,03	1,16/1,05	1,22/1,04	1,21/1,07	1,26/1,05	1,25/1
9	≤ 350	1,05/1,01	1,13/1,04	1,1/1,03	1,28/1,07	1,2/1,05	1,5/1,14	1,3/1,07	1,77/1,21	1,4/1,09	1,98/1,28	1,5/1,12	-
	> 350	1,04/1,01	1,04/1,01	1,07/1,01	1,07/1,02	1,13/1,02	1,14/1,04	1,2/1,03	1,21/1,06	1,26/1,04	1,27/1,98	1,32/1,05	-

Примечание. При определении K_{Hv} , K_{Fv} для прямозубых колес модифицированного исходного контура с фланком используется графа для предыдущей, более высокой степени точности. Так, коэффициенты для зубьев модифицированного