

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

ДЕТАЛИ МАШИН

Методическое пособие к практическим занятиям и курсовому проектированию по курсу **«*Детали машин*»** для студентов механических специальностей

Брест 2008

УДК 621.81.001.63 (075)

Методическое пособие предназначено в помощь студентам при расчёте элементов механических приводов на практических занятиях и при выполнении курсового проекта по курсу «Детали машин». Кратко изложен теоретический материал и приведены подробные примеры расчётов различных элементов механического привода. Пособие снабжено обширным справочным материалом, что позволяет выбирать двигатель, выполнять кинематический и силовой расчёты, а также расчёты зубчатых и червячных передач различных приводов без дополнительного привлечения других литературных источников.

Составитель: Ф. М. Санюкевич, профессор, к.т.н.

Рецензент: Ю. И. Плющев, доцент, заместитель генерального директора по производству ОАО «Брестмаш»

ВВЕДЕНИЕ

Практические занятия по курсу “Детали машин” имеют целью подготовку студента к выполнению курсового проекта, который является для него первой самостоятельной конструкторской работой. Значительный объем расчетной части проекта составляют выбор двигателя, кинематический и силовой расчеты механического привода, а также расчет передач.

Методическое пособие к практическим занятиям по курсу “Детали машин” написано с целью оказания помощи студенту при выполнении выше указанных расчетов. В сжатой форме здесь приведены общие сведения о двигателях серии АИ, их совместной работе с приводом, рассматривается сущность кинематического и силового расчетов механического привода, указываются основные критерии работоспособности и расчета зубчатых и червячных передач, а также приводятся подробные примеры расчетов. Пособие снабжено необходимым справочным материалом, что позволяет использовать его для выполнения расчетов различных механических приводов без привлечения дополнительной технической литературы.

При проведении практических занятий по курсу “Детали машин” рекомендуется предварительная выдача технических заданий на курсовое проектирование, что позволяет студенту выполнение расчетов для конкретной схемы проектируемого привода.

Автор выражает глубокую благодарность рецензенту пособия доценту, заместителю генерального директора по производству ОАО “Брестмаш” Ю. И. Плющеву за ценные советы при просмотре рукописи.

Автор искренне благодарен Антону Волощуку и Михаилу Климовичу за большую помощь при подготовке рукописи пособия к изданию.

1. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

1.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

В техническом задании на курсовое проектирование по деталям машин обычно указывается схема механического привода и исходные данные для его проектирования.

Схемы приводов (рис. 1.1) включают двигатель, двухступенчатый нестандартный редуктор с различными видами передач, соединительные муфты, открытую передачу (ременную или цепную) и, в ряде случаев, приводной вал ведомой машины с тяговыми звездочками или барабаном.

Что касается потребляемой мощности привода P (кВт) и требуемой частоты вращения n (мин⁻¹) одного из его валов, то возможны четыре варианта задания данных параметров для схем приводов.

Вариант 1 (рис. 1.1, а ... в). Мощность P задана на приводном валу с тяговыми звездочками или барабаном; n – частота вращения приводного вала ведомой машины.

Вариант 2 (рис. 1.1, г). Мощность P задана на каждом из двух параллельно работающих приводных валов ведомой машины; n – частота вращения приводных валов.

Вариант 3 (рис. 1.1, д, е). Мощность P задана на одном выходном конце тихоходного вала редуктора привода: на рис. 1.1, д – тихоходный вал сплошного сечения; на рис. 1.1, е – тихоходный вал полый с внутренними шлицами. Здесь n – частота вращения тихоходного вала редуктора.

Вариант 4 (рис. 1.1, ж). Мощность P задана на каждом выходном конце тихоходного вала редуктора привода; n – частота вращения тихоходного вала редуктора.

Кроме мощности P и частоты вращения n в исходных данных указывается:

- а) требуемый ресурс L_n , ч;
- б) тип производства (единичное, мелкосерийное, среднесерийное, крупносерийное или массовое);
- в) требования к габаритам конструкции;
- г) размещение привода (на открытом воздухе или в закрытом помещении);
- д) число смен работы в течение суток.

Выбор двигателя. При курсовом проектировании механических приводов в качестве двигателей используют асинхронные электродвигатели серии АИ. Для выбора электродвигателя

определяют требуемую мощность $P_{\text{треб}}$, которая рассчитывается по различным формулам в зависимости от варианта задания потребляемой мощности привода P :

а) при вариантах 1 и 3 задания мощности P (см. схемы приводов на рис. 1.1, а...в, д, е)

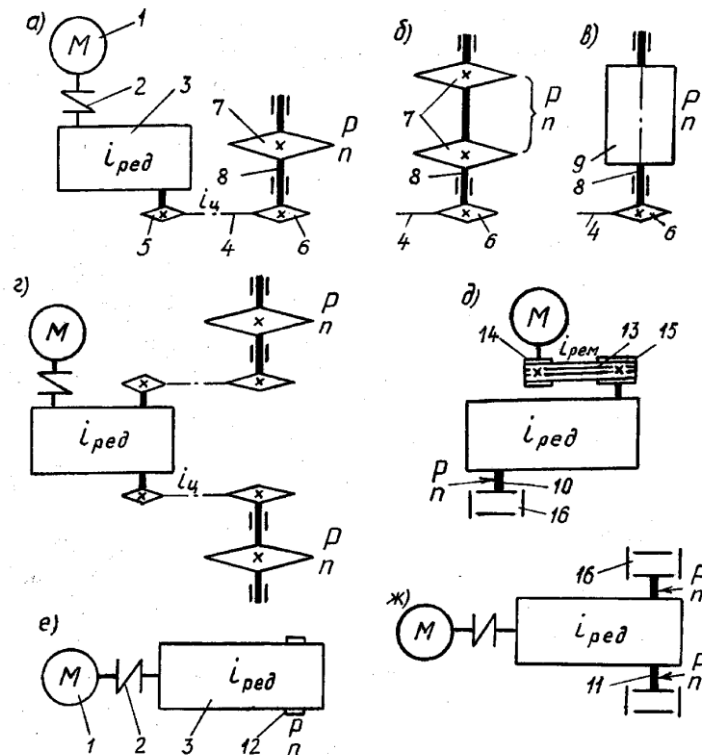


Рис. 1.1. Варианты задания потребляемой мощности P механического привода и требуемой частоты вращения n одного из его валов:

а, б, в – вариант 1; г – вариант 2; д, е – вариант 3; ж – вариант 4;

1 – двигатель (электродвигатель); 2 – муфта соединительная упругая (штулочно-пальцевая МУВП); 3 – редуктор двухступенчатый нестандартный; 4 – открытая цепная передача (с приводной роликовой цепью); 5, 6 – ведущая и ведомая звездочки открытой цепной передачи; 7 – ведущая звездочка для тяговой пластинчатой цепи конвейера (тяговая звездочка); 8 – приводной вал ведомой машины; 9 – барабан; 10 – тихоходный вал редуктора с одним выходным концом; 11 – тихоходный вал редуктора с двумя выходными концами; 12 – полый тихоходный вал редуктора с внутренними шлицами; 13 – открытая ременная (клиноременная) передача; 14, 15 – ведущий и ведомый шкивы клиноременной передачи; 16 – муфта соединительная компенсирующая (зубчатая типа 1); $i_{ред}$ – передаточное отношение редуктора; $i_{ц}$ и $i_{рем}$ – передаточное отношение открытой цепной и ременной передачи

$$P_{\text{треб}} = P / \eta_{\text{общ}} ; \quad (1.1)$$

б) при вариантах 2 и 4 задания мощности P (см. схемы приводов на рис. 1.1, г, ж)

$$P_{\text{треб}} = 2P / \eta_{\text{общ}} , \quad (1.2)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода от двигателя до вала, на котором задана мощность P , равный произведению частных КПД отдельных элементов, составляющих привод:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \quad (1.3)$$

Для приближенной оценки КПД можно пользоваться табл. 1.1.

Ряд схем механических приводов содержат параллельно работающие элементы, например, раздвоенные ступени редукторов, два приводных вала и соответственно две открытые цепные передачи или две соединительные компенсирующие муфты и т.п. Для определения $\eta_{\text{общ}}$ в данном случае также используют формулу (1.3), принимая для параллельно работающих элементов их среднее арифметическое значение КПД η .

Для выбора электродвигателя, кроме мощности $P_{\text{треб}}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{\text{синхр}}$:

$$n_{\text{синхр}} = n i_1 i_2 i_3 \dots , \quad (1.4)$$

где $i_1, i_2, i_3 \dots$ - передаточные отношения кинематических пар механического привода (передаточных редуктора, ременной, цепной или другой открытой передачи).

Таблица 1.1 – Приближенные значения КПД элементов приводов

Наименование элементов приводов	КПД
1. Закрытая в корпусе зубчатая передача с учетом потерь в подшипниках валов передачи:	
а) цилиндрическая (для всех видов зубьев)	0,96 ... 0,98
б) коническая (для всех видов зубьев)	0,95 ... 0,97
2. Закрытая в корпусе червячная передача с учетом потерь в подшипниках валов передачи (при предварительном расчете)	0,8
3. Ременная передача (все типы)	0,94 ... 0,96
4. Цепная передача (все типы)	0,92 ... 0,95
5. Муфта соединительная (все типы)	0,98
6. Подшипники качения (одна пара)	0,99

При выборе частных значений передаточных отношений можно использовать рекомендации табл. 1.2, которые следует рассматривать как ориентировочные.

При курсовом проектировании рекомендуется принимать $n_{\text{синхр}}=1000 \text{ мин}^{-1}$ или 1500 мин^{-1} (при $n_{\text{синхр}}=750 \text{ мин}^{-1}$ увеличиваются размеры электродвигателя, при $n_{\text{синхр}}=3000 \text{ мин}^{-1}$ - размеры передач привода).

Таблица 1.2 – Рекомендуемые значения передаточных отношений i различных типов передач

Тип передачи	Рекомендуемые значения i
1. Зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары	3...5
2. Зубчатая коническая в закрытом корпусе для одной пары	2...4
3. Червячная закрытая	10...50
4. Цепная	1,5...3
5. Ременная	2...3
6. Коробка передач (для одной пары)	1...2,5

Исходя из $P_{\text{треб}}$, для принятой величины $n_{\text{синхр}}$ по табл. 1.3 выбирают соответствующий типоразмер асинхронного двигателя серии АИ с ближайшей большей номинальной мощностью $P_{\text{ном}}$. Допускается выбирать двигатель мощностью $P_{\text{ном}} < P_{\text{треб}}$, однако в данном случае величина перегрузки ΔP не должна превышать 8%, т.е.

$$\Delta P = \frac{P_{\text{треб}} - P_{\text{ном}}}{P_{\text{ном}}} 100\% \leq 8\% . \quad (1.5)$$

Из табл. 1.3 выписывают типоразмер двигателя, мощность $P_{\text{ном}}$ (кВт) и частоту вращения $n_{\text{ном}}$ (мин^{-1}) при номинальной нагрузке, а также кратность максимального момента $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$.

Краткая характеристика асинхронного двигателя. Асинхронный двигатель – это бесколлекторная машина переменного тока, у которой отношение частоты вращения ротора к частоте тока в цепи зависит от нагрузок. В промышленности используют преимущественно трехфазные асинхронные двигатели, которые изготавливают с фазным и короткозамкнутым роторами.

У двигателя с фазным ротором обмотка ротора присоединена к контактным кольцам, что позволяет включать реостат в цепь ротора. Это дает возможность осуществлять плавный разгон с регулированием скорости, но усложняет конструкцию двигателя и его эксплуатацию, а также увеличивает габариты, массу и стоимость.

У двигателя с короткозамкнутым ротором обмотка ротора замыкается в самом двигателе, т.е. ротор выполнен с короткозамкнутой обмоткой в виде беличьей клетки. Двигатель включается в сеть непосредственно, без дополнительных устройств. Преимущества его – простота конструкции и обслуживания, надежность и низкая стоимость. Недостатки – пусковой момент $T_{\text{пуск}}$ (а следовательно, и ускорение механизма) при пуске имеет высокое значение, близкое к максимальному T_{max} , что затрудняет управление и вызывает высокие динамические нагрузки в элементах привода; все пусковые потери, пропорциональные кинетической энергии привода, идут на нагрев обмоток самого двигателя, в то время как в двигателе с фазным ротором часть потерь идет на нагрев пусковых сопротивлений, расположенных вне двигателя; затрудненность регулирования частоты вращения приводит к необходимости повышения частоты включений, что также повышает нагрев короткозамкнутых двигателей.

Во многих случаях отмеченные недостатки не являются решающими и поэтому асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором получили самое широкое применение. Для приводов ленточных и цепных конвейеров, индивидуальных приводов и других механизмов, распространенных в технических заданиях на проект по деталям машин, рекомендуется выбирать именно такие двигатели. Поэтому ниже излагаются более подробные сведения об этих двигателях.

Двигатели общего назначения (основное исполнение АИР) предназначены для механических приводов, не предъявляющих специальных требований к пусковым характеристикам, скольжению, энергетическим показателям и пр.

Базовое обозначение асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором (закрытый, обдуваемый, со встроенным вентилятором) единой серии АИ состоит из буквенно-цифровых символов, расположенных в следующем порядке:

- а) обозначение серии (АИ);
- б) вариант привязки мощности к установочным размерам (вариант Р);
- в) высота оси вращения, т.е. расстояние от оси вращения до опорной плоскости лап двигателя, мм (две или три цифры); для двигателей фланцевого исполнения без лап (*IM3081*), представляющих собой конструктивную модификацию основного исполнения двигателя с лапами (*IM1081*), условной высотой оси вращения является высота оси вращения основного исполнения;
- г) установочный размер по длине станины (*S*, *M* или *L*);
- д) длина сердечника статора *A* или *B* при условии сохранения установочного размера;
- е) число полюсов (2, 4, 6, 8)

Пример обозначения: Двигатель АИР132S6.

Таблица 1.3 – Технические данные асинхронных двигателей серии АИ

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{ном}, кВт$	При номинальной нагрузке		$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
		Скольжение $S_{ном}, \%$	Частота вращения $n_{ном}, мин^{-1}$		
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=3000 мин^{-1}$					
АИР71А2	0,75	6	2820	2,1	2,2
АИР71В2	1,1	6,5	2805	2,1	2,2
АИР80А2	1,5	5	2850	2,1	2,2
АИР80В2	2,2	5	2850	2	2,2
АИР90L2	3	5	2850	2	2,2
АИР100S2	4	5	2850	2	2,2
АИР100L2	5,5	5	2850	2	2,2
АИР112M2	7,5	3,5	2895	2	2,2
АИР132M2	11	3	2910	1,6	2,2
АИР160S2	15	3	2910	1,8	2,7
АИР160M2	18,5	3	2910	2	2,7
АИР180S2	22	2,7	2919	2	2,7
АИР180M2	30	2,5	2925	2,2	3
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=1500 мин^{-1}$					
АИР71В4	0,75	10	1485	2,2	2,2
АИР80А4	1,1	7	1395	2,2	2,2
АИР80В4	1,5	7	1395	2,2	2,2
АИР90L4	2,2	7	1395	2,1	2,2
АИР100S4	3	6	1410	2	2,2
АИР100L4	4	6	1410	2	2,2
АИР112M4	5,5	4,5	1433	2	2,5
АИР132S4	7,5	4	1440	2	2,5
АИР132M4	11	3,5	1448	2	2,7
АИР160S4	15	3	1455	1,9	2,9
АИР160M4	18,5	3	1455	1,9	2,9
АИР180S4	22	2,5	1463	1,7	2,4
АИР180M4	30	2	1470	1,7	2,7

Продолжение табл. 1.3

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{ном}, кВт$	При номинальной нагрузке		$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
		Скольжение $S_{ном}, \%$	Частота вращения $n_{ном}, мин^{-1}$		
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=1000 мин^{-1}$					
АИР80А6	0,75	8	920	2	2,2
АИР80В6	1,1	8	920	2	2,2
АИР90L6	1,5	7,5	925	2	2,2
АИР100L6	2,2	5,5	945	2	2,2
АИР112МА6	3	5	950	2	2,2
АИР112МВ6	4	5	950	2	2,2
АИР132S6	5,5	4	960	2	2,2
АИР132М6	7,5	4	960	2	2,2
АИР160S6	11	3	970	2	2,7
АИР160М6	15	3	970	2	2,7
АИР180М6	18,5	2	980	1,8	2,4
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=750 мин^{-1}$					
АИР90LА8	0,75	7	698	1,6	1,7
АИР90LВ8	1,1	7	698	1,6	1,7
АИР100L8	1,5	6	705	1,6	1,7
АИР112МА8	2,2	5,5	709	1,8	2,2
АИР112МВ8	3	5,5	709	1,8	2,2
АИР132S8	4	4,5	716	1,8	2,2
АИР132М8	5,5	5	713	1,8	2,2
АИР160S8	7,5	3	728	1,6	2,4
АИР160М8	11	3	728	1,6	2,4
АИР180М8	15	2,5	731	1,6	2,2
<p>Примечания: 1. Пример обозначения двигателя: Двигатель АИР100L4 ТУ 16 – 525.564 – 84</p> <p>2. Габаритные, установочные и присоединительные размеры асинхронных двигателей АИР исполнений ИМ1081 и ИМ3081 см. табл. А1 и А2 приложения А</p>					

Здесь АИ – обозначение серии; Р – вариант привязки мощности к установочным размерам; 132 – высота оси вращения; S – установочный размер по длине станины; 6 – число полюсов.

Серия АИ содержит значительное количество модификаций и исполнений.

Для приводов ведомых машин, разрабатываемых в курсовом проекте, используют в основном асинхронные двигатели с одним цилиндрическим концом вала: на лапах (исполнение ИМ1081) и без лап, с фланцем (исполнение ИМ3081). Здесь: ИМ – International Mounting; 1-я цифра – конструктивное исполнение двигателя (1 – на лапах; 3 – без лап, с фланцем); 2-я цифра – условное обозначение способа монтажа; 3-я цифра – обозначение направления конца вала (8 – двигатель может работать при любом направлении конца вала) 4-я цифра – исполнение конца вала (1 – с одним цилиндрически концом вала).

Синхронная частота вращения $n_{синхр}$, указанная в табл. 1.3, – это частота, которую развивает асинхронный двигатель при холостом ходе:

$$n_{синхр} = 60f / p, \quad (1.6)$$

где $f=50$ Гц (c^{-1}) – частота переменного тока; p – число пар полюсов электромагнита статора.

Под нагрузкой частота вращения вала двигателя уменьшается. Понижение частоты вращения двигателя принято характеризовать так называемым скольжением S – отставанием вращения ротора от вращения магнитного поля:

$$S = \frac{n_{синхр} - n_{\phi}}{n_{синхр}} 100\%, \quad (1.7)$$

где n_{ϕ} – фактическая частота вращения при заданной нагрузке.

Скольжение $S_{ном}$ (%) при номинальной нагрузке асинхронного двигателя серии АИ указывается в его технических данных (см. табл. 1.3).

Частота вращения вала двигателя при номинальной нагрузке $n_{ном}$ рассчитывается при известных величинах $n_{синхр}$ и $S_{ном}$ (%) по формуле:

$$n_{ном} = n_{синхр} \left(1 - \frac{S_{ном}}{100}\right). \quad (1.8)$$

Рассчитанные по формуле (1.8) частоты вращения двигателей серии АИ приведены в табл. 1.3.

Номинальному (паспортному) режиму эксплуатации двигателя соответствуют номинальная частота вращения $n_{ном}$ и номинальная мощность $P_{ном}$. При номинальном режиме двигатель работает с номинальным моментом $T_{ном} = 9550P_{ном}/n_{ном}$ (здесь $T_{ном}$ – Н·м; $P_{ном}$ – кВт; $n_{ном}$ – мин⁻¹) длительное время без нагрева, а его КПД близок к максимальному. При пуске ($n_{ф}=0$) двигатель развивает пусковой момент $T_{пуск}$ (максимальное скольжение $S=1$). По мере разгона двигателя вращающий момент вначале возрастает до максимального T_{max} (при критической частоте вращения $n_{кр}$), а затем падает до момента рабочей нагрузки (например, до $T_{ном}$ при $n_{ном}$) или до нуля при $n_{синхр}$ (холостой ход). Изменение момента при разгоне двигателя от $T=0$ (холостой ход) до T_{max} пропорционально скольжению или уменьшению частоты вращения.

Номинальную частоту вращения двигателя $n_{ном}$ принимают за расчетную при определении общего передаточного отношения механического привода.

Функциональная связь момента T и частоты вращения (т.е. характеристика двигателя) сохраняется независимо от того, в каких условиях происходит разгон двигателя – вхолостую или под нагрузкой.

При разгоне вхолостую весь момент, вращающий ротор (электромагнитный момент), расходуется только на ускорение ротора и ведомых масс.

При разгоне под нагрузкой электромагнитный момент расходуется не только на ускорение ротора и ведомых масс, но и преодоление внешнего крутящего момента нагрузки (например, статического момента от номинального груза, приведенного к валу двигателя, в грузоподъемной лебедке).

Если двигатель работает при некотором установившемся режиме (например, при $T_{ном}$, $n_{ном}$) и затем по каким-либо причинам подвергается перегрузке, его частота вращения падает. Момент перегрузки, даже кратковременной, не должен быть больше T_{max} , иначе двигатель выйдет из строя. Поэтому частоту вращения, соответствующую моменту T_{max} , называют критической $n_{кр}$. Отношение $T_{max}/T_{ном}$, которым располагает двигатель, указывают в его паспорте (см. табл. 1.3). При курсовом проектировании деталей машин коэффициент кратковременной перегрузки $K_{II} = T_{пик}/T_{ном}$ задается (здесь $T_{пик}$ – момент пиковой нагрузки). При этом необходимо выполнение условия

$$\frac{T_{пик}}{T_{ном}} < \frac{T_{max}}{T_{ном}}. \quad (1.9)$$

Если коэффициент кратковременной перегрузки K_{II} по какой-либо причине не указан, то можно принимать $K_{II} = T_{max}/T_{ном}$.

Общее передаточное отношение привода и распределение его между отдельными передачами. При номинальной частоте вращения двигателя $n_{ном}$ и требуемой частоте вращения n одного из валов привода (приводного вала ведомой машины или тихоходного вала редуктора) общее передаточное отношение привода

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n}. \quad (1.10)$$

Точность расчета $i_{общ}$ – два знака после запятой.

Если схема механического привода состоит из открытой ременной передачи с передаточным отношением $i_{рем}$ (рис. 1.1, д) или цепной с передаточным отношением $i_{ц}$ (рис. 1.1, а ... г), то

$$i_{общ} = i_{ред} i_{рем(ц)}. \quad (1.11)$$

Для открытых ременной или цепной передач рекомендуется принимать $i_{рем} = 2$ или $i_{ц} = 2$. Тогда передаточное отношение редуктора

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{рем(ц)}}. \quad (1.12)$$

Если в схеме привода отсутствуют открытые ременная или цепная передачи (рис. 1.1, е, ж), то

$$i_{ред} = i_{общ} \cdot \quad (1.13)$$

Далее следует передаточное отношение редуктора $i_{ред}$ распределить между его передачами, устанавливаемыми в корпусе редуктора и образующими определенное количество ступеней. В качестве передач редукторов используют цилиндрические и конические зубчатые передачи с различными видами зубьев, а также червячную передачу. В основном применяют комбинации этих передач. В схемах механических приводов наибольшее распространение получили двухступенчатые нестандартные горизонтальные и вертикальные редукторы и мотор-редукторы. Если обозначить передаточное отношение быстроходной ступени такого редуктора i_B , а тихоходной i_T , то

$$i_{ред} = i_B i_T \cdot \quad (1.14)$$

Распределение $i_{ред}$ между быстроходной и тихоходной ступенями зависит от схемы редуктора и типа используемых передач:

а) для двухступенчатых цилиндрических редукторов по развернутой схеме горизонтальных (рис. 1.2, а...е) и вертикальных (рис. 1.2, и):

$$i_T = 0,88\sqrt{i_{ред}}; \quad i_B = i_{ред}/i_T \cdot \quad (1.15)$$

Рекомендуется: $i_{B(T)} = 3...5$ (max 6);

б) для двухступенчатых цилиндрических соосных горизонтальных (рис. 1.2, д, е) и вертикальных (рис. 1.2, ж, з) редукторов:

$$i_T = 0,9\sqrt{i_{ред}}; \quad i_B = i_{ред}/i_T \cdot \quad (1.16)$$

Рекомендуется: $i_{B(T)} = 3...5$ (max 6);

в) для двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов (рис. 1.3):

$$i_T = 0,63\sqrt[3]{i_{ред}^2}; \quad i_B = i_{ред}/i_T \cdot \quad (1.17)$$

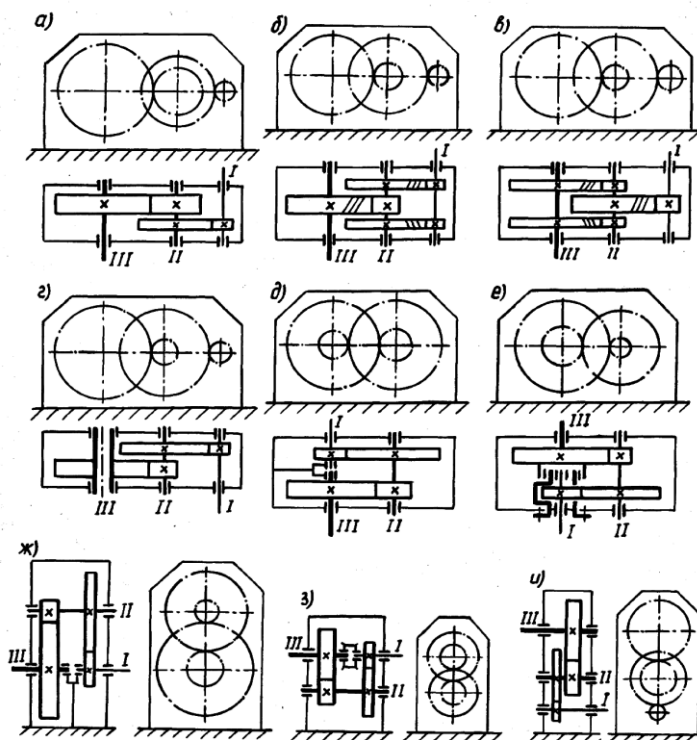


Рис.1.2. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов по развернутой схеме (а...е,и) и соосных (д...з):

I, II, III – соответственно быстроходный, промежуточный и тихоходный валы

Рекомендуется: $i_B = 2...4$ (max 5); $i_T = 3...5$ (max 6);

г) для двухступенчатых червячно-цилиндрических редукторов (рис. 1.4, а...в):

$$i_T = 3...5; i_B = i_{ред}/i_T. \quad (1.18)$$

Рекомендуется: $i_B = 10...50$ (max 80);

д) для двухступенчатого цилиндрическо-червячного редуктора (рис. 1.4, в):

$$i_B \approx 2; i_T = i_{ред}/i_B. \quad (1.19)$$

Рекомендуется: $i_B = 1,5...3$; $i_T = 10...50$ (max 80).

Точность расчетов i_B и i_T - два знака после запятой.

Определение частот вращения валов привода проводят исходя из номинальной частоты вращения $n_{ном}$ вала двигателя.

Силовой расчет привода выполняют исходя из требуемой мощности двигателя $P_{треб}$.

Основные параметры на ведущем и ведомом звеньях: мощность P_1 и P_2 (кВт), вращающий момент (внешняя нагрузка на звено) T_1 и T_2 (Н·м), частота вращения n_1 и n_2 (мин⁻¹).

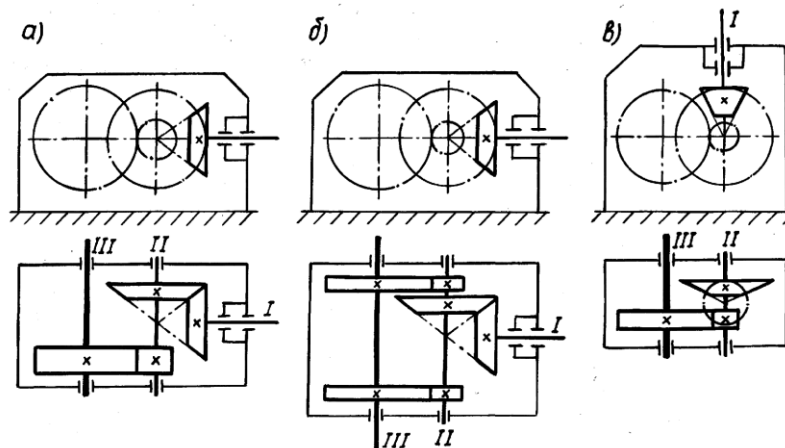


Рис.1.3.Кинематические схемы двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов: I, II, III – соответственно быстроходный, промежуточный и тихоходный валы

Вращающий момент T (Н·м) на любом звене привода можно вычислить по мощности P (кВт) и частоте вращения n (мин⁻¹):

$$T = 9550 P/n. \quad (1.20)$$

Соответственно

$$P = T n/9550. \quad (1.21)$$

Связь между вращающимися моментами на ведущем T_1 и ведомом T_2 звеньях через передаточное отношение i и КПД η :

$$T_2 = T_1 i \eta; T_1 = T_2 / i \eta. \quad (1.22)$$

Соотношение мощностей на ведущем P_1 и ведомом P_2 звеньях:

$$P_2 = P_1 \eta; P_1 = P_2 / \eta. \quad (1.23)$$

Если ведущее и ведомое звенья соединены муфтой, то

$$T_2 = T_1 \eta_m, \quad (1.24)$$

где η_m - КПД соединительной муфты.

Силовой расчет механического привода заключается в определении величин вращающих моментов на деталях передач и расчете в сечениях валов под этими деталями внешнего момента T , скручивающего вал, а также крутящего момента M_k (внутреннего силового фактора).

Внешние вращающие моменты на деталях передач определяют из условия равновесия вала (его равномерного вращения). При равномерном вращении вала алгебраическая сумма приложенных к нему вращающих моментов равна нулю.

Несмотря на разнообразие схем двухступенчатых редукторов, можно выделить некоторые общие расчетные схемы быстроходного (рис.1.5), промежуточного (рис. 1.6) и тихоходного (рис. 1.7) валов, которые могут быть использованы при определении вращающих T и крутящих M_k моментов в сечениях этих валов.

Силовой расчет привода начинают с определения требуемого вращающего момента на валу двигателя

$$T_{\text{треб}} = 9550 P_{\text{треб}} / n_{\text{ном}} \quad (1.25)$$

Вращающие моменты на других деталях привода рассчитывают, используя зависимости (1.22) и (1.24).

Рис. 1.4. Кинематические схемы двухступенчатых червячно-цилиндрических (а...в) и цилиндрическо-червячного (г) редукторов: I, II, III – соответственно быстроходный, промежуточный и тихоходный валы

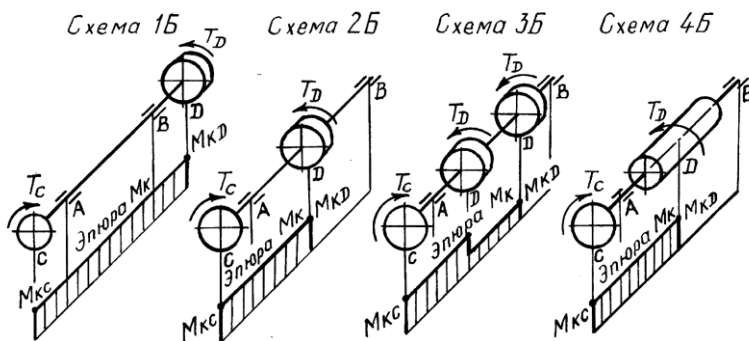
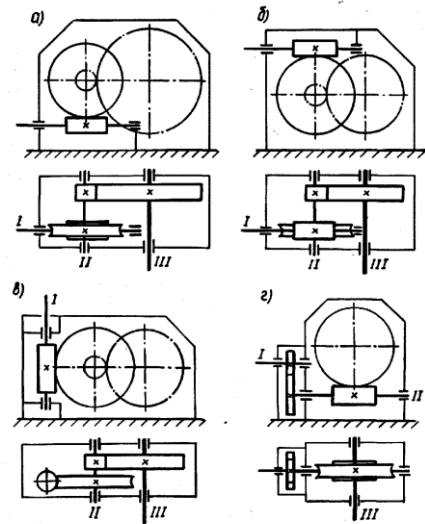
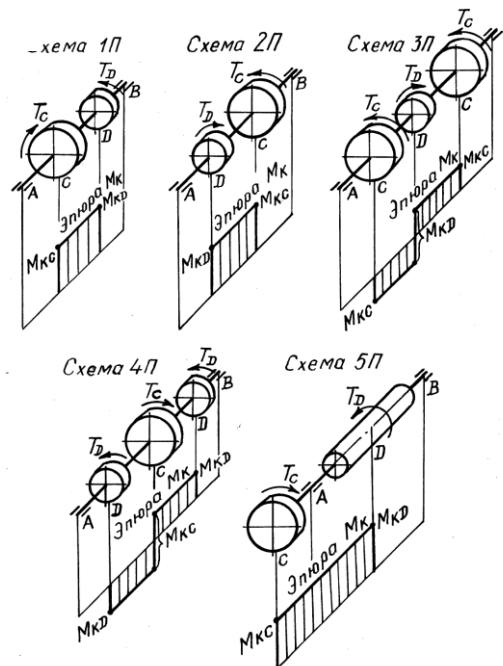


Рис 1.5. Расчетные схемы быстроходных валов двухступенчатых редукторов

Рис. 1.6. Расчетные схемы промежуточных валов двухступенчатых редукторов



В расчетном сечении вала (посередине установленной детали) его скручивает момент T (внешняя нагрузка вала), численно равный вращающему моменту на детали передачи (например, на коническом колесе). При этом крутящий момент M_k в рассматриваемом сечении численно равен внешнему вращающему моменту T , скручивающему вал.

С целью исключения ошибок при выполнении расчетов рекомендуется вращающие T и крутящие M_k моменты записывать с индексом I, II, III (номера валов) и C, D (обозначение сечений вала), например, T_{IC} , $M_{кIC}$ или T_{IID} , $M_{кIID}$ и т.п.

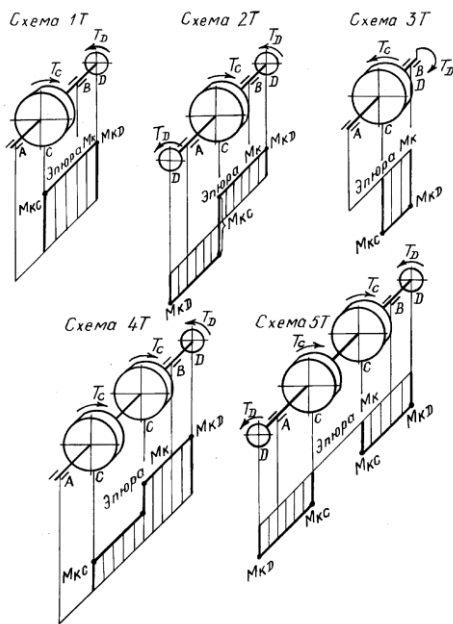


Рис 1.7. Расчетные схемы тихоходных валов двух-ступенчатых редукторов

1.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1.1. Выбрать двигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты механического привода (рис. 1.8) по следующим исходным данным:

- а) потребляемая мощность на приводном валу тяговой звездочки цепного конвейера $P=6$ кВт;
- б) требуемая частота вращения приводного вала $n=35$ мин⁻¹.

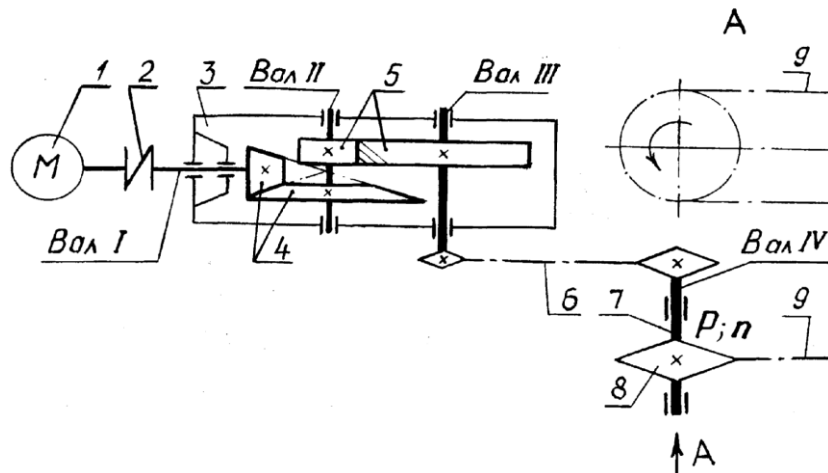


Рис. 1.8. Схема механического привода:

- 1 – двигатель; 2 – муфта соединительная упругая (втулочно-пальцевая МУВП);
- 3 – двухступенчатый коническо-цилиндрический горизонтальный редуктор; 4 – закрытая коническая зубчатая передача (быстроходная ступень редуктора); 5 – закрытая цилиндрическая зубчатая передача (тихоходная ступень редуктора); 6 – открытая цепная передача (с приводной роликовой цепью); 7 – приводной вал тяговой звездочки конвейера; 8 – тяговая звездочка; 9 – тяговая пластинчатая роликовая цепь конвейера

Решение. По табл. 1.1 принимаем КПД элементов привода (средние значения): КПД муфты соединительной (упругой) $\eta_m = 0,98$; КПД закрытой в корпусе конической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з.к} = 0,96$; КПД закрытой в корпусе цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з.ц} = 0,97$; КПД открытой цепной передачи $\eta_{ц} = 0,94$; КПД пары подшипников приводного вала тяговой звездочки $\eta_{п} = 0,99$.

Тогда общий КПД привода от двигателя до приводного вала, на котором задана потребляемая мощность $P = 6$ кВт, для последовательно расположенных элементов привода по формуле (1.3):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \eta_{з.к} \eta_{з.ц} \eta_{ц} \eta_{\Pi} = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 0,85.$$

Так как в нашем примере задание исходных данных P и n относится к варианту 1 (см. выше п. 1.1), то требуемую мощность двигателя $P_{\text{треб}}$ определяем по формуле (1.1):

$$P_{\text{треб}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{6}{0,85} = 7,06 \text{ кВт}.$$

Для выбора двигателя, кроме мощности $P_{\text{треб}}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{\text{синхр}}$, используя формулу (1.4).

На основании рекомендаций табл. 1.2 примем ориентировочно передаточные отношения i передач привода (рис. 1.8): зубчатая коническая в закрытом корпусе $i_{з.к} = 2 \dots 4$; зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе $i_{з.ц} = 3 \dots 5$; цепная (открытая) $i_{ц} = 1,5 \dots 3$.

Тогда по формуле (1.4) синхронная частота вращения двигателя $n_{\text{синхр}}$:

$$n_{\text{синхр}} = n i_{з.к} i_{з.ц} i_{ц} = 35(2 \dots 4)(3 \dots 5)(1,5 \dots 3) = 315 \dots 2100 \text{ мин}^{-1}.$$

Учитывая рекомендации, изложенные выше в п. 1.1, принимаем $n_{\text{синхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{\text{треб}} = 7,06 \text{ кВт}$ и $n_{\text{синхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ по табл. 1.3 выбираем асинхронный двигатель серии АИ типоразмера АИР132М6 со следующими техническими данными: $P_{\text{ном}} = 7,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{ном}} = 960 \text{ мин}^{-1}$; $T_{\text{мах}}/T_{\text{ном}} = 2,2$.

Общее передаточное отношение привода

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n} = \frac{960}{35} = 27,43.$$

Схема механического привода (рис. 1.8) состоит из двухступенчатого редуктора и открытой цепной передачи (с приводной роликовой цепью). Для таких схем приводов рекомендуется принимать передаточное отношение открытой цепной передачи $i_{ц} = 2$. Тогда передаточное отношение двухступенчатого редуктора

$$i_{\text{ред}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{ц}} = \frac{27,43}{2} = 13,72.$$

Распределяем $i_{\text{ред}}$ между передачами редуктора, образующими быстроходную и тихоходную ступени.

Для двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора на основании рекомендаций (1.17):

а) передаточное отношение тихоходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи)

$$i_T = 0,63 \sqrt[3]{i_{\text{ред}}^2} = 0,63 \sqrt[3]{13,72^2} = 3,61;$$

б) передаточное отношение быстроходной ступени (закрытой конической зубчатой передачи) $i_B = i_{\text{ред}}/i_T = 13,72/3,61 = 3,80$.

Полученные передаточные отношения i_T и i_B находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической и конической зубчатых передач, установленных в закрытом корпусе (см. табл. 1.2).

Определим частоты вращения валов редуктора, а также вращающий T и крутящий M_K моменты в различных сечениях этих валов.

Вал двигателя. Частота вращения $n_{\text{ном}} = 960 \text{ мин}^{-1}$. Требуемый вращающий момент на валу двигателя

$$T_{\text{треб}} = 9550 P_{\text{треб}} / n_{\text{ном}} = 9550 \cdot 7,06 / 960 = 70,23 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Быстроходный вал I редуктора. Так как концы вала двигателя и быстроходного вала редуктора соединены упругой соединительной муфтой (при этом на конце соответствующего вала закрепляется полумуфта соединительной муфты), то частота вращения быстроходного вала I $n_I = n_{\text{ном}} = 960 \text{ мин}^{-1}$. Соответственно частота вращения конической шестерни 1 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{1Б} = n_I = 960 \text{ мин}^{-1}$.

Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 1Б(рис. 1.5).

Передача вращающего момента T_I происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки полумуфты на конце вала (сечение С посередине ступицы полумуфты) до середины конической шестерни быстроходной ступени редуктора (сечение D). При этом вращающий момент T_I в сечении С:

$$T_{IC} = T_{\text{проб}} \eta_M = 70,23 \cdot 0,98 = 68,83 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из условия равновесия вала I (т.е. его равномерного вращения) определяем вращающий момент $T_{1Б}$ на конической шестерне быстроходной ступени редуктора:

$$T_{1Б} = T_{IC} = 68,83 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При этом момент $T_{1Б}$ является для вала I внешним вращающим моментом T_{ID} в сечении D, т.е. $T_{ID} = T_{1Б} = 68,83 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, при нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент $M_{кИ}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIC} = T_{IC} = 68,83 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{кID} = T_{ID} = 68,83 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В свою очередь $M_{кIC} = M_{кID}$.

Промежуточный вал II редуктора. Частота вращения вала II $n_{II} = n_I / i_B = 960 / 3,80 = 253 \text{ мин}^{-1}$. Соответственно частота вращения конического колеса 2 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{2Б}$ и цилиндрической шестерни 1 тихоходной ступени (индекс Т) $n_{1Т}$:

$$n_{2Б} = n_{1Т} = n_{II} = 253 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на коническом колесе 2 быстроходной ступени редуктора

$$T_{2Б} = T_{1Б} i_B \eta_{3,к} = 68,83 \cdot 3,80 \cdot 0,96 = 251,09 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 1П (рис. 1.6).

Передача вращающего момента T_{II} происходит вдоль оси вала II условно от середины конического колеса 2 быстроходной ступени (сечении С) до середины цилиндрической шестерни 1 тихоходной ступени (сечение D). При этом вращающий момент $T_{1Т}$ на цилиндрической шестерне 1 тихоходной ступени редуктора из условия равновесия вала II

$$T_{1Т} = T_{2Б} = 251,09 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

В сечениях С и D вал II скручивают внешние вращающие моменты соответственно $T_{IIC} = T_{2Б} = 251,09 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T_{IID} = T_{1Т} = 251,09 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, при нагружении промежуточного вала II редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент $M_{кИИ}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIC} = T_{IIC} = 251,09 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{кIID} = T_{IID} = 251,09 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В свою очередь

$$M_{кIIC} = M_{кIID}.$$

Тихоходный вал III редуктора. Частота вращения вала III $n_{III} = n_{II} / i_T = 253 / 3,61 = 70 \text{ мин}^{-1}$. Соответственно частота вращения цилиндрического колеса 2 тихоходной ступени редуктора (индекс Т) $n_{2Т}$ и ведущей звездочки открытой цепной передачи n_1 : $n_{2Т} = n_1 = n_{III} = 70 \text{ мин}^{-1}$.

Вращающий момент на цилиндрическом колесе 2 тихоходной ступени

$$T_{2Т} = T_{1Т} i_T \eta_{3,ч} = 251,09 \cdot 3,61 \cdot 0,97 = 879,24 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.7).

Передача вращающего момента T_{III} происходит вдоль оси вала III условно от середины цилиндрического колеса 2 тихоходной ступени (сечении С) до середины ведущей звездочки 1 открытой цепной передачи (сечение D). При этом вращающий момент T_1 на ведущей звездочке цепной передачи из условия равновесия вала III

$$T_1 = T_{2Т} = 879,24 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Мощность P_1 на ведущей звездочке, необходимая для расчета открытой цепной передачи с приводной роликовой цепью

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550} = \frac{879,24 \cdot 70}{9550} = 6,44 \text{ кВт}.$$

В сечениях С и D вал III скручивается внешними вращающими моментами соответственно

$$T_{IIIC} = T_{2Т} = 879,24 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ и } T_{IIID} = T_1 = 879,24 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таким образом, при нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент $M_{кIII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIIС}=T_{IIIС}=879,24 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{кIIID}=T_{IIID}=879,24 \text{ Н}\cdot\text{м}$, в свою очередь $M_{кIIIС}= M_{кIIID}$.

При полученной мощности $P_1=6,44 \text{ кВт}$ на ведущей звездочке цепной передачи определяем мощность P на приводном валу тяговой звездочки конвейера:

$$P = P_1 \eta_{ц} \eta_{п} = 6,44 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 6 \text{ кВт},$$

что соответствует заданной потребляемой мощности на приводном валу.

Частота вращения приводного вала

$$n = \frac{n_{III}}{i_{ц}} = \frac{70}{2} = 35 \text{ мин}^{-1},$$

что также соответствует требуемой частоте вращения приводного вала.

Расчет привода выполнен правильно.

Пример 1.2. Выбрать двигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты механического привода (рис. 1.9) по следующим исходным данным:

а) потребляемая мощность на выходном конце тихоходного вала редуктора $P=2,2 \text{ кВт}$;

б) требуемая частота вращения тихоходного вала редуктора $n=18 \text{ мин}^{-1}$.

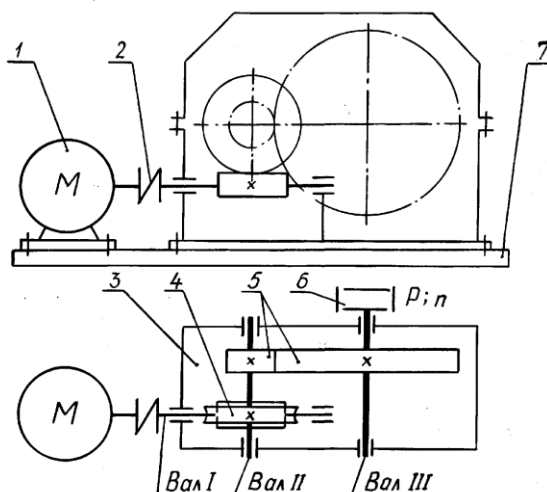


Рис. 1.9. Схема механического привода:

- 1 – двигатель; 2 – муфта соединительная упругая (втулочно-пальцевая МУВП);
3 – двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор; 4 – закрытая червячная передача (быстроходная ступень редуктора); 5 – закрытая цилиндрическая зубчатая передача (тихоходная ступень редуктора); 6 – муфта соединительная компенсирующая (зубчатая типа 1); 7 – рама

Решение. По табл. 1.1 принимаем КПД элементов привода (средние значения): КПД муфты соединительной (упругой) $\eta_m = 0,98$; КПД закрытой в корпусе червячной передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи (при предварительном расчете) $\eta_{ч} = 0,8$; КПД закрытой в корпусе цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з.ц} = 0,97$.

Тогда общий КПД привода от двигателя до выходного конца тихоходного вала III редуктора, на котором задана потребляемая мощность $P=2,2 \text{ кВт}$, для последовательно расположенных элементов привода по формуле (1.3):

$$\eta_{общ} = \eta_m \eta_{ч} \eta_{з.ц} = 0,98 \cdot 0,8 \cdot 0,97 = 0,76.$$

При определении $\eta_{общ}$ не учитываем потери в соединительной компенсирующей муфте, так как потребляемая мощность P задана на выходном конце тихоходного вала редуктора.

Так как в нашем примере задание исходных данных P и n относится к варианту 3 (см. выше п. 1.1), то требуемую мощность двигателя $P_{треб}$ определяем по формуле (1.1)

$$P_{\text{треб}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{2,2}{0,76} = 2,89 \text{ кВт.}$$

Для выбора двигателя, кроме мощности $P_{\text{треб}}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{\text{синхр}}$, используя формулу (1.5).

На основании рекомендаций табл. 1.2 примем ориентировочно передаточные отношения i передач привода (рис. 1.9): червячная закрытая $i_{\text{ч}}=10...50$; зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары $i_{\text{з,ц}}=3...5$.

Тогда по формуле (1.4) синхронная частота вращения двигателя $n_{\text{синхр}}$:

$$n_{\text{синхр}} = ni_{\text{ч}}i_{\text{з,ц}} = 18(10...50)(3...5) = 540...4500 \text{ мин}^{-1}.$$

Учитывая рекомендации, изложенные выше в п. 1.1, принимаем $n_{\text{синхр}}=1500 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{\text{треб}}=2,89 \text{ кВт}$ и $n_{\text{синхр}}=1500 \text{ мин}^{-1}$ по табл. 1.3 выбираем асинхронный двигатель серии АИ типоразмера АИР100S4 со следующими техническими данными: $P_{\text{ном}}=3 \text{ кВт}$; $n_{\text{ном}}=1410 \text{ мин}^{-1}$; $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}} = 2,2$.

Общее передаточное отношение привода

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n} = \frac{1410}{18} = 78,33.$$

Схема механического привода (рис. 1.9) состоит из двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора без открытой передачи (ременной и цепной). Тогда передаточное отношение редуктора $i_{\text{ред}} = i_{\text{общ}}$.

Распределяем $i_{\text{ред}}$ между передачами редуктора, образующими быстроходную и тихоходную ступени.

Для двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора на основании рекомендаций (1.18): передаточное отношение тихоходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи) $i_{\text{т}} = 3...5$; передаточное отношение быстроходной ступени (закрытой червячной передачи) $i_{\text{б}} = i_{\text{ред}}/i_{\text{т}} = 78,33/(3...5) = 26,11...15,67$.

Примем $i_{\text{б}} = 20$. Тогда $i_{\text{т}} = i_{\text{ред}}/i_{\text{б}} = 78,33/20 = 3,92$.

Полученные передаточные отношения $i_{\text{б}}$ и $i_{\text{т}}$ находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для червячной и цилиндрической зубчатой передач, установленных в закрытом корпусе (см. табл. 1.2).

Определим частоты вращения валов редуктора, а также вращающий T и крутящий $M_{\text{к}}$ моменты в различных сечениях этих валов.

Вал двигателя. Частота вращения $n_{\text{ном}} = 1410 \text{ мин}^{-1}$. Требуемый вращающий момент на валу двигателя $T_{\text{треб}} = 9550 P_{\text{треб}} / n_{\text{ном}} = 9550 \cdot 2,89 / 1410 = 19,57 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Быстроходный вал I редуктора. Быстроходным валом редуктора является вал-червяк. Так как концы вала двигателя и быстроходного вала редуктора соединены упругой соединительной муфтой (при этом на конце соответствующего вала закрепляется полумуфта соединительной муфты), то частота вращения быстроходного вала I $n_{\text{I}} = n_{\text{ном}} = 1410 \text{ мин}^{-1}$. Соответственно частота вращения червяка 1 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{\text{1Б}} = n_{\text{I}} = 1410 \text{ мин}^{-1}$.

Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 4Б (рис. 1.5).

Передача вращающего момента T_{I} происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки полумуфты на конце вала (сечение С посередине ступицы полумуфты) до середины нарезанной части червяка (сечение D). При этом вращающий момент T_{I} в сечении С:

$$T_{\text{IC}} = T_{\text{треб}} \eta_{\text{м}} = 19,57 \cdot 0,98 = 19,18 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из условия равновесия вала I (т.е. его равномерного вращения) вращающий момент $T_{\text{1Б}}$ на червяке 1 быстроходной ступени редуктора $T_{\text{1Б}} = T_{\text{IC}} = 19,18 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

При этом момент $T_{\text{1Б}}$ является для вала I внешним вращающим моментом T_{1D} в сечении D, т.е. $T_{\text{1D}} = T_{\text{1Б}} = 19,18 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, при нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент $M_{кI}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIC}=T_{IC}=19,18$ Н·м, $M_{кID}=T_{ID}=19,18$ Н·м. В свою очередь $M_{кIC}=M_{кID}$.

Промежуточный вал II редуктора. На промежуточном валу II закреплено насадное червячное колесо быстроходной ступени редуктора, а шестерня цилиндрической зубчатой передачи (тихоходной ступени редуктора) выполнена за одно целое с валом.

Частота вращения вала II $n_{II} = n_I / i_B = 1410 / 20 = 71$ мин⁻¹. Соответственно частота вращения червячного колеса 2 быстроходной ступени $n_{2Б}$ и шестерни 1 тихоходной ступени $n_{1Т}$:

$$n_{2Б} = n_{1Т} = n_{II} = 71 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на червячном колесе 2 быстроходной ступени редуктора

$$T_{2Б} = T_{1Б} i_B \eta_{ч} = 19,18 \cdot 20 \cdot 0,8 = 306,88 \text{ Н·м}.$$

Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 1П (рис. 1.6).

Передача вращающего момента T_{II} происходит вдоль оси вала II условно от середины червячного колеса 2 быстроходной ступени (сечение С) до середины цилиндрической шестерни 1 тихоходной ступени редуктора (сечение D). При этом вращающий момент на цилиндрической шестерне 1 тихоходной ступени из условия равновесия вала II

$$T_{1Т} = T_{2Б} = 306,88 \text{ Н·м}.$$

В сечении С вал II скручивает внешний вращающий момент $T_{IIС} = T_{2Б} = 306,88$ Н·м, в сечении D – внешний вращающий момент $T_{IID} = T_{1Т} = 306,88$ Н·м.

Таким образом, при нагружении промежуточного вала II редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент $M_{кII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIC}=T_{IIC}=306,88$ Н·м, $M_{кIID}=T_{IID}=306,88$ Н·м. В свою очередь $M_{кIIC}=M_{кIID}$.

Тихоходный вал III редуктора. На тихоходном валу III редуктора закреплено насадное цилиндрическое колесо тихоходной ступени редуктора и на выходном конце вала установлена полумуфта компенсирующей соединительной муфты. Частота вращения вала III $n_{III} = n_{II} / i_T = 71 / 3,92 = 18$ мин⁻¹. Соответственно частота вращения цилиндрического колеса 2 тихоходной ступени редуктора (индекс Т) $n_{2Т} = n_{III} = 18$ мин⁻¹.

Вращающий момент на цилиндрическом колесе 2 тихоходной ступени редуктора

$$T_{2Т} = T_{1Т} i_T \eta_{з.ч} = 306,88 \cdot 3,92 \cdot 0,97 = 1166,88 \text{ Н·м}.$$

Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.7).

Передача вращающего момента T_{III} происходит вдоль оси вала III условно от середины цилиндрического колеса тихоходной ступени (сечение С) до середины ступицы полумуфты, установленной на выходном конце вала, (сечение D).

В сечении С вал III скручивается внешним вращающим моментом $T_{IIIC} = T_{2Т} = 1166,88$ Н·м. В сечении D внешний вращающий момент $T_{IIID} = T_{IIIC} = 1166,88$ Н·м.

Таким образом, при нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывает участок вала между сечениями С и D, в которых крутящий момент $M_{кIII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIIC}=T_{IIIC}=1166,88$ Н·м, $M_{кIIID}=T_{IIID}=1166,88$ Н·м, при этом $M_{кIIIC}=M_{кIIID}$.

Для проверки правильности выполненных расчетов определим мощность P_{III} на выходном конце тихоходного вала III редуктора при $T_{IIID}=1166,88$ Н·м и $n_{III}=18$ мин⁻¹:

$$P_{III} = \frac{T_{IIID} n_{III}}{9550} = \frac{1166,88 \cdot 18}{9550} = 2,2 \text{ кВт},$$

что соответствует потребляемой мощности P , заданной в исходных данных на данном участке тихоходного вала.

Полученная частота вращения тихоходного вала редуктора $n_{III}=18$ мин⁻¹ также соответствует требуемой частоте вращения n данного вала.

Расчет привода выполнен правильно.

Пример 1.3. Выбрать двигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты механического привода (рис. 1.10) по следующим исходным данным:

а) потребляемая мощность на приводном валу тяговой звездочки цепного конвейера $P=4,5$ кВт;

б) требуемая частота вращения приводного вала $n=50$ мин⁻¹.

Решение. По табл. 1.1 принимаем КПД элементов привода (средние значения): КПД открытой ременной передачи $\eta_{рем} = 0,95$; КПД закрытой в корпусе цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з.ц} = 0,97$ (это относится как к косозубой, так и прямозубой цилиндрическим передачам редуктора).

Тогда общий КПД привода от двигателя до выходного конца тихоходного вала III редуктора, на котором задана потребляемая мощность 4,5 кВт, для последовательно расположенных элементов привода по формуле (1.3):

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \eta_{з.ц}^2 = 0,95 \cdot 0,97^2 = 0,89.$$

При определении $\eta_{общ}$ не учитываем потери в соединительной компенсирующей муфте, так как потребляемая мощность P задана на выходном конце тихоходного вала редуктора.

В нашем примере задание исходных данных P и n относится к варианту 3 (см. выше п. 1.1).

Тогда требуемая мощность двигателя $P_{треб}$ по формуле (1.1): $P_{треб} = \frac{P}{\eta_{общ}} = \frac{4,5}{0,89} = 5,06$ кВт.

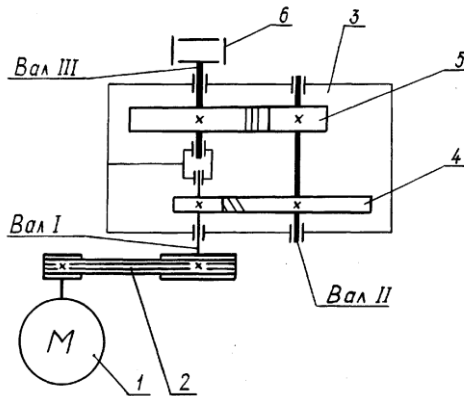


Рис.1.10 Схема механического привода:
 1 – двигатель; 2 – открытая ременная передача (клиноременная);
 3 – двухступенчатый цилиндрический соосный горизонтальный редуктор; 4 – закрытая цилиндрическая косозубая передача (быстроходная ступень редуктора); 5 – закрытая цилиндрическая прямозубая передача (тихоходная ступень редуктора); 6 – муфта соединительная компенсирующая (зубчатая типа1)

Для выбора двигателя, кроме мощности $P_{треб}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{синхр}$, используя формулу (1.4).

На основании рекомендаций табл. 1.2 примем ориентировочно передаточные отношения i передач привода (рис. 1.10): открытая ременная передача $i_{рем}=2...3$; зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары: быстроходная ступень редуктора $i_Б=3...5$, тихоходная ступень редуктора $i_Т=3...5$.

Тогда по формуле (1.4) синхронная частота вращения двигателя $n_{синхр}$:

$$n_{синхр} = n i_{рем} i_Б i_Т = 50(2...3)(3...5)(3...5) = 900...3750 \text{ мин}^{-1}.$$

Учитывая рекомендации, изложенные выше в п. 1.1, принимаем $n_{синхр} = 1500$ мин⁻¹.

Исходя из $P_{треб} = 5,06$ кВт и $n_{синхр} = 1500$ мин⁻¹ по табл. 1.3 выбираем асинхронный двигатель серии АИ типоразмера АИР112М4 со следующими техническими данными: $P_{ном} = 5,5$ кВт; $n_{ном} = 1433$ мин⁻¹; $T_{max}/T_{ном} = 2,5$.

Общее передаточное отношение привода

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n} = \frac{1433}{50} = 28,66.$$

Схема механического привода (рис. 1.10) состоит из двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора и открытой ременной передачи. Для таких схем приводов рекомендуется принимать передаточное отношение открытой ременной передачи $i_{рем}=2$. Тогда передаточное отношение двухступенчатого редуктора

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{рем}} = \frac{28,66}{2} = 14,33.$$

Распределяем $i_{ред}$ между передачами редуктора, образующими быстроходную и тихоходную ступени.

Для двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора на основании рекомендаций (1.16):

а) передаточное отношение тихоходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи)

$$i_T = 0,9\sqrt{i_{ред}} = 0,9\sqrt{14,33} = 3,41;$$

б) передаточное отношение быстроходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи) $i_B = i_{ред}/i_T = 14,33/3,41 = 4,20$.

Полученные передаточные отношения i_T и i_B находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической зубчатой передачи, установленной в закрытом корпусе (см. табл. 1.2).

Определим частоты вращения валов редуктора, а также вращающий T и крутящий M_k моменты в различных сечениях этих валов.

Вал двигателя. Частота вращения $n_{ном}=1433$ мин⁻¹. Требуемый вращающий момент на валу двигателя

$$T_{треб} = 9550 P_{треб} / n_{ном} = 9550 \cdot 5,06 / 1433 = 33,72 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Быстроходный вал I редуктора. На входном конце быстроходного вала редуктора закреплен ведомый шкив открытой ременной передачи, а шестерня цилиндрической косозубой передачи (быстроходной ступени редуктора) выполнена за одно целое с валом. Так как между двигателем и редуктором расположена открытая ременная передача, то частота вращения быстроходного вала I

$$n_1 = n_{ном} / i_{рем} = 1433 / 2 = 717 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения ведомого шкива n_2 открытой ременной передачи и шестерни 1 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{1Б}$:

$$n_2 = n_{1Б} = n_1 = 717 \text{ мин}^{-1}.$$

Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 2Б (рис. 1.5).

Передача вращающего момента T_I происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки ведомого шкива открытой ременной передачи на входном конце вала (сечение С посередине ведомого шкива) до середины шестерни быстроходной ступени (сечение D). При этом вращающий момент T_I в сечении С:

$$T_{IC} = T_{треб} i_{рем} \eta_{рем} = 33,72 \cdot 2 \cdot 0,95 = 64,07 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из условия равновесия вала I (т.е. его равномерного вращения) определяем вращающий момент $T_{1Б}$ на шестерне быстроходной ступени редуктора:

$$T_{1Б} = T_{IC} = 64,07 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При этом момент $T_{1Б}$ является для вала I внешним вращающим моментом T_{ID} в сечении D, т.е. $T_{ID} = T_{1Б} = 64,07 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, при нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент M_{kl} (внутренний силовой фактор): $M_{klC} = T_{IC} = 64,07 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{klD} = T_{ID} = 64,07 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При этом $M_{klC} = M_{klD}$.

Промежуточный вал II редуктора. Промежуточный вал редуктора не имеет выходных концов. На нем закреплено насадное колесо косозубой передачи (быстроходной ступени редуктора), а шестерня цилиндрической прямозубой передачи (тихоходной ступени редуктора) выполнена за одно целое с валом II.

Частота вращения вала II

$$n_{II} = n_1 / i_B = 717 / 4,20 = 171 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения цилиндрического колеса 2 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{2Б}$ и шестерни 1 тихоходной ступени редуктора (индекс Т) $n_{1Т}$:

$$n_{2Б} = n_{1Т} = n_{II} = 171 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на цилиндрическом колесе 2 быстроходной ступени редуктора

$$T_{2Б} = T_{1Б} i_B \eta_{з,ч} = 64,07 \cdot 4,20 \cdot 0,97 = 261,02 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 1П (рис. 1.6).

Передача вращающего момента T_{II} происходит вдоль оси вала II условно от середины цилиндрического колеса 2 быстроходной ступени (сечение С) до середины шестерни 1 тихоходной ступени редуктора (сечение D). При этом вращающий момент T_{IT} на шестерне 1 тихоходной ступени редуктора из условия равновесия вала II

$$T_{IT} = T_{2B} = 261,02 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

В сечениях С и D вал II скручивают внешние вращающие моменты соответственно $T_{IIC} = T_{2B} = 261,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T_{IID} = T_{IT} = 261,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, при нагружении промежуточного вала II редуктора кручение испытывает участок вала между сечениями С и D, в которых крутящий момент $M_{кII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIC} = T_{IIC} = 261,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{кIID} = T_{IID} = 261,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В свою очередь $M_{кIIC} = M_{кIID}$.

Тихоходный вал III редуктора. На тихоходном валу III редуктора закреплено насадное колесо тихоходной ступени редуктора и на выходном конце вала установлена полумуфта компенсирующей соединительной муфты.

Частота вращения вала III

$$n_{III} = n_{II} / i_T = 171 / 3,41 = 50 \text{ мин}^{-1},$$

что соответствует требуемой частоте вращения n тихоходного вала редуктора (см. исходные данные).

Частота вращения колеса 2 тихоходной ступени редуктора (индекс Т)

$$n_{2T} = n_{III} = 50 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на колесе 2 тихоходной ступени редуктора

$$T_{2T} = T_{IT} \cdot i_T \cdot \eta_{3,4} = 261,02 \cdot 3,41 \cdot 0,97 = 863,38 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Нагружение вала III соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.7).

Передача вращающего момента T_{III} происходит вдоль оси вала III условно от середины колеса тихоходной ступени (сечение С) до середины ступицы полумуфты, установленной на выходном конце вала (сечение D).

В сечении С вал III скручивается внешним вращающим моментом $T_{III} = T_{2T} = 863,38 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

В сечении D внешний вращающий момент $T_{IIID} = T_{III} = 863,38 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, при нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент $M_{кIII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIIC} = T_{III} = 863,38 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{кIIID} = T_{IIID} = 863,38 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При этом $M_{кIIIC} = M_{кIIID}$.

Для проверки правильности выполнения расчетов определим мощность P_{III} на выходном конце тихоходного вала III при $T_{IIID} = 863,38 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $n_{III} = 50 \text{ мин}^{-1}$:

$$P_{III} = \frac{T_{IIID} n_{III}}{9550} = \frac{863,38 \cdot 50}{9550} = 4,5 \text{ кВт},$$

что соответствует потребляемой мощности P , заданной в исходных данных на выходном конце вала III.

Ранее мы установили, что частота вращения тихоходного вала редуктора $n_{III} = 50 \text{ мин}^{-1}$ также соответствует требуемой частоте вращения n данного вала.

Расчет привода выполнен правильно.

Пример 1.3. Выбрать двигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты механического привода (рис. 1.11) по следующим исходным данным:

а) потребляемая мощность на одном приводном валу барабана $P = 3 \text{ кВт}$;

б) требуемая частота вращения барабанов $n = 25 \text{ мин}^{-1}$.

Решение. По табл. 1.1 принимаем КПД элементов привода (средние значения): КПД открытой ременной передачи $\eta_{рем} = 0,95$; КПД закрытой в корпусе цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з,ц} = 0,97$; КПД открытой цепной передачи $\eta_{ц} = 0,94$; КПД пары подшипников приводного вала барабана $\eta_{II} = 0,99$.

Схема привода содержит, кроме последовательно расположенных элементов (открытой ременной передачи и цилиндрической зубчатой передачи быстроходной ступени редуктора),

также и параллельно работающие элементы. К последним относятся цилиндрические зубчатые передачи раздвоенной тихоходной ступени редуктора, открытые цепные передачи и приводные валы барабанов с подшипниками качения. Потери в параллельно работающих элементах механического привода учитывают средним арифметическим значением КПД η .

Тогда общий КПД привода от двигателя до барабанов, на каждом из которых задана потребляемая мощность $P=3$ кВт, по формуле (1.3):

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \eta_{з.ц.}^2 \eta_{ц} \eta_{п} = 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 0,83.$$

В нашем примере задание исходных данных P и n относится к варианту 2 (см. выше п. 1.1). Тогда требуемая мощность двигателя по формуле (1.2):

$$P_{треб} = \frac{2P}{\eta_{общ}} = \frac{2 \cdot 3}{0,83} = 7,23 \text{ кВт.}$$

Для выбора двигателя, кроме мощности $P_{треб}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{синхр}$, используя формулу (1.4).

На основании рекомендаций табл. 1.2 примем ориентировочно передаточные отношения i передач привода (рис. 1.11): открытая ременная передача $i_{рем}=2...3$; зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары: быстроходная ступень редуктора $i_B=3...5$; тихоходная ступень редуктора $i_T=3...5$; открытая цепная передача $i_{ц}=1,5...3$.

Тогда по формуле (1.4) синхронная частота вращения двигателя $n_{синхр}$:

$$n_{синхр} = n i_{рем} i_B i_T i_{ц} = 25(2...3)(3...5)(3...5)(1,5...3) = 675...5625 \text{ мин}^{-1}.$$

Учитывая рекомендации, изложенные выше в п. 1.1, принимаем $n_{синхр}=1500 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{треб} = 7,23$ кВт и $n_{синхр}=1500 \text{ мин}^{-1}$ по табл. 1.3 выбираем асинхронный двигатель серии АИ типоразмера АИР132S4 со следующими техническими данными: $P_{ном}=7,5$ кВт; $n_{ном}=1440 \text{ мин}^{-1}$; $T_{мах}/T_{ном}=2,5$.

Общее передаточное отношение привода

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n} = \frac{1440}{25} = 57,60.$$

Схема механического привода (рис. 1.11) состоит из двухступенчатого цилиндрического редуктора и двух открытых передач: ременной и цепной. Примем передаточное отношение открытой ременной передачи $i_{рем}=2$ и открытой цепной передачи $i_{ц}=2$. Тогда передаточное отношение двухступенчатого редуктора:

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{рем} i_{ц}} = \frac{57,60}{2 \cdot 2} = 14,40.$$

Распределяем $i_{ред}$ между передачами редуктора, образующими быстроходную и тихоходную ступени.

Для двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме на основании рекомендаций (1.15):

а) передаточное отношение тихоходной ступени (закрытой раздвоенной цилиндрической зубчатой передачи)

$$i_T = 0,88 \sqrt{i_{ред}} = 0,88 \sqrt{14,40} = 3,34;$$

б) передаточное отношение быстроходной ступени (закрытой нераздвоенной цилиндрической зубчатой передачи)

$$i_B = i_{ред} / i_T = 14,40 / 3,34 = 4,31.$$

Полученные передаточные отношения i_T и i_B находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической зубчатой передачи (одной пары), установленной в закрытом корпусе (см. табл. 1.2).

Определим частоты вращения валов редуктора, а также вращающий T и крутящий M_k моменты в различных сечениях этих валов.

Вал двигателя. Частота вращения $n_{ном}=1440 \text{ мин}^{-1}$. Требуемый вращающий момент на валу двигателя

$$T_{треб} = 9550 P_{треб} / n_{ном} = 9550 \cdot 7,23 / 1440 = 47,95 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Быстроходный вал I редуктора. На входном конце быстроходного вала редуктора закреплен ведомый шкив открытой ременной передачи, а шестерня цилиндрической зубчатой передачи (быстроходной ступени редуктора) выполнена за одно целое с валом.

Так как между двигателем и редуктором расположена открытая ременная передача, то частота вращения быстроходного вала I

$$n_I = n_{ном} / i_{рем} = 1440 / 2 = 720 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения ведомого шкива n_2 открытой ременной передачи и шестерни 1 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{1Б}$:

$$n_2 = n_{1Б} = n_I = 720 \text{ мин}^{-1}.$$

Нагружение вала I соответствует расчетной схеме 2Б (рис. 1.5).

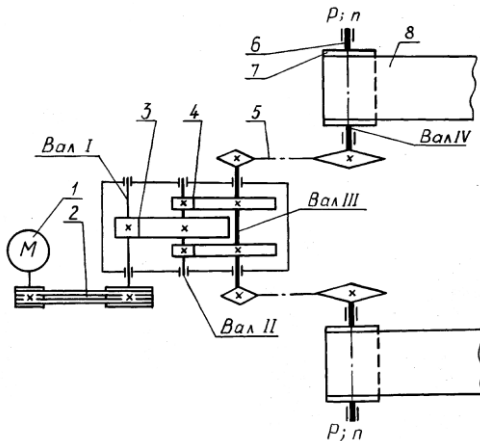


Рис.1.11. Схема механического привода:
 1 – двигатель; 2 – открытая ременная передача (клиноременная);
 3 – закрытая цилиндрическая зубчатая передача (быстроходная ступень редуктора); 4 – закрытая раздвоенная цилиндрическая зубчатая передача (тихоходная ступень редуктора); 5 – открытая цепная передача (с приводной роликовой цепью); 6 – приводной вал барабана; 7 – барабан; 8 – лента (тяговый элемент) конвейера

Передача вращающего момента T_I происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки ведомого шкива открытой ременной передачи на входном конце вала (сечение С посередине ведомого шкива) до середины шестерни быстроходной ступени редуктора (сечение D). При этом вращающий момент T_I в сечении С:

$$T_{IC} = T_{мред} i_{рем} \eta_{рем} = 47,95 \cdot 2 \cdot 0,95 = 91,11 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из условия равновесия вала I (т.е. его равномерного вращения) определяем вращающий момент $T_{1Б}$ на шестерне быстроходной ступени редуктора:

$$T_{1Б} = T_{IC} = 91,11 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При этом момент $T_{1Б}$ является для вала I внешним вращающим моментом T_{ID} в сечении D, т.е. $T_{ID} = T_{1Б} = 91,11 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, при нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями С и D, в которых крутящий момент $M_{кI}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIC} = T_{IC} = 91,11 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{кID} = T_{ID} = 91,11 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При этом $M_{кIC} = M_{кID}$.

Промежуточный вал II редуктора. Промежуточный вал редуктора не имеет выходных концов. На нем закреплено насадное цилиндрическое колесо быстроходной ступени редуктора и расположены две шестерни раздвоенной тихоходной ступени редуктора. Одна шестерня выполняется за одно целое с валом II, а вторая – насадного исполнения (с целью обеспечения установки цилиндрического колеса быстроходной ступени редуктора).

Частота вращения вала II

$$n_{II} = n_I / i_B = 720 / 4,31 = 167 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения шестерен 1 раздвоенной тихоходной ступени редуктора (индекс Т) $n_{1Т}$ и цилиндрического колеса 2 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{2Б}$:

$$n_{1Т} = n_{2Б} = n_{II} = 167 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на цилиндрическом колесе 2 быстроходной ступени редуктора

$$T_{2Б} = T_{1Б} i_B \eta_{з,ц} = 91,11 \cdot 4,31 \cdot 0,97 = 380,90 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Нагружение вала II соответствует расчетной схеме 4П (рис. 1.6).

Передача вращающего момента вдоль оси вала II происходит условно от середины цилиндрического колеса 2 быстроходной ступени (сечение С) до середины каждой шестерни 1 раздвоенной тихоходной ступени редуктора (сечения D). Из условия равновесия вала II

$$T_{2Б} = 2T_{1Т}.$$

Отсюда вращающий момент T_{1T} на каждой шестерне 1 раздвоенной тихоходной ступени редуктора

$$T_{1T} = T_{2B} / 2 = 380,90 / 2 = 190,45 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

В сечении С вал II скручивает внешний вращающий момент $T_{1IC} = T_{2B} = 380,90 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В каждом сечении D вал II скручивает внешний вращающий момент $T_{1ID} = T_{1T} = 190,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При этом $T_{1ID} = T_{1IC} / 2$.

Таким образом, при нагружении промежуточного вала II редуктора кручению подвергаются участки вала от сечения С до каждого из сечений D. В этих сечениях крутящий момент $M_{кII}$ (внутренний силовой фактор): в сечении С $M_{кIC} = T_{1IC} = 380,90 \text{ Н}\cdot\text{м}$; в сечениях D $M_{кID} = T_{1ID} = 190,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При этом $M_{кIC} = 2M_{кID}$.

Тихоходный вал III редуктора. Тихоходный вал редуктора имеет два выходных конца. В средней части вала закреплены два цилиндрических колеса раздвоенной тихоходной ступени редуктора, а на выходных концах вала установлены ведущие звездочки открытых цепных передач.

Частота вращения вала III

$$n_{III} = n_{II} / i_7 = 167 / 3,34 = 50 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения колес 2 раздвоенной тихоходной ступени редуктора (индекс Т) n_{2T} и ведущих звездочек 1 открытых цепных передач n_1 :

$$n_{2T} = n_1 = n_{III} = 50 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на каждом колесе 2 тихоходной раздвоенной ступени редуктора

$$T_{2T} = T_{1T} \cdot i_7 \cdot \eta_{3,4} = 190,45 \cdot 3,34 \cdot 0,97 = 617,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 5Т (рис. 1.7).

Передача вращающего момента вдоль оси вала III происходит условно от середины каждого колеса 2 раздвоенной тихоходной ступени редуктора (сечение С) до середины ближайшей ведущей звездочки 1 открытой цепной передачи, установленной на конце вала III (сечение D). При этом вращающий момент T_1 на каждой ведущей звездочке цепной передачи из условия равновесия вала III

$$T_1 = T_{2T} = 617,02 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Мощность P_1 на каждой ведущей звездочке, необходимая для расчета открытой цепной передачи с приводной роликовой цепью

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550} = \frac{617,02 \cdot 50}{9550} = 3,23 \text{ кВт}.$$

В сечениях С и D вал III скручивается внешними вращающими моментами соответственно $T_{1IC} = T_{2T} = 617,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T_{1ID} = T_1 = 617,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, при нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывают два участка вала условно между сечениями С и D с каждой стороны вала, в которых крутящий момент $M_{кIII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIC} = T_{1IC} = 617,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{кIID} = T_{1ID} = 617,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При этом $M_{кIIC} = M_{кIID}$.

При полученной мощности $P_1 = 3,23 \text{ кВт}$ на каждой ведущей звездочке открытых цепных передач определим, с целью проверки правильности выполненных расчетов, мощность P на каждом барабане:

$$P = P_1 \eta_y \eta_{II} = 3,23 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 3 \text{ кВт},$$

что соответствует заданной потребляемой мощности на каждом барабане.

Частота вращения приводных валов барабанов

$$n = \frac{n_{III}}{i_y} = \frac{50}{2} = 25 \text{ мин}^{-1},$$

что также соответствует требуемой частоте вращения барабанов.

Расчет привода выполнен правильно.

2. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

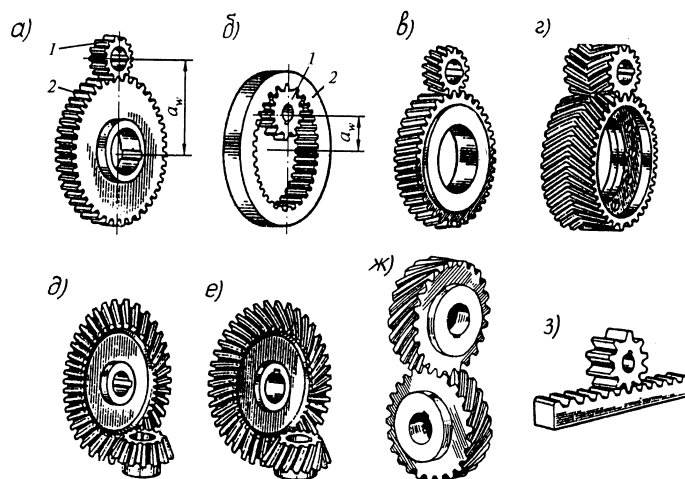
2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатая передача предназначена для передачи или преобразования движения за счёт зацепления пары зубчатых колёс с изменением скоростей и моментов. Применяется для передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые передачи между валами с параллельными осями выполняют с цилиндрическими зубчатыми колёсами с прямыми, косыми или шевронными зубьями (рис. 2.1, а...е). Эти передачи называют цилиндрическими. Существуют цилиндрические передачи внешнего зацепления (рис. 2.1, а, в, г) и внутреннего зацепления (рис. 2.1, б).

Для передачи механической энергии между валами с пересекающимися осями используют конические зубчатые передачи с прямыми и круговыми зубьями (рис. 2.1, д, е). Разновидностью конических передач являются гипоидные зубчатые передачи, у которых оси валов не пересекаются, а перекрещиваются под углом равным 90° и установлены с некоторым эксцентриситетом (применяются в автотракторном и текстильном машиностроении).

Для валов с перекрещивающимися осями возможно использование зубчато-винтовой передачи (рис. 2.1, ж). Однако перекрестное расположение осей валов приводит к точечному контакту зубьев на начальных цилиндрах и большому скольжению в зацеплении, что является основной причиной износа и заедания даже при небольших нагрузках. Поэтому зубчато-винтовые передачи применяют в основном в кинематических цепях приборов. В силовых приводах их заменяют червячными передачами.



Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют передачу между зубчатым колесом и рейкой (рис. 2.1, з).

Рис. 2.1. Основные виды зубчатых передач

Достоинства зубчатых передач в сравнении с другими механическими передачами: малые габариты; высокий КПД (97...98%); высокая нагрузочная способность и надёжность; постоянство среднего значения передаточного отношения; сравнительно малые

нагрузки на валы и подшипники; простота обслуживания; возможность применения в широком диапазоне вращающих моментов, скоростей и передаточных отношений.

Недостатки зубчатых передач: повышенные требования к точности изготовления; шум при работе передачи, особенно при больших скоростях; отсутствие компенсации динамических нагрузок по причине высокой жёсткости.

Зубчатые колёса изготавливают нарезанием или накатыванием.

Области применения зубчатых передач: коробки передач автомобилей, тракторов, транспортных и дорожно-строительных машин; крановые механизмы (подъёма груза, поворота, изменения вылета стрелы и передвижения); коробки скоростей станков; механические приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторов, прокатных станов, а также других ведомых машин.

Зубчатая пара (передача) обычно состоит из двух зубчатых колёс 1 и 2 (рис. 2.1, а, б). Меньшее из пары зубчатое колесо называют шестерней, а большее - колесом. Термин "зубчатое колесо" является общим.

Зубчатые передачи могут быть понижающими (ведущей является шестерня, ведомым – колесо) и повышающими (ведущим является колесо, ведомой – шестерня). Узел, состоящий из отдельного корпуса с понижающими передачами, называется редуктором, с повышающими передачами – мультипликатором. Коробки передач транспортных средств и скоростей содержат как понижающие, так и повышающие передачи и обеспечивают ступенчатое изменение частоты вращения ведомого вала в зависимости от числа ступеней и включенной ступени.

2.2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ГЕОМЕТРИИ И КИНЕМАТИКЕ

2.2.1. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цилиндрические зубчатые передачи выполняют с внешним зацеплением (рис. 2.1, а, в, г) и внутренним (рис. 2.1, б). Цилиндрические передачи с внешним зацеплением получили наибольшее распространение. Поэтому далее мы будем рассматривать только эти передачи.

Линии пересечения боковых поверхностей зубьев с любой круговой цилиндрической поверхностью, соосной с начальной, называют линиями зубьев. Если линии зубьев параллельны оси зубчатого колеса, то его называют прямозубым, а передачу – цилиндрической прямозубой (рис. 2.2, б). Если эти линии винтовые постоянного шага, то зубчатое колесо называют косозубым, а передачу – цилиндрической косозубой (рис. 2.2, в). У косозубых зубчатых колёс зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, как у прямозубых, а составляют с ней некоторый угол β . С увеличением угла β наклона зуба повышается нагрузочная способность косозубой передачи, но возрастает осевая сила, действующая на опоры валов. Поэтому угол β в косозубой передаче ограничивают принимая $\beta = 8...22^\circ$ (в коробках передач автомобилей с целью уменьшения шума угол β увеличивают до $40...45^\circ$).

Разновидностью косозубых зубчатых колёс являются шевронные зубчатые колёса: без канавки (рис. 2.2, г) и канавкой для выхода инструмента (рис. 2.2, д). Передачи с шевронными зубчатыми колёсами называют цилиндрическими шевронными. К шевронным передачам относятся и раздвоенные косозубые ступени с противоположным направлением зубьев на полушевронах (рис. 2.2, е).

На шевронном зубчатом колесе осевые силы взаимно уравниваются и не нагружают опоры вала. Поэтому для шевронных передач принимают $\beta = 25...40^\circ$ (в мощных редукторах – до 45°).

Профили зубьев зубчатых колёс должны быть такими, чтобы обеспечивалось постоянство передаточного отношения

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Этому условию наилучшим образом удовлетворяет эвольвентный профиль.

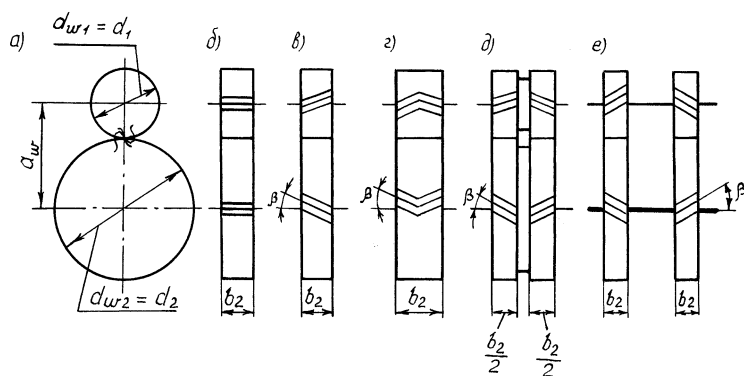


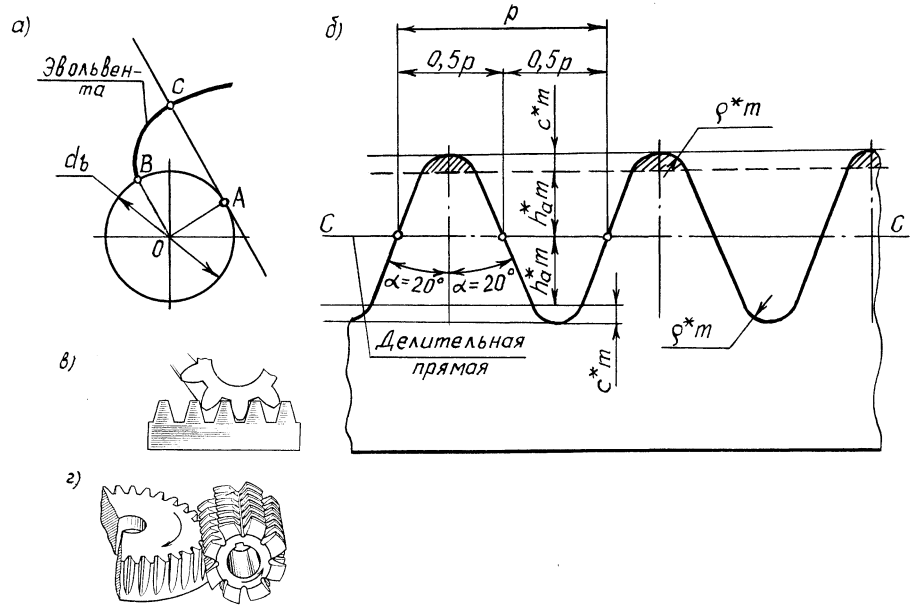
Рис. 2.2. Цилиндрические зубчатые передачи

Как известно, эвольвента круга – это кривая переменной кривизны, очерчиваемая точкой С отрезка АС при его качении без скольжения по окружности диаметром d_b (рис. 2.3, а). Эту окружность называют основной. Так как при качении без скольжения отрезка АС по основной окружности точка С совпадает с точкой В, то длина отрезка АС равняется длине дуги АВ. Отрезок АС является радиусом кривизны эвольвенты в точке С.

Эвольвентный профиль допускает простое нарезание зубьев инструментом с прямолинейными режущими кромками. При этом одним инструментом нарезают зубчатые колёса одного модуля с различным числом зубьев.

Наиболее распространенным методом нарезания цилиндрических зубчатых колёс является метод огибания с помощью рейки-гребёнки (рис. 2.3, в) и червячной фрезы (рис. 2.3, г). Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления инструмента реечного типа с заготовкой на зуборезном станке. Инструменту дополнительно сообщается движение, обеспечивающее процесс резания.

Рис. 2.3. Эвольвента круга (а), инструментальная рейка (б) и способы нарезания зубьев методом огибания: рейкой – гребенкой (в) и червячной фрезой (г)



Зуборезный инструмент

реечного типа профилируют по контуру так называемой инструментальной рейки. На рис. 2.3, б сплошной линией показан производящий контур инструментальной рейки. Прямая С-С, для которой толщина зуба равна ширине впадины, называется делительной прямой рейки.

Часть инструментальной рейки, ограниченная на рис. 2.3, б штриховой линией, называется исходным контуром рейки. Эвольвентную часть зуба нарезает только исходный контур, а часть зуба рейки выше исходного контура (на рис. 2.3, б заштрихована) образует галтель зуба и соответствующую глубину впадины нарезаемого зубчатого колеса.

В целях унификации эвольвентных зубчатых колёс параметры исходного контура рейки стандартизированы (ГОСТ 13755-81):

$\alpha = 20^\circ$ - угол профиля;

$h_a^* = h_a / m = 1$ - коэффициент высоты головки зуба (здесь h_a - высота головки зуба; m - модуль);

$c^* = c / m = 0,25$ - коэффициент радиального зазора (c - радиальный зазор);

$\rho_f^* = \rho_f / m = 0,38$ - коэффициент радиуса скругления у корня (основания) зуба (ρ_f - радиус скругления у основания зуба).

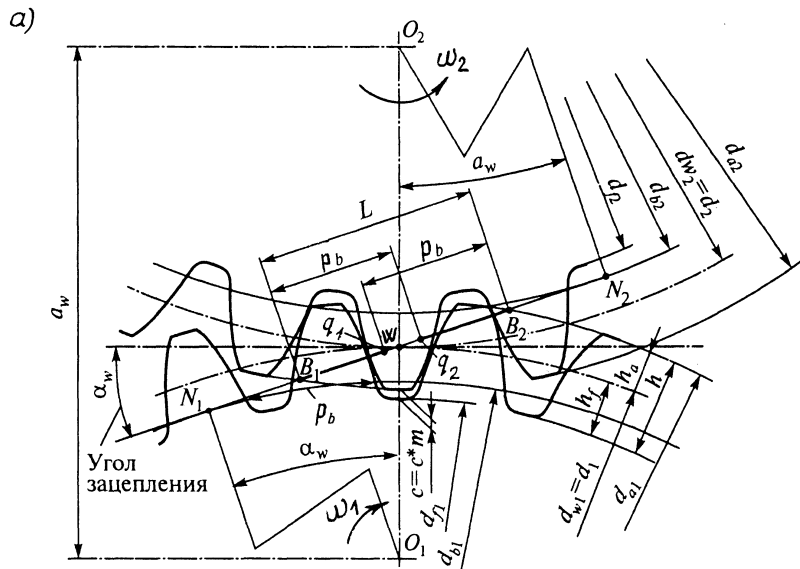
В технической литературе находит применение коэффициент $h^* = h / m = 2,25$, называемый коэффициентом высоты зуба (здесь h - высота зуба).

Геометрия и основные параметры зубчатого зацепления цилиндрических прямозубых зубчатых колёс. Рассмотрим эвольвентное зацепление прямозубой цилиндрической зубчатой передачи (рис. 2.4, а). Центры O_1 и O_2 основных окружностей диаметрами d_{b1} и d_{b2} расположены на расстоянии a_w друг от друга. При повороте эвольвент (т.е. зубьев) точка их касания перемещается по прямой N_1N_2 , называемой линией зацепления. Линия зацепления является общей касательной к двум основным окружностям, а в точке касания эвольвент – нормалью к ним.

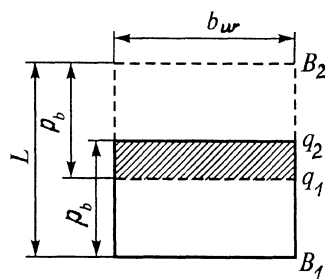
Точку W пересечения линии зацепления N_1N_2 с линией центров O_1O_2 называют полюсом зацепления. Окружности, концентричные основным окружностям, проходящие через полюс зацепления W , при обеспечении касания эвольвент перекачиваются друг по другу без скольжения: они являются центроидами и их называют начальными окружностями с диаметрами d_{w1} и d_{w2} .

Угол, образованный линией зацепления и прямой, перпендикулярной к линии центров (межосевой линии), называют углом зацепления α_w .

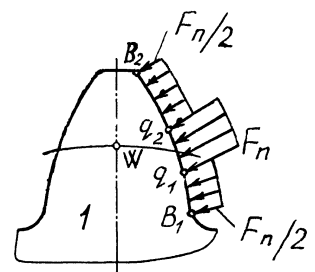
Рис. 2.4. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача нарезанная без смещения режущего инструмента:
а – эвольвентное зацепление;
б – поле зацепления;
в – распределение нагрузки на боковой (активной) поверхности зуба



д)



в)



Так как радиусы основных окружностей – это перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2 , опущенные из центров O_1 и O_2 на их общую касательную, то из прямоугольных треугольников O_1N_1W и O_2N_2W :

$$\frac{d_{b1}}{2} = \frac{d_{w1}}{2} \cos \alpha_w; \quad \frac{d_{b2}}{2} = \frac{d_{w2}}{2} \cos \alpha_w$$

или $d_{b1} = d_{w1} \cos \alpha_w$; $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_w$.

Соответственно шаги связаны зависимостью $p_b = p_w \cos \alpha_w$.

При вращении шестерни 1 по часовой стрелке (см. рис. 2.4, а) контакт одной пары зубьев начинается в точке B_1 и заканчивается в точке B_2 . Отрезок B_1B_2 линии зацепления N_1N_2 носит название активной линии зацепления. Длину её обозначают L . Точки B_1 и B_2 находят пересечением линии зацепления N_1N_2 окружностей вершин соответственно шестерни 1 и колеса 2. Таким образом, длина L активной линии зацепления зависит от высоты головок зубьев или, иначе, от диаметров окружностей вершин d_{a1} и d_{a2} . Размеры высоты головок зубьев могут быть большими, чем показаны на рис. 2.4, а, но не должны выходить за пределы окружностей, описанных из центров O_1 и O_2 , проходящих через точки N_1 и N_2 . Отрезок N_1N_2 определяет предельную длину линии зацепления:

$$N_1N_2 = a_w \sin \alpha_w.$$

Так как линия зацепления N_1N_2 не меняет своего положения при вращении зубчатых колёс и всё время проходит через полюс зацепления W , то передаточная функция (передаточное отношение) i от зубчатого колеса 1 к зубчатому колесу 2, равная $i = \omega_1/\omega_2 = O_2W/O_1W$ при их вращении остаётся постоянной.

Если записать

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}},$$

то из этого следует вывод, что передаточное отношение i не зависит от угла зацепления α_w , а только от диаметров d_{b1} и d_{b2} основных окружностей. Поэтому при изменении межосевого расстояния a_w зубчатой пары передаточное отношение i не изменяется, если при этом сохранены диаметры основных окружностей.

Таким образом, угол зацепления α_w сопряжённых эвольвентных зубчатых колёс определяется только после их сборки.

При расчёте параметров зубчатой передачи с эвольвентным зацеплением параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса – индекс 2. Кроме того, различают индексы, относящиеся: w - к начальной поверхности или к окружности; b - к основной поверхности или к окружности; a - к поверхности или к окружности вершин и головок зубьев; f - к поверхности или к окружности впадин и ножек зубьев. Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

В качестве основного параметра зубчатого зацепления прямозубой передачи принят модуль зубьев m (мм):

$$m = p/\pi,$$

где p - окружной делительный шаг (равный шагу исходной зубчатой рейки).

Окружной делительный шаг p измеряется на дуге делительной окружности шестерни и колеса. На делительной окружности зубчатого колеса, нарезанного без смещения инструмента, толщина зуба равна ширине впадины, а их сумма равна шагу p . Делительная окружность зубчатого колеса является базой для определения формы и размеров зубьев.

При нарезании прямозубых зубчатых колёс режущим инструментом, например, червячной фрезой или долбяком методом огибания, кинематическая цепь зуборезного станка настраивается так, чтобы делительная прямая рейки С-С (рис. 2.3, б) катилась по делительной окружности нарезаемого зубчатого колеса и являлась начальной прямой. В данном случае зубчатые колеса будут нарезаны без смещения и делительный шаг у них будет равен делительному шагу p рейки.

Тогда параметры цилиндрической прямозубой передачи, состоящей из шестерни 1 и колеса 2, нарезанных без смещения режущего инструмента, при $h_a^* = h_a/m = 1$ и $c^* = c/m = 0,25$:

диаметры делительных окружностей (делительные диаметры)

$$d_{1(2)} = mz_{1(2)};$$

высота головки зуба

$$h_{a1(2)} = h_a^* m = m;$$

диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2m;$$

высота ножки зуба

$$h_{f1(2)} = (h_a^* + c^*) m = (1 + 0,25)m = 1,25m;$$

диаметры окружностей впадин зубьев

$$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2,5m;$$

угол зацепления

$$\alpha_w = \alpha = 20^\circ;$$

диаметры начальных окружностей (начальные диаметры)

$$d_{w1(2)} = d_{1(2)};$$

диаметры основных окружностей (основные диаметры)

$$d_{b1(2)} = d_{w1(2)} \cos \alpha_w;$$

межосевое расстояние

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2).$$

Значение a_w принимают из ряда предпочтительных чисел $Ra40$.

Особенности зацепления прямозубой цилиндрической зубчатой пары. При вращении прямозубых зубчатых колёс зубья касаются по прямой линии, называемой линией контакта. Эта линия перемещается в поле зацепления, представляющего собой прямоугольник со сторонами L и b_w (рис. 2.4, б), где L - длина активной линии зацепления, а b_w - рабочая

ширина передачи. Пусть в поле зацепления находятся две пары зубьев: одна пара B_1 в начале поля зацепления и вторая пара q_2 в средней части поля (при этом $p_b < L$). При вращении зубчатых колёс линии контакта зубьев движутся от точки B_1 к точке B_2 в направлении стрелки (рис. 2.4, б). Когда вторая пара зубьев придёт на границу поля (точка B_2), первая пара займёт положение q_1 . При дальнейшем движении на участке q_1q_2 (заштрихован) зацепляется только одна пара зубьев. Когда пара зубьев B_1 займёт положение q_2 , в этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнётся двухпарное зацепление. Зона однопарного зацепления располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления W (см. рис. 2.4, а). В зоне однопарного зацепления зуб передаёт полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного зацепления – приблизительно половину нагрузки F_n (рис. 2.4, в). Наличие зоны однопарного зацепления снижает нагрузочную способность прямозубой передачи и является одним из существенных её недостатков. Размер зоны однопарного зацепления зависит от величины коэффициента торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = L/p_b \cdot$$

По условию непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть $\varepsilon_\alpha > 1$.

Смещение инструмента при нарезании зубьев прямозубых цилиндрических зубчатых колёс. Как уже указывалось ранее, при нарезании зубчатых колёс реечным инструментом методом обкатки наибольшее распространение получил метод огибания. При реечном инструменте кинематическая цепь зуборезного станка настраивается таким образом, чтобы начальная прямая рейки С-С (рис. 2.3, б) катилась по делительной окружности нарезаемого зубчатого колеса (рис. 2.5, а). В зависимости от положения реечного инструмента относительно заготовки зубчатого колеса начальной прямой может быть делительная прямая инструментальной рейки (рис. 2.5, а) или некоторая прямая, параллельная делительной прямой С-С рейки и смещённая относительно её на величину $\pm xm$, где x - коэффициент смещения исходного контура (рис. 2.5, б). Положительным считают смещение делительной прямой С-С исходного контура от центра нарезаемого зубчатого колеса ($+xm$), отрицательным – к центру ($-xm$).

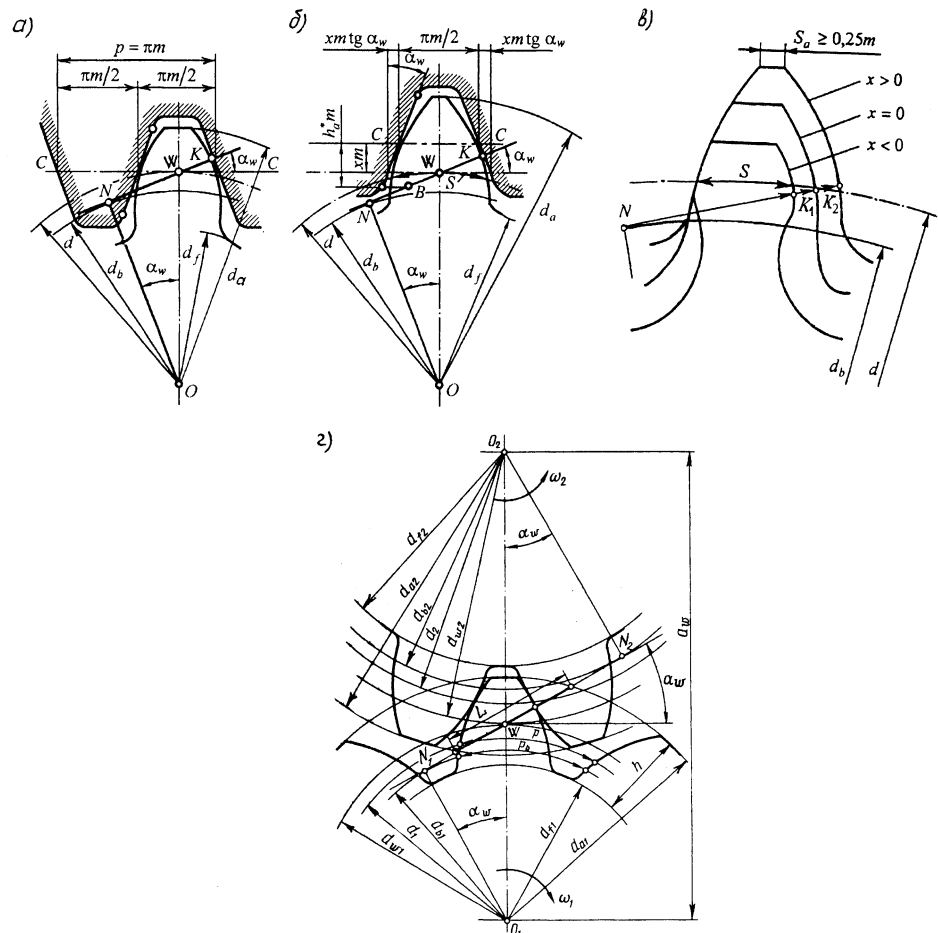


Рис. 2.5. К смещению инструмента при нарезании зубьев [4]:

- а, б – станочное зацепление реечного инструмента с нарезаемым зубчатым колесом:**
- а – без смещения;**
- б – со смещением, равным $+xm$;**
- в – форма зуба в зависимости от коэффициента смещения x инструмента;**
- г – зубчатое зацепление при смещении $x_1 > 0$ и $x_2 > 0$**

При положительном

смещении исходного контура рейки ($x > 0$) увеличиваются диаметры окружностей вершин зубьев d_a и впадин d_f :

$$d_a = d + 2m + 2xm; \quad d_f = d - 2,5m + 2xm.$$

Диаметры делительной d и основной d_b окружностей остаются без изменения, так как не изменяется число зубьев z . При $x > 0$ толщина зуба S по делительной окружности увеличивается на величину $2xmtg\alpha_w$ (рис. 2.5, б):

$$S = \pi m / 2 + 2xmtg\alpha_w.$$

Зубчатые колёса с положительным смещением имеют более толстые основания зубьев и большие радиусы кривизны эвольвент профиля (см., например, рис. 2.5, в, где $NK_2 > NK_1$). Это увеличивает несущую способность передачи, исключает подрезание зубьев у основания при малом числе зубьев.

Недостаток положительного смещения – уменьшение толщины S_a вершин зубьев. При больших смещениях возможно недопустимое заострение вершины зуба $S_a < 0,25m$.

Отрицательное смещение инструмента ($x < 0$) сопровождается явлениями обратного характера. У зубчатых колёс с малым числом зубьев возможно их подрезание при отрицательном смещении, т.е. срезание части эвольвенты вблизи основной окружности (см. рис. 2.5, в).

На практике применяют два типа передач со смещением:

1. Передачи со смещением $x_1 > 0$, $x_2 = -x_1$, $x_1 + x_2 = 0$ (равносмещенные) применяют при больших i и малых z_1 . Одинаковые по значению, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. При этом делительный шаг p и длина делительной окружности $\pi d = pz$ остаются без изменения. Делительные окружности соприкасаются и являются начальными, как в передаче без смещения: $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$. Не изменяются также межосевое расстояние a_w и угол зацепления α_w :

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = a = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad \alpha_w = \alpha = 20^\circ.$$

Изменяется только соотношение высот головок h_a и ножек h_f зубьев, которые определяют при коэффициентах смещения x_1 и x_2 , подставляемых со своими знаками:

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m; \quad h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (h_a^* - x_1)m;$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m; \quad h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m = (h_a^* + c^* + x_1)m;$$

где $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$.

Тогда диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}.$$

Для прямозубой передачи при $z_1 < 17$ с целью исключения подрезания зубьев и повышения их изгибной прочности принимают:

$$x_1 = (17 - z_1) / 17 \leq 0,6; \quad x_2 = -x_1.$$

Равносмещённые передачи иначе называют передачами с высотной модификацией зацепления.

2. Передачи со смещением $x_1 > 0$, $x_2 > 0$ и $x_1 + x_2 > 0$ применяют для повышения нагрузочной способности. При этом увеличиваются радиусы кривизны профилей зубьев и толщина зуба у основания (рис. 2.5, в). При нарезании зубьев шестерни и колеса с положительным смещением их делительная толщина больше $p/2$ (рис. 2.5, б). Поэтому делительные окружности не могут соприкоснуться. Вследствие этого оси колёс раздвигают и начальными становятся новые окружности, большие, чем делительные ($d_{w1} > d_1$, $d_{w2} > d_2$; см. рис. 2.5, в). Межосевое расстояние a_w увеличивается:

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) > a = 0,5(d_1 + d_2).$$

При этом увеличивается и угол наклона линии зацепления N_1N_2 , как общей касательной к основным окружностям, т.е. увеличивается угол зацепления $\alpha_w > \alpha = 20^\circ$. Поэтому данную модификацию зацепления называют угловой. Предельные значения коэффициентов сме-

щения при угловой модификации ограничиваются заострением зубьев ($S_a \geq 0,25m$), появлением интерференции (взаимного внедрения) профилей при работе, а также уменьшением коэффициента перекрытия ($\varepsilon_\alpha \geq 1,2$). Подробнее см. [5], [6], [8].

Особенности геометрии цилиндрических косозубых и шевронных зубчатых колес. Зубья косых и шевронных зубчатых колес наклонены под углом β к образующей делительного цилиндра, хотя оси зубчатых колёс при этом остаются параллельными (рис. 2.6, а). Направление наклона линии зуба определяют глядя на цилиндрическую поверхность венца зубчатого колеса. Если зуб поднимается справа налево, то такое направление линии зуба считают левым. Для зуба, поднимающегося слева направо, направление линии зуба считают правым. На рис. 2.6, а у шестерни левое направление линии зуба (т.е. зуб левый), у колеса – правое (т.е. зуб правый).

Зубья косых и шевронных зубчатых колес нарезают тем же инструментом, что и прямозубых. Получение наклона зуба обеспечивается дополнительным поворотом оси червячной фрезы относительно торцевой плоскости $t-t$ нарезаемого зубчатого колеса на угол β (рис. 2.6, б). При нарезании червячную фрезу перемещают по направлению линий зубьев косозубого зубчатого колеса. Поэтому в плоскости $n-n$, нормальной к направлению линии зуба, все размеры зуба стандартные.

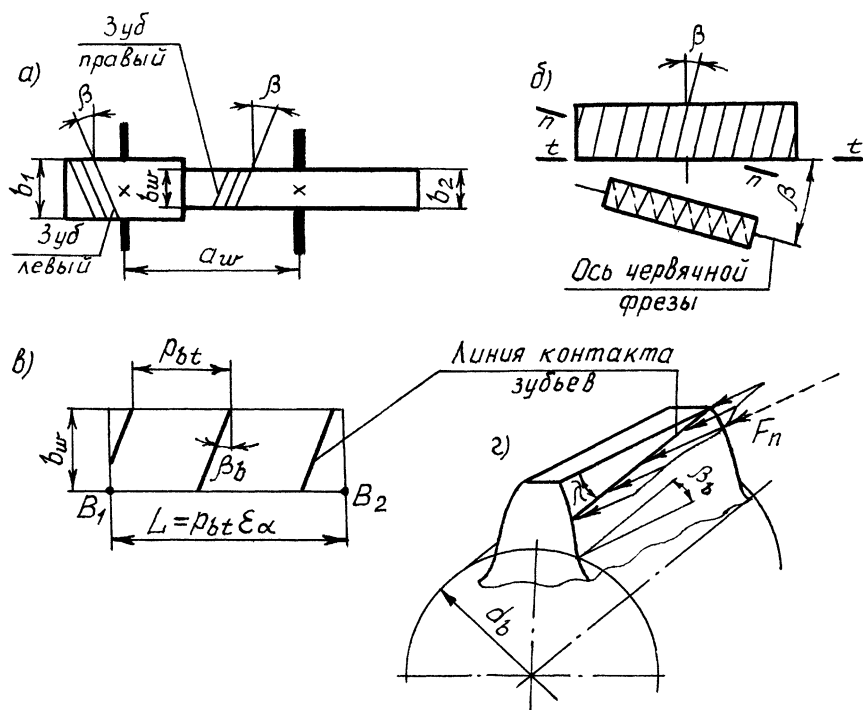


Рис. 2.6. Цилиндрическая косозубая зубчатая передача:
 а – схема передачи;
 б – установка червячной фрезы при нарезании косых зубьев; в – поле зацепления зубьев; г – расположение линии контакта на боковой поверхности косоугого зуба и распределение вдоль неё нагрузки

У пары сопряжённых зубчатых колёс с внешним зацеплением углы β наклона линий зубьев равны, но противоположны по направлению.

В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Расположение линий контакта зубьев в поле зацепления косозубой цилиндрической передачи показано на рис. 2.6, в. Зубья, по мере захода их в поле зацепления, нагружаются постепенно, а в зацеплении всегда находится не менее двух пар зубьев. При этом уменьшение длины контактной линии одной пары зубьев сопровождается приращением длины контактной линии другой пары. В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления. Передача нагрузки большим числом контактных линий снижает шум и динамические нагрузки. Чем больше угол β наклона линии зуба, тем выше плавность зацепления. Однако увеличение угла β ведёт к росту осевой составляющей нормальной силы F_n в зацеплении, нагружающей опоры и валы передачи.

На боковой поверхности колеса зуба линия контакта располагается под углом λ (рис. 2.6, з). По линии контакта нагрузка распределяется неравномерно, имея максимум на средней линии зуба. Это связано с тем, что при зацеплении серединами, косые зубья обладают повышенной изгибной жёсткостью. По этой причине коэффициент динамической нагрузки косозубых зубчатых колёс меньше, чем у прямозубой передачи.

Линия контакта на боковой поверхности косо́го зуба у ведомого зубчатого колеса перемещается от вершины зуба к основанию, сначала увеличиваясь по длине, а затем уменьшаясь. У ведущего зубчатого колеса всё происходит в обратном направлении.

На рис. 2.7 изображены цилиндрическое косозубое эвольвентное зубчатое колесо и его сечения: $n-n$ – нормальное к направлению линий зубьев и $t-t$ – торцовое или окружное (параллельное торцу зубчатого колеса). Форма зубьев и шаг их, измеренный по делительному цилиндру в этих сечениях, различны. Делительный шаг зубьев в сечении $n-n$ называют нормальным и обозначают p_n , в сечении $t-t$ – окружным и обозначают p_t . При этом

$$p_t = p_n / \cos \beta.$$

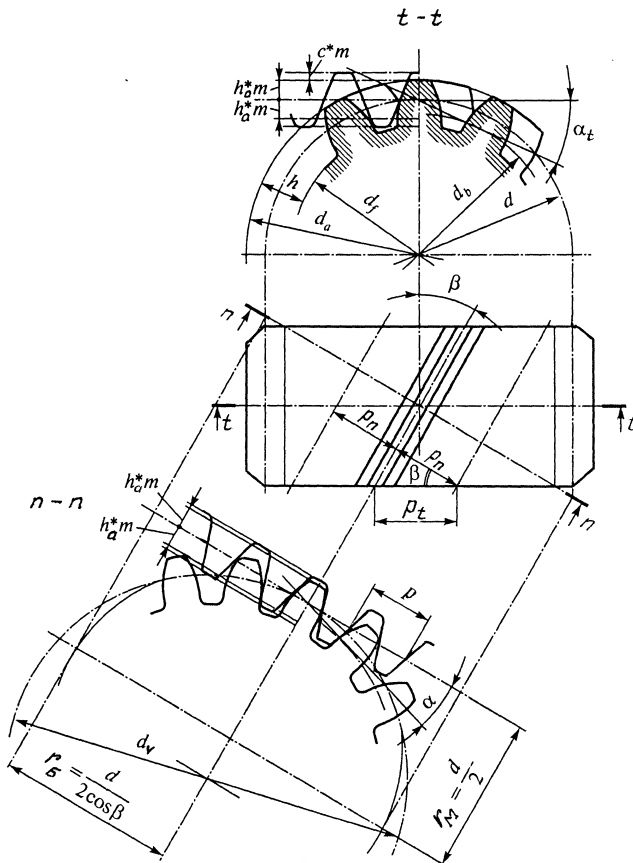
Различны в этих сечениях и модули зацепления: нормальный $m_n = p_n / \pi$ и окружной $m_t = p_t / \pi$.

Эти модули связаны между собой зависимостью

$$m_t = m_n / \cos \beta.$$

Нормальный модуль m_n (иногда его обозначают m) должен соответствовать стандарту при нарезании прямозубой рейкой, червячной фрезой или косозубым долбяком. Окружной модуль m_t при этом может быть нестандартным (произвольным).

Высота h косо́го зуба в сечениях $n-n$ и $t-t$ одинакова.



Форма косо́го зуба в сечении $n-n$ определяется формой режущего инструмента, как и в прямозубом зубчатом колесе. При этом нормальный шаг p_n косозубого зубчатого колеса равен шагу p исходной зубчатой рейки.

Рис. 2.7. Косозубое зубчатое колесо и понятие эквивалентного прямозубого цилиндрического зубчатого колеса

В сечении $t-t$ цилиндрическое косозубое зубчатое колесо имеет теоретически точный эвольвентный профиль, что обеспечивает торцовую картину зацепления в косозубой передаче, совпадающую по характеру с зацеплением прямозубой эвольвентной передачи с модулем $m = m_t$ (рис. 2.4, а). При этом следует заменить угол зацепления α_w на угол α_{tw} , где для косозубой передачи без смещения

$$\alpha_{tw} = \alpha_t; \quad \alpha_t = \arctg(\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta).$$

Таким образом, в торцовом сечении $t-t$ косозубое зубчатое колесо можно рассматривать как прямозубое с модулем m_t

и углом зацепления α_t .

Геометрические размеры цилиндрических косозубых эвольвентных зубчатых колес определяют в торцовом сечении $t-t$. Расчёт проводят по приведённым выше формулам для цилиндрических прямозубых зубчатых колес, в которые необходимо подставить торцовые значения модуля m_t и коэффициентов: высоты головки зуба h_{at}^* , радиального зазора c_t^* и смещения x_t . Согласно рекомендации профессора Г.Б. Иосилевича параметры в торцовом $t-t$ и нормальном $n-n$ сечениях связаны между собой соотношениями:

$$m_t = m_n / \cos \beta; \quad h_{at}^* = h_a^* \cos \beta;$$

$$c_t^* = c^* \cos \beta; \quad x_t = x \cos \beta.$$

Запишем высоты головок $h_{a1(2)}$ и ножек $h_{f1(2)}$ зубьев шестерни 1 и колеса 2 цилиндрической косозубой передачи, выполненной с высотной модификацией зацепления:

$$\begin{aligned} h_{a1} &= (h_a^* + x_{t1})m_t = (h_a^* \cos \beta + x_1 \cos \beta)(m_n / \cos \beta) = (h_a^* + x_1)m_n; \\ h_{a2} &= (h_a^* + x_{t2})m_t = (h_a^* \cos \beta + x_2 \cos \beta)(m_n / \cos \beta) = (h_a^* + x_2)m_n; \\ h_{f1} &= (h_a^* + c_t^* - x_{t1})m_t = (h_a^* \cos \beta + c^* \cos \beta - x_1 \cos \beta)(m_n / \cos \beta) = (h_a^* + c^* - x_1)m_n; \\ h_{f2} &= (h_a^* + c_t^* - x_{t2})m_t = (h_a^* \cos \beta + c^* \cos \beta - x_2 \cos \beta)(m_n / \cos \beta) = (h_a^* + c^* - x_2)m_n. \end{aligned}$$

Полученные результаты показывают, что высоты головок $h_{a1(2)}$ и ножек $h_{f1(2)}$ зубьев косозубой цилиндрической передачи можно определить в нормальном сечении $n-n$ косозубых зубчатых колёс, используя формулы для прямозубой цилиндрической передачи.

Диаметр делительной окружности косозубого зубчатого колеса определяют только в торцовом сечении $t-t$:

$$d = m_t z = m_n z / \cos \beta.$$

При числе зубьев косозубой шестерни $z_1 < z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta$ применяют высотную модификацию косозубого зацепления, принимая коэффициенты x_1 и x_2 :

$$x_1 = (17 - z_1) / 17 \leq 0,6; \quad x_2 = -x_1.$$

Тогда параметры цилиндрической косозубой зубчатой передачи с высотной модификацией зацепления, состоящей из шестерни 1 и колеса 2, при $h_a^* = 1$ и $c^* = 0,25$:

$$\begin{aligned} d_1 &= m_t z_1 = m_n z_1 / \cos \beta; \quad d_2 = m_t z_2 = m_n z_2 / \cos \beta; \\ d_{w1} &= d_1; \quad d_{w2} = d_2; \\ h_{a1} &= (h_a^* + x_1)m_n; \quad h_{a2} = (h_a^* + x_2)m_n = (h_a^* - x_1)m_n; \\ h_{f1} &= (h_a^* + c^* - x_1)m_n; \quad h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m_n = (h_a^* + c^* + x_1)m_n; \\ d_{a1} &= d_1 + 2h_{a1}; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; \\ d_{f1} &= d_1 - 2h_{f1}; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}; \\ a_w &= 0,5(d_{w1} + d_{w2}) = a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_t(z_1 + z_2) = 0,5m_n(z_1 + z_2) / \cos \beta; \\ d_{b1} &= d_{w1} \cos \alpha_{tw} = d_1 \cos \alpha_t; \quad d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_{tw} = d_2 \cos \alpha_t. \end{aligned}$$

Цилиндрические косозубые зубчатые передачи с числом зубьев шестерни $z_1 \geq z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta$ изготавливают без смещения режущего инструмента. Параметры передачи без смещения определяют по приведённым выше зависимостям, принимая $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$.

Угловая модификация косозубого зацепления в цилиндрических передачах с внешним зацеплением, как правило, не применяется.

Как уже отмечалось выше, профиль косоугольного зуба в нормальном сечении $n-n$ (рис. 2.7) совпадает с профилем прямозубого зубчатого колеса. При этом прочность косоугольного зуба определяют его размеры и формы в сечении $n-n$. Поэтому расчёт на прочность косозубых зубчатых колёс ведут, используя параметры эквивалентного прямозубого зубчатого колеса с модулем m_n и эквивалентным числом зубьев z_v .

Делительный цилиндр косозубого зубчатого колеса в сечении $n-n$ образует эллипс с полуосями: большой $r_B = d / (2 \cos \beta)$ и малой $r_M = d / 2$.

В эквивалентном цилиндрическом прямозубом зубчатом колесе с диаметром делительной окружности $d_v = 2(r_B^2 / r_M) = d / \cos^2 \beta$ форма зуба близка к форме зуба косозубого зубчатого колеса в нормальном сечении $n-n$. Число зубьев эквивалентного зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев)

$$z_v = z / \cos^3 \beta,$$

где z - действительное число зубьев косозубого зубчатого колеса.

С увеличением угла β наклона линии косоугольного зуба эквивалентные параметры возрастают, способствуя повышению прочности косозубой передачи.

2.2.2. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конические зубчатые передачи (рис. 2.8) применяют для передачи вращения между пересекающимися осями. Наибольшее распространение имеют конические передачи с углом Σ между осями зубчатых колёс равным 90° (так называемые ортогональные передачи).

Конические зубчатые колёса изготавливают с прямыми (рис. 2.8, а) и круговыми (рис. 2.8, б) зубьями.

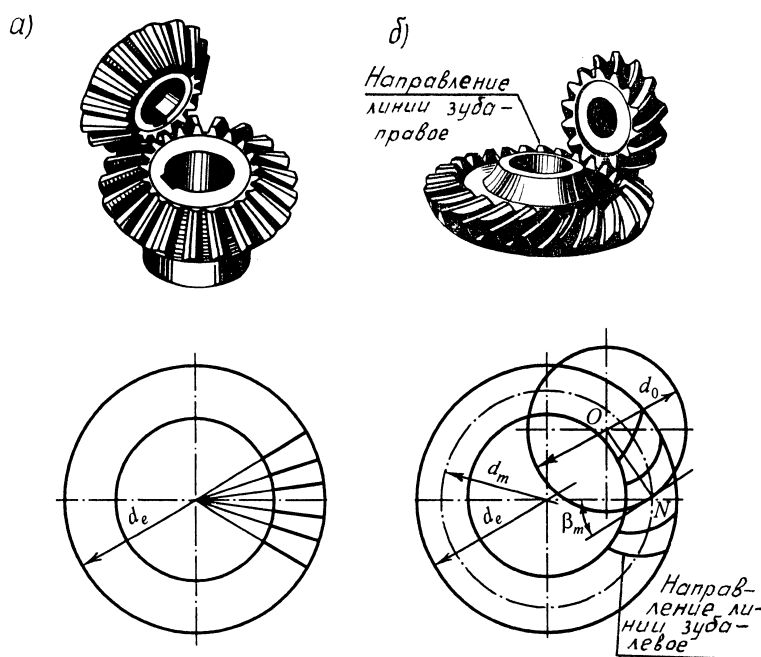


Рис. 2.8. Конические зубчатые передачи

Круговой зуб располагается по дуге окружности, по которой движется инструмент (резцовая головка) при нарезании зубьев (на рис. 2.8, б диаметр этой окружности условно обозначен d_0). Так как угол наклона линии кругового зуба переменный, то в качестве расчётного принимают угол β_m на окружности среднего диаметра d_m зубчатого колеса

(т.е. в среднем сечении по ширине зубчатого венца), как угол между касательной к окружности в точке N и образующей конуса в данной точке.

Для передачи с прямым зубом $\beta_m = 0$, для передачи с круговым зубом $\beta_m = 35^\circ$.

Передачи с прямыми зубьями имеют линейный, а круговыми зубьями – точечный контакт в зацеплении. Круговой зуб повышает плавность работы передачи, контактную прочность и прочность на изгиб, но увеличивает нагрузку на опоры и валы. Так как передачи с круговыми зубьями менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения зубчатых колёс, а их изготовление проще и производится на специальных станках в условиях как массового, так и мелкосерийного производства, то они получили наибольшее распространение в машиностроении. Конические зубчатые колёса с круговыми зубьями, по сравнению с прямозубыми, обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом.

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конической зубчатой передаче являются начальные и делительные конусы. Но так как в конической передаче не применяют угловую модификацию зацепления, а только высотную, или выполняют передачу без смещения, то начальный и делительный конусы зубчатых колёс совпадают. При вращении зубчатых колёс делительные конусы шестерни и колеса катятся друг по другу без скольжения. Угол делительного конуса шестерни обозначают δ_1 , колеса - δ_2 .

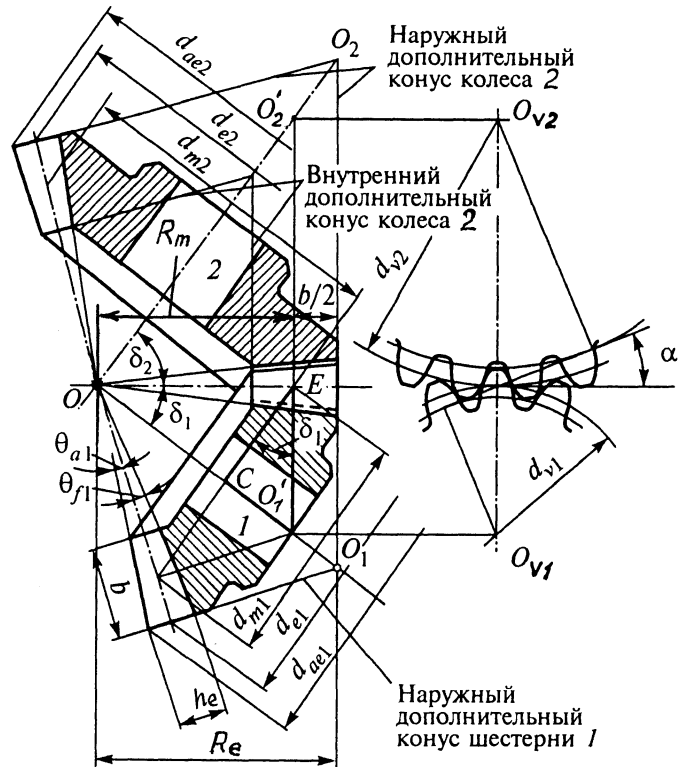
Угол между осями зубчатых колёс

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ.$$

Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов, называют дополнительными конусами. Различают наружный, внутренний и средний дополнительные конусы (рис. 2.9). Образующие среднего дополнительного и делительного конусов пересекаются на середине ширины b зубчатого венца, т.е. средний дополнительный конус расположен на равном расстоянии от внешнего и внутреннего дополнительных конусов.

Сечение зубьев дополнительным конусом называют торцовым сечением. Различают внешнее, внутреннее и среднее торцовые сечения. Размеры, относящиеся к внешнему торцовому сечению, записывают с индексом e , внутреннему - с индексом i и среднему - с индексом m .

Рис. 2.9. Схема к геометрическому расчёту конических зубчатых передач



Размеры во внешнем торцовом сечении удобны для измерения, поэтому их указывают на рабочих чертежах конических зубчатых колёс.

Размеры в среднем торцовом сечении используют при расчётах на прочность.

Углы делительных конусов связаны с их диаметрами, зависящими от числа зубьев z . Согласно рис. 2.9:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_{e2}/2}{d_{e1}/2} = \frac{z_2}{z_1} = u,$$

где u - передаточное число; для понижающей передачи $u = i$.

Тогда: $\delta_2 = \operatorname{arctg} u$; $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$.

Кроме углов делительных конусов δ_1 и δ_2 , к основным геометрическим параметрам конической передачи относят (рис. 2.9):

R_e, R_m - внешнее и среднее конусные расстояния;

d_e, d_m - внешний и средний делительные диаметры;

d_{ae}, d_{fe} - внешние диаметры вершин и впадин зубьев;

Θ_a, Θ_f - угол головки и ножки зуба;

b - ширина зубчатого венца;

$K_{be} = b/R_e$ - коэффициент ширины зубчатого венца (рекомендуется $K_{be} \leq 0,3$; наиболее распространённое значение $K_{be} = 0,285$).

У конического зубчатого колеса высота и толщина зуба, а также окружной шаг меняются по длине зуба. Соответственно меняется и модуль. Поэтому различают внешний окружной модуль m_{te} на внешнем делительном диаметре d_e и средний окружной модуль m_{tm} на среднем делительном диаметре d_m .

Так как $d_e = m_{te}z$, а $d_m = m_{tm}z$, то из соотношения $d_m/d_e = R_m/R_e = (R_e - 0,5b)/R_e$ получаем:

$$d_m = d_e(1 - 0,5K_{be}); \quad m_{tm} = m_{te}(1 - 0,5K_{be}).$$

Для конических зубчатых колёс с прямыми зубьями индекс "t" опускают и модули обозначают m_e и m_m .

В зубчатых колёсах с круговыми зубьями дополнительно оперируют нормальным модулем m_{nm} на середине ширины зубчатого венца (или на середине длины зуба), называемым средним нормальным модулем.

Соотношения между модулями m_{te}, m_{tm} и m_{nm} для зубчатого колеса с круговыми зубьями:

$$m_{tm} = m_{nm} / \cos \beta_m; \quad m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_m}.$$

Для конических зубчатых колёс с прямыми зубьями внешний окружной модуль m_e округляют до стандартного значения (см. табл. 2.10), а средний окружной модуль m_m принимают нестандартным.

Для конических зубчатых колёс с круговыми зубьями до стандартного значения по табл. 2.10 округляют средний нормальный модуль m_{nm} , а внешний m_{te} и средний m_{m1} окружные модули являются нестандартными. Для круговых зубьев допускается также применение нестандартного значения модуля m_{nm} .

В целях упрощения расчётов конических зубчатых колёс на контактную и изгибную прочность их заменяют прямозубыми цилиндрическими зубчатыми колёсами с размерами зубьев, равными размеру зуба конического зубчатого колеса в среднем сечении, нормальном к оси зуба. Воображаемые прямозубые цилиндрические зубчатые колёса называют эквивалентными зубчатыми колёсами и диаметры их делительных окружностей обозначают d_{v1} и d_{v2} (рис. 2.9). Для шестерни 1 из прямоугольного треугольника CEO'_1 $EO'_1 = CE_1 / \cos \delta_1 = d_{m1} / (2 \cos \delta_1)$. Так как $d_{v1} / 2 = EO'_1$, то $d_{v1} = d_{m1} / \cos \delta_1$. Аналогично для колеса 2 $d_{v2} = d_{m2} / \cos \delta_2$.

При равенстве модулей m_{m1} на коническом и эквивалентном ему цилиндрическом зубчатых колёсах из соотношения $m_{m1} z_{v1} = m_{m1} z_1 / \cos \delta_1$ и $m_{m2} z_{v2} = m_{m2} z_2 / \cos \delta_2$ найдём числа зубьев z_{v1} и z_{v2} эквивалентных прямозубых цилиндрических зубчатых колёс, называемых эквивалентными числами зубьев:

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2,$$

где z_1, z_2 - действительные числа зубьев конических зубчатых колёс (шестерни 1 и колеса 2).

Для конической передачи с круговыми зубьями числа зубьев эквивалентных прямозубых цилиндрических зубчатых колёс:

$$z_{v1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m); \quad z_{v2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m);$$

Эквивалентным числом зубьев $z_{v1(2)}$ пользуются при определении коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} .

2.3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

2.3.1. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Силы, действующие в зацеплении передачи, принято прикладывать в полюсе зацепления W (рис. 2.10...2.11) в предположении, что вся нагрузка передаётся одной парой зубьев. При этом распределённую нагрузку по линии контакта зубьев заменяют результирующим вектором F_n , направленным по линии зацепления, в нормальной плоскости к поверхности зуба. Выбирают систему координат с началом в полюсе зацепления W посередине ширины венца: ось X направляют вдоль окружной скорости, ось Y перпендикулярно и ось Z вдоль оси зубчатого колеса.

Нормальную силу F_n , приложенную в полюсе зацепления, раскладывают по осям координат.

Для цилиндрической прямозубой передачи (рис. 2.10) силу F_n раскладывают на окружную F_t (вдоль оси X) и радиальную F_r (вдоль оси Y), что удобно при расчёте валов и опор.

При этом силы F_t и F_r (H):

для шестерни

$$F_{t1} = 2T_1 / d_{w1} \approx 2T_1 / d_1; \quad F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \approx F_{t1} \operatorname{tg} 20^\circ;$$

для колеса

$$F_{t2} = 2T_2 / d_{w2} \approx 2T_2 / d_2; \quad F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w \approx F_{t2} \operatorname{tg} 20^\circ,$$

где T_1, T_2 - вращающий момент соответственно на шестерне 1 и колесе 2, $H \cdot \text{мм}$, d_{w1}, d_{w2} - мм.

Окружные силы на шестерне F_{t1} и колесе F_{t2} равны по величине, но противоположно направлены:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t;$$

аналогично радиальная сила на шестерне F_{r1} равна по величине радиальной силе на колесе F_{r2} , но имеет противоположное направление:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r.$$

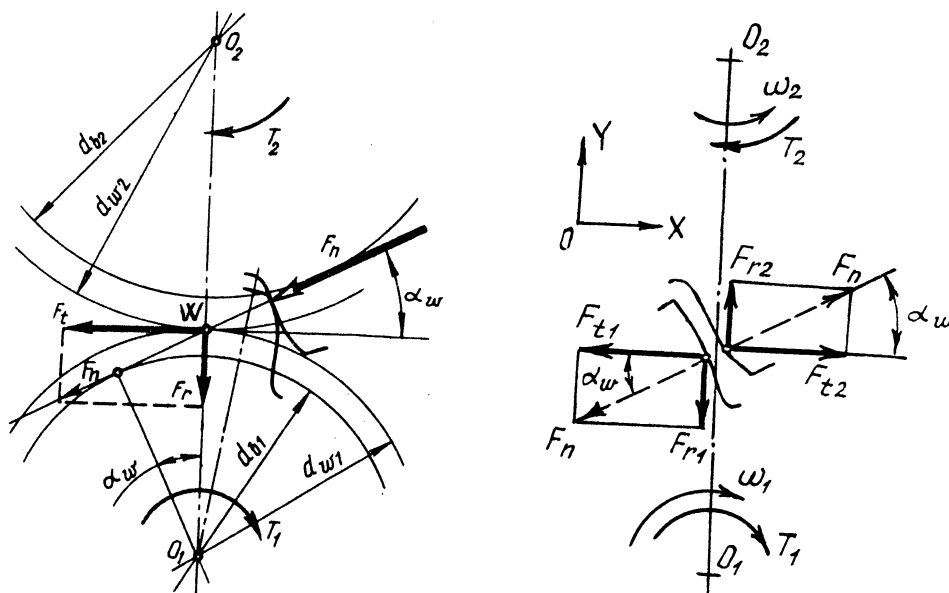


Рис. 2.10. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи

Для цилиндрической косозубой передачи (рис. 2.11) силу F_n раскладывают на три составляющие:

окружную F_t (Н) (вдоль оси X):

$$F_{t1} = 2T_1/d_{w1} \approx 2T_1/d_1; F_{t2} = 2T_2/d_{w2} \approx 2T_2/d_2,$$

где T_1, T_2 - Н·мм, d_{w1}, d_{w2} - мм;

радиальную F_r (Н) (вдоль оси Y):

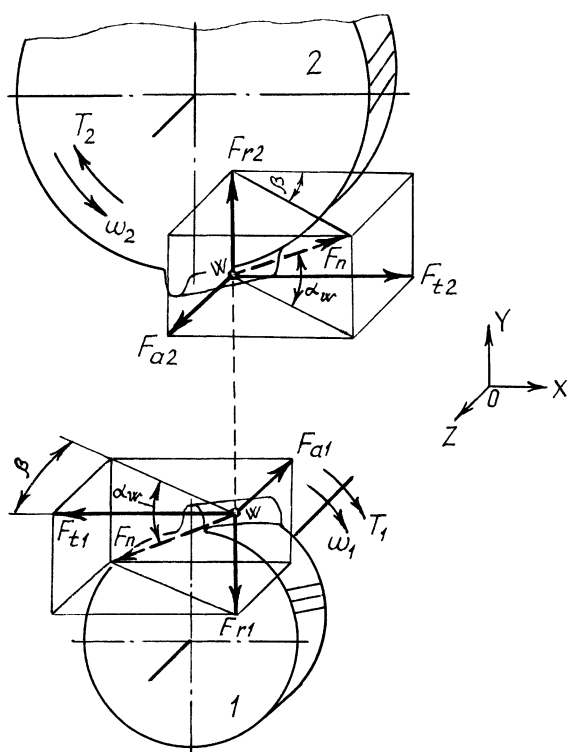
$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} 20^\circ / \cos \beta; F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} 20^\circ / \cos \beta;$$

осевую F_a (Н) (вдоль оси Z):

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta; F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta.$$

При этом:

$$F_{t1} = F_{t2}; F_{r1} = F_{r2}; F_{a1} = F_{a2}.$$



Направление сил F_{t1}, F_{r1} и F_{a1} на шестерне противоположно направлению соответствующих сил F_{t2}, F_{r2} и F_{a2} на колесе.

Рис. 2.11. Силы в зацеплении цилиндрической косозубой передачи

В цилиндрической шевронной передаче осевые силы F_a , действующие на каждую половину шеврона, уравновешиваются на зубчатых колёсах и не передаются на подшипники. Окружную F_t и радиальную F_r силы определяют так же, как и для косозубых зубчатых колёс.

2.3.2. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В конической зубчатой передаче с прямыми и круговыми зубьями нормальную силу F_n , приложенную в полюсе зацепления W , также раскладывают на три составляющие, рассчитываемые по среднему делительному диаметру d_m : F_t , F_r и F_a . Расчёт этих сил, а также направление их для шестерни и колеса, подробно рассмотрены в соответствующих примерах расчёта: для конической зубчатой передачи – в примере 2.3, п.11, для конической передачи с прямыми зубьями – в примере 2.4, п.11.

2.4. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

При передаче механической энергии зубья передачи, проходя зону зацепления, подвергаются циклическому нагружению. На контактирующих поверхностях зубьев действуют нормальная к поверхности сила F_n и сила трения $F_{тр} = F_n f$, связанная со скольжением (рис. 2.12, а). Под действием этих сил зуб находится в сложном напряжённом состоянии. На линии контакта зубьев возникают контактные напряжения σ_H , распределённые по некоторой площадке контакта, а у основания зуба возникают напряжения изгиба σ_F . Для каждого зуба напряжения σ_H и σ_F изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу (рис. 2.12, б). Время действия напряжений (рис. 2.12, а) σ_F за один оборот зубчатого колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Напряжения σ_H действуют ещё меньшее время. Это время, как считает профессор М.Н.Иванов [1], равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учётом зоны распространения контактных напряжений.

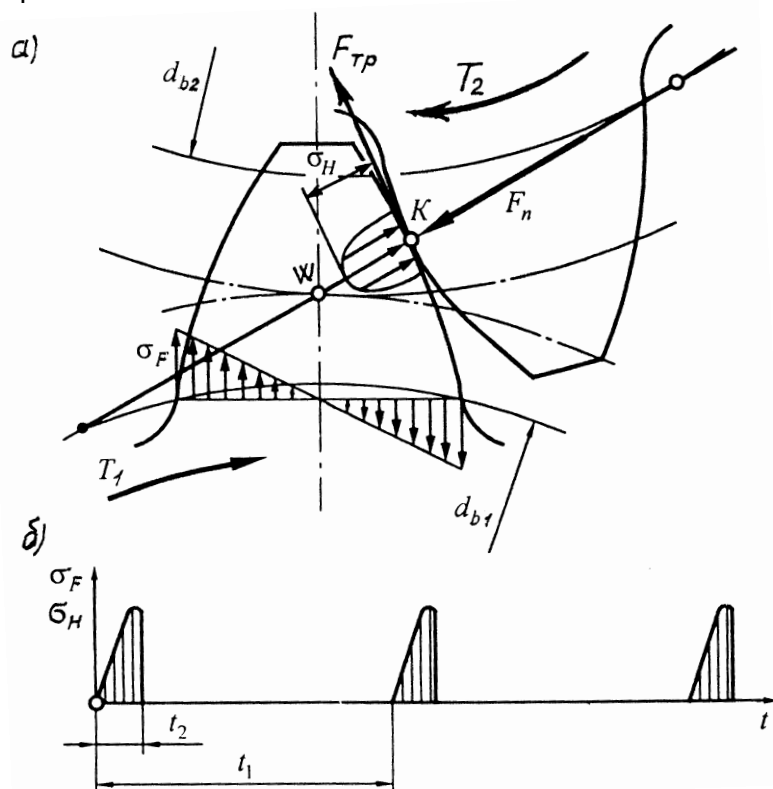


Рис. 2.12. Напряжения, возникающие в зубьях (а), и характер их нагружения (б)

Переменный характер напряжений, возникающих в зубьях, является основной причиной их усталостного разрушения: усталостного выкрашивания поверхностных слоёв зубьев от контактных напряжений и усталостной поломки зубьев от напряжений изгиба. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ и заедание зубьев.

Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев от контактных напряжений является наиболее распространённым видом разрушения активных поверхностей зубьев для большинства хорошо смазываемых и защищённых от загрязнений зубчатых передач.

Зубья таких передач разделены тонкой масляной плёнкой, что устраняет металлический контакт и снижает до минимума износ. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев, которая проявляется в образовании и развитии усталостных микротрещин. Циклическое действие контактных напряжений σ_H приводит к циклическому деформированию активных поверхностей зубьев. В результате повторяющихся микропластических сдвигов усталостные микротрещины образуются в месте концентрации напряжений из-за микронеровностей или неметаллических включений, всегда присутствующих в стали.

В пределах деформированного слоя микротрещина развивается наклонно к поверхности, а затем – по границе деформированного слоя. Перед площадкой контакта в раскрытую силами трения микротрещину попадает смазочный материал, на площадке контакта под нагрузкой микротрещина закрывается, что приводит к созданию повышенного давления в смазке и развитию усталостных трещин в более глубокие слои. Одновременно наблюдается скалывание краёв микротрещин, отрыв частиц металла с поверхности зуба и появление небольших углублений, напоминающих оспинки (раковины). Усталостное выкрашивание начинается обычно на ножках зубьев вблизи полюсной линии (рис. 2.13, *a*), где действует наибольшая нагрузка (зона однопарного зацепления) и максимальная сила трения (вблизи полюса минимальные скорости скольжения), а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в микротрещины, способствуя выкрашиванию частиц металла. Постепенно усталостное выкрашивание распространяется на всю поверхность ножек зубьев. Поверхности головок выкрашиваются очень редко.

При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной плёнки (масло выжимается в выемки), появляется металлический контакт, что приводит к последующему быстрому износу и задиру поверхностей зубьев.

При малой толщине упрочнённого слоя поверхностно-упрочнённых зубьев и при больших контактных напряжениях усталостные микротрещины могут зарождаться в глубине – под упрочнённым слоем или на его границе, т.е. в подкорковом слое. Нарушение равновесия внутрикристаллических связей приводит к отслаиванию тонкого упрочнённого слоя у зубчатых колёс.

Образование первых усталостных раковин не всегда служит признаком начала выхода передачи из строя. В передачах с твёрдостью поверхности зубьев $H < 350$ HB наблюдается начальное или ограниченное выкрашивание, связанное с приработкой недостаточно точно изготовленных зубчатых передач. Оно появляется в местах концентрации нагрузки по длине зубьев (в косозубых передачах – по причине неполного использования контактных линий вследствие погрешностей шагов) после непродолжительной работы и затем приостанавливается. Ограниченное выкрашивание практически не отражается на работе передачи, так как образовавшиеся ямки (раковины) постепенно исчезают вследствие сглаживания. Прекращение дальнейшего выкрашивания у прирабатываемых материалов объясняется тем, что разрушение мест концентрации нагрузки выравнивает её распределение по длине зуба.

При высокой твердости зубьев ($H > 350$ HB) явление ограниченного выкрашивания при работе передачи обычно не наблюдается. Образовавшиеся раковины быстро растут вследствие хрупкого разрушения их краёв, переходя в прогрессирующее выкрашивание.

В передачах, работающих со значительным износом, усталостное выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои зубьев истираются раньше, чем в них появляются усталостные микротрещины.

Для предотвращения усталостного выкрашивания активные поверхности зубьев рассчитывают на сопротивление контактной усталости.

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба σ_F и является наиболее опасным видом разрушения, так как приводит к полной утрате работоспособности передачи и к повреждению других деталей (валов, подшипников) из-за попадания в них выломившихся кусков зубьев.

Различают усталостную поломку зубьев и поломку от больших перегрузок ударного или даже статического действия.

Усталостная поломка происходит обычно после длительной эксплуатации передачи по причине усталости материала в результате многократно повторяющихся рабочих нагрузок и связана с развитием усталостной трещины у основания зубьев на стороне растянутых волокон.

При поломке зубьев чаще всего наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки (рис. 2.13, *д*). Известны случаи выламывания полностью по основанию прямых коротких зубьев. Зубья шевронных и широких косозубых зубчатых колёс обычно выламываются по косому сечению (от основания зуба на одном торце к вершине зуба на противоположном торце под углом β наклона зубьев).

При полном выламывании прямых коротких зубьев по сечению у основания зуба было установлено, что при усталостной поломке на теле зубчатого колеса после излома остаётся вогнутая, а при поломке вследствие больших перегрузок – выпуклая поверхность.

Для предотвращения усталостной поломки зубьев их рассчитывают на сопротивление усталости при изгибе. Поломку от больших перегрузок предупреждают защитой механических приводов от перегрузок или соответствующим расчётом при кратковременной перегрузке.

Износ зубьев является основной причиной выхода из строя открытых передач, а также закрытых передач с недостаточной защитой от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т.п.). Износ зубьев характерен для передач горных, дорожных, грузоподъёмных, транспортных и сельскохозяйственных машин. По мере изнашивания зуб становится тоньше (рис. 2.13, *б*), ослабляется его ножка и уменьшается площадь его поперечного сечения. У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, что приводит к повышению шума и динамических нагрузок, - к ослаблению зубьев и в конечном результате к их поломкам.

При расчёте зубчатых передач, у которых наблюдается износ зубьев, допускаемые контактные напряжения снижают до значений, установленных на основе опыта эксплуатации данных машин или других подобных конструкций.

Заедание зубьев – местное молекулярное сцепление (микросварка) сопряжённых поверхностей зубьев вследствие разрыва масляной плёнки и образования металлического контакта. В результате местного повышения температуры по причине скольжения в зоне контакта происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образующиеся при разрыве мостиков микросварки наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения (рис. 2.13, *в*).

Меры предупреждения те же, что и против износа: повышение твёрдости и понижение шероховатости активных поверхностей зубьев, нарезание зубьев со смещением инструмента, охлаждение смазки. Эффективным средством является применение противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками.

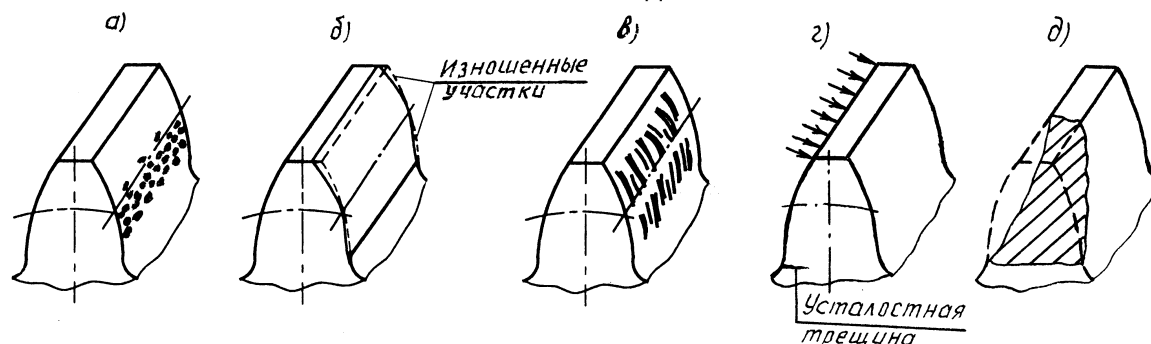


Рис. 2.13. Виды разрушения зубьев:
а – усталостное выкрашивание;
б – износ; *в* – заедание; *г, д* – поломка

Опыт эксплуатации зубчатых передач показал, что заеданию зубьев способствует кромочный удар. Поэтому желательно фланкирование зубьев (выполнение верхнего участка эвольвенты с отклонением в тело зуба). Для нарезания фланкированных зубьев применяют тот же зуборезной инструмент, но при исходном контуре со срезами.

Кроме перечисленных наиболее распространённых видов разрушения зубьев, на практике наблюдаются ещё два вида разрушения: отслаивание твёрдого поверхностного слоя зубьев и пластический сдвиг.

Отслаивание твёрдого упрочнённого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых закалке ТВЧ, цементации и азотированию, наблюдается при невысоком качестве термообработки,

когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда упрочнённый поверхностный слой зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины.

Пластические сдвиги вблизи полюсной линии наблюдаются у тяжело нагруженных передач под действием больших сил трения при низкой твёрдости поверхностей зубьев.

На практике часть выходов из строя зубчатых передач связана с вводом в зацепление на ходу передвигных зубчатых колёс (наблюдается повреждение торцов зубьев), погрешностями изготовления, шлифовочными прижогами и трещинами и т.д.

Из всех видов разрушения зубчатых передач в настоящее время наиболее изучены усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев и их усталостная поломка. Это позволило разработать методику расчёта стальных закрытых хорошо смазываемых эвольвентных зубчатых передач на контактную прочность активных поверхностей зубьев и на прочность зубьев при изгибе.

Специальные методы расчёта для предупреждения других разрушения зубьев в настоящее время ещё не разработаны или недостаточно разработаны. Но так как выбор допускаемых контактных напряжений, являющихся основными напряжениями при расчёте зубчатых передач, проверен опытом эксплуатации этих передач, то они косвенно учитывают и остальные виды повреждений зубьев.

2.5. ВЫБОР ВАРИАНТА ТЕРМООБРАБОТКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

На выбор твердости, вида термообработки и материала зубчатых колёс оказывают влияние конструкция разрабатываемого узла, его назначение, условия эксплуатации, требования к габаритным размерам, доступность имеющимся производственным возможностям, а также тип производства: единичный, серийный (мелкосерийный, среднесерийный, крупносерийный) и массовый.

Основными материалами для изготовления зубчатых колёс в настоящее время являются термически обрабатываемые стали (табл. 2.1).

В зависимости от твердости H рабочих (активных) поверхностей зубьев различают зубчатые колёса твердостью $H \leq 350\text{HB}$ (нормализованные и улучшенные) и зубчатые колёса твердостью $H > 350\text{HB}$ (поверхностно закаленные, цементованные и азотированные).

При нормализации и улучшении, когда $H \leq 350\text{HB}$, твердости поверхности зубьев и их сердцевины близки (см. табл. 2.1). При $H > 350\text{HB}$ твердость материала измеряют по Роквеллу $\text{HRC}_{\text{э}}$ ($1 \text{HRC}_{\text{э}} \approx 10 \text{HB}$). В последнем случае твердости поверхности зубьев и их сердцевины различны.

Чистовое нарезание зубьев стальных зубчатых колёс твердостью $H \leq 350\text{HB}$ производят после термообработки заготовки, что обеспечивает довольно высокую точность их изготовления без дополнительных финишных операций. Такая зубчатая пара хорошо прирабатывается и зубья не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей прирабатываемости твердость зубьев шестерни принимают больше твердости зубьев колёса на 20...30 единиц.

При твердости поверхности зубьев $H > 350\text{HB}$ термическую или химическую обработку ведут после зубонарезания, что сопровождается короблением поверхностей зубьев, особенно при цементации. Для исправления формы зубьев после термообработки требуются дополнительные отделочные операции (шлифование, притирка, обкатка и т.п.).

Дадим краткую характеристику основным способам упрочнения поверхностей зубьев.

Улучшение. Применяют в мало- и средненагруженных передачах при отсутствии жестких требований к габаритам. В условиях мелкосерийного и единичного производства улучшаемые стали используют для изготовления зубчатых колёс малых и средних размеров. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых колёс производят после термообработки заготовки, что исключает шлифование и позволяет обеспечить высокую точность их изготовления. Зубья хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Применяют качественные углеродистые стали 40, 45 и легированные 35ХМ, 40Х, 40ХН и др. Твердость $H \leq 350\text{HB}$, твердости поверхности и сердцевины зуба близки.

Поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ). Выполняется после нарезания зубьев. Заготовка зубчатого колёса предварительно перед нарезанием зубьев подвергается термообработке – улучшение. При закалке ТВЧ в течение 20...50 с нагреваются

лишь поверхностные слои зубьев. По этой причине толщина закаливаемого слоя мала и деформации при закалке невелики, что в свою очередь не требует шлифования зубьев. Однако в данном случае трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Для получения зубчатых колес 6-й и 7-й степеней точности необходимы дополнительные отделочные операции. Размеры зубчатых колес при закалке ТВЧ практически неограничены. Необходимо лишь учитывать, что при модулях $m_n < 3\text{ мм}$ опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением.

Для поверхностной закалки ТВЧ используют среднеуглеродистые легированные стали 40X, 40XH, 35XM и др. Твердость на поверхности зубьев 45...50 HRC_э (для стали 40X) и 48...53 HRC_э (для сталей 35XM и 40XH) (см. табл. 2.1). Твердость сердцевины зуба для данных марок сталей 269...302 HB. Из-за повышенной твердости поверхностей зубьев зубчатые колеса плохо прирабатываются.

Сочетание косозубой шестерни, подвергнутой закалке ТВЧ, и косозубого колеса, изготовленного из улучшенной стали, дает большую нагрузочную способность, чем в том случае, если их выполнить только из улучшенных сталей с той же твердостью, что и твердость колеса. Такая пара хорошо прирабатывается, и ее применение предпочтительно, когда нельзя обеспечить высокую твердость поверхностей зубьев колеса.

Таблица 2.1 – Характеристика сталей, применяемых для зубчатых колес

Марка стали	Термическая обработка	Твердость зубьев		Размеры, мм		
		в сердцевине	на активной поверхности	$D_{пред}$	$S_{пред}$	$\sigma_T, \text{Н/мм}^2$
45	Улучшение	235...262 HB	235...262 HB	125	80	540
45	Улучшение	269...302 HB	269...302 HB	80	50	650
40X	Улучшение	235...262 HB	235...262 HB	200	125	640
40X	Улучшение	269...302 HB	269...302 HB	125	80	750
40X	Улучшение+ +закалка ТВЧ	269...302 HB	45...50 HRC _э	125	80	750
35XM	Улучшение	235...262 HB	235...262 HB	315	200	670
35XM	Улучшение	269...302 HB	269...302 HB	200	125	790
35XM	Улучшение+ +закалка ТВЧ	269...302 HB	48...53HRC _э	200	125	790
40XH	Улучшение	235...262 HB	235...262 HB	315	200	630
40XH	Улучшение	269...302 HB	269...302 HB	200	125	750
40XH	Улучшение+ +закалка ТВЧ	269...302 HB	48...53HRC _э	200	125	750
20X, 20XHM, 12XH3A, 18XГТ, 25XГМ	Улучшение+ +цементация+ +закалка	300...400 HB	56...63HRC _э	200	125	800
40XНМА, 38X2МЮА	Улучшение+ +азотирование	269...302 HB	50...56HRC _э	125	80	780
35Л	Нормализация	163...207 HB	163...207 HB	любой	любая	270
45Л	Улучшение	207...235 HB	207...235 HB	315	200	440

Примечания: 1. $D_{пред}$ и $S_{пред}$ – максимально допустимые по условиям термообработки диаметр шестерни и толщина стенок колеса соответственно. 2. В обозначениях сталей первые две цифры – содержание углерода в сотых долях процента; буквы – легирующие элементы: Г – марганец, М – молибден, Н – никель, С – кремний, Т – титан, Х – хром, Ю – алюминий; цифры после буквы – процент содержания этого элемента, если он превышает 1%; буквы в конце: А – высококачественная легированная сталь, Л – стальное литье

Цементация – поверхностное насыщение углеродом зубьев с последующей закалкой. Проводится для сталей, содержащих углерода менее 0,3 %. Поверхности зубьев насыщают углеродом до 0,8...1,1 % на глубину примерно 0,3 модуля, но не более 1,5...2 мм. Выполняется для готовых зубчатых колес, заготовки которых перед нарезанием зубьев были подвергнуты термообработке – улучшение (в целях повышения прочности сердцевины зуба). Цементация обеспечивает очень высокую твердость поверхностей зубьев (56...63 HRC_э) и вязкую сердцевину, хорошо сопротивляющуюся изгибным напряжениям. При закалке после

цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются отделочные операции (шлифование и притирка).

Для цементации требуется специальное оборудование, процесс цементации дорогой и длительный (время цементации на глубину 1 мм составляет примерно 3 часа).

Для цементации широко применяют цементуемые стали: легированную хромистую сталь 20Х, а в ответственных зубчатых передачах, работающими с ударными нагрузками – легированные хромистые стали 20ХНМ, 12ХНЗА, безникелевые хромистые стали 18ХГТ, 25ХГМ и др. Вышеуказанные легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины и хрупкого поверхностного слоя при перегрузках передачи.

При цементации хорошо сочетаются высокие контактная и изгибная прочностные свойства. Ее применяют в высоконагруженных передачах малых и средних размеров разных степеней точности при требованиях ограничения габаритов передачи. Недостаток – плохая прирабатываемость зубьев по причине высокой твердости их активных поверхностей.

Нитроцементация – насыщение поверхностных слоев углеродом и азотом с последующей закалкой, что обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заданию. Как и цементация, проводится после нарезания зубьев на улучшенных заготовках. Процесс нитроцементации протекает с достаточно высокой скоростью. При этом упрочняется тонкий поверхностный слой зубьев (толщиной 0,3...0,8 мм) до твердости 56...63 HRC₃, коробление незначительное, поэтому последующее шлифование не применяют.

Для нитроцементации требуется дорогое уникальное оборудование, изготавливаемое только для крупносерийного и массового производства. Поэтому нитроцементация получила широкое применение в редукторах общего назначения, в автомобилестроении и других отраслях - при изготовлении небольших зубчатых колес крупносерийного и массового производства. Для нитроцементации применяют цементуемые безникелевые хромистые стали 25ХГМ, 30ХГТ и др.

Азотирование – насыщение поверхностных слоев зубьев азотом. Обеспечивает особо высокую твердость (58...67 HRC₃) и износостойкость поверхностных слоев. Азотируют готовые зубчатые колеса без последующей закалки. Однако заготовку перед нарезанием зубьев подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины зуба. После азотирования практически не отмечается коробление зуба, что позволяет получать зубчатые колеса 7-й степени точности без шлифования или притирки.

Недостатки азотирования – плохая прирабатываемость зубьев, малая толщина упрочненного слоя (0,2...0,5 мм) и его хрупкость. Последние два недостатка не позволяют применять азотированные зубчатые колеса при ударных нагрузках из-за опасности растрескивания упрочненного слоя и при работе с интенсивным изнашиванием (при загрязненной смазке).

Для азотирования требуется специальное оборудование, при этом процесс азотирования довольно длительный – 20...50 часов.

Для азотируемых зубчатых колес применяют молибденовую сталь 38Х2МЮА или ее заменители 38ХВФЮА и 38ХЮА.

При отсутствии абразивного изнашивания находит применение мягкое азотирование на глубину 10...15 мкм. Этот процесс более простой и производительный. Для мягкого азотирования применяют улучшенные хромистые стали 40Х, 40ХФА, 40Х2НМА.

Область применения – быстроходные точные передачи, работающие без ударов; при жестких требованиях к габаритам передач; при изготовлении зубчатых колес высокой точности без шлифования; для колес с внутренними зубьями и других, шлифование которых трудно осуществимо.

Стальное литье применяют для изготовления колес больших диаметров. Используют в основном литейные среднеуглеродистые стали 35Л, 50Л и др. Литые колеса подвергают преимущественно нормализации.

Для силовых механических приводов наибольшее распространение получили варианты термообработки, приведенные в табл. 2.2.

2.6. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными критериями работоспособности зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, являются контактная прочность зубьев и прочность их при изгибе, которые при проектировании передач обеспечиваются выполнением следующих расчетов:

а) расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев для предотвращения их усталостного выкрашивания по условию

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (2.1)$$

где σ_H – контактные напряжения в полюсе зацепления; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения;

б) расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе для предотвращения их усталостной поломки по условию

$$\sigma_F \leq [\sigma_F], \quad (2.2)$$

где σ_F – напряжения при изгибе в опасном сечении зуба; $[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба для зуба;

в) расчет на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) для предотвращения остаточных деформаций активных поверхностей зубьев или хрупкого разрушения их поверхностного слоя по условию

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}], \quad (2.3)$$

где $\sigma_{H \max}$ и $[\sigma_{H \max}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые контактные напряжения при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке);

г) расчет на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке) для предотвращения их статической поломки по условию

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}], \quad (2.4)$$

где $\sigma_{F \max}$ и $[\sigma_{F \max}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые напряжения при изгибе в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

Таблица 2.2 – Характеристика вариантов термообработки зубчатых колес [3]

Вариант термообработки (т.о.)	Характеристика вариантов термообработки
I	1. Т.о. шестерни – улучшение, твердость активной поверхности зубьев 269...302 НВ. 2. Т.о. колеса – улучшение, твердость активной поверхности зубьев 235...262 НВ. 3. Марки стали одинаковы для шестерни и колеса: 45; 45Х; 40ХН; 35ХМ и др.
II	1. Т.о. шестерни – улучшение + закалка ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев в зависимости от марки стали 45...50 HRC _Э , 48...53 HRC _Э (см. табл. 2.1). 2. Т.о. колеса – улучшение, твердость активной поверхности зубьев 269...302 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
III	1. Т.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + закалки ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев в зависимости от марки стали 45...50 HRC _Э , 48...53 HRC _Э (см. табл. 2.1). 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
IV	1. Т.о. шестерни – улучшение + цементация + закалка, твердость активной поверхности зубьев 56...63 HRC _Э . 2. Т.о. колеса – улучшение + закалка ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев в зависимости от марки стали 45...50 HRC _Э , 48...53 HRC _Э (см. табл. 2.1). 3. Материал шестерни – сталь марки: 20Х; 20ХНМ; 18ХГТ; 12ХН3А; 25ХГМ и др. 4. Материал колеса – сталь марки: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
V	1. Т.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + цементация + закалка, твердость активной поверхности зубьев 56...63 HRC _Э . 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 20Х; 20ХНМ; 18ХГТ; 12ХН3А; 25ХГМ и др.

2.7. РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Закон нагружения зубчатой передачи задают графиком нагрузки, называемым циклограммой, в координатах: нагрузка (обычно вращающий момент T) – число циклов нагружения N или время отработки заданного ресурса L_n (рис. 2.14, а). Циклограмму составляют путём упорядочения нагрузок, начиная с номинальной $T_{НОМ}$ (т.е. с наибольшей длительно действующей нагрузки).

На рис. 2.14, а: $T_1, T_2, T_3, \dots, T_i$ – нагрузка передачи (вращающий момент) в течение времени работы соответственно $L_{n1}, L_{n2}, L_{n3}, \dots, L_{ni}$ (часы), где $T_i = \alpha_i T_i$; $L_{ni} = \beta_i L_n$, здесь L_n – ресурс (срок службы) передачи в часах; $T_{пик}$ – пиковый кратковременно действующий момент в течение времени $L_{пик}$ при кратковременной перегрузке.

Кратковременно действующие пиковые моменты перегрузки $T_{пик}$ при суммарном числе циклов нагружения $N_{\Sigma} < 5 \cdot 10^4$ или не более $0,002 L_n$ не учитываются при расчётах на сопротивление усталости и в продолжительность цикла не включаются. Пиковый момент

$T_{\text{ник}}$ используют в расчётах для проверки отсутствия остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубьев при кратковременной перегрузке.

На основе статистического анализа нагруженности различных машин установлено, что при всём многообразии циклограмм моментов (нагрузок) их можно свести к нескольким типовым, если использовать при построении циклограмм относительные координаты: $T_i/T_{\text{НОМ}}$ и $\Sigma N_i/N_{\Sigma}$. Заменяв ступенчатую циклограмму плавной огибающей кривой, получают графическое изображение постоянного (0) и пяти переменных типовых режимов нагружения, характерных для большинства современных машин (рис. 2.14, б). На рис. 2.14, б переменные режимы обозначены: 1 – тяжёлый (работа большую часть времени с нагрузками, близкими к номинальной); 2 – средний равновероятный (одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки); 3 – средний нормальный (работа большую часть времени со средними нагрузками); 4 – лёгкий (работа большую часть времени с нагрузками ниже средних); 5 – особо лёгкий (работа большую часть времени с малыми нагрузками).

Использование типовых режимов существенно упрощает расчёты [7].

На рис. 2.14, б: T_i – текущее значение момента нагрузки; $T_{\text{НОМ}}$ – номинальный (максимальный длительно действующий момент), который учитывают при расчёте на сопротивление усталости; ΣN_i – число циклов нагружения при работе с моментами, равными и большими T_i ; N_{Σ} – суммарное число циклов нагружения за весь срок службы передачи L_h (в часах), называемый ресурсом передачи:

$$N_{\Sigma} = 60cnL_h, \quad (2.5)$$

где c – число зацеплений зуба рассматриваемого зубчатого колеса за один его оборот; n – частота вращения зубчатого колеса, мин^{-1} .

Расчёт числа циклов нагружения передачи выполняют с учётом режима нагрузки. Режимы строго постоянной нагрузки на практике встречаются редко. К режимам постоянной нагрузки относят режимы с отклонениями до 20% [1]. При этом за расчётную обычно принимают нагрузку, соответствующую требуемой мощности двигателя (в учебных проектах с методической точки зрения) или номинальной мощности (на практике, имея в виду возможность форсирования режима работы до полного использования двигателя).

При постоянном режиме нагрузки расчёт числа циклов нагружения зубчатых колёс выполняют по формуле (2.5).

На практике для передач большинства машин характерны переменные режимы нагружения с графиками нагрузки в виде ступенчатой циклограммы (рис. 2.14, а).

При расчете на сопротивление усталости фактический переменный режим нагружения заменяют эквивалентным постоянным режимом, при котором зубчатое колесо приобретает ту же степень усталостного повреждения, что и в реальных условиях эксплуатации (на основании гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений). В качестве эквивалентного принимают постоянный режим с наибольшим из длительно действующих моментов $T_{\text{НОМ}}$ (где $T_{\text{НОМ}}$ – номинальный момент), вызывающим действие напряжений σ_H и σ_F , и эквивалентным числом циклов нагружения N_E (на рис. 2.14, а эквивалентный постоянный режим показан штриховыми линиями).

При этом обычно принимают частоту вращения n рассматриваемого зубчатого колеса постоянной для всех уровней нагрузки ($n_i = n$), что характерно для большинства машин с приводом от электродвигателей переменного тока.

Эквивалентное число циклов нагружения зуба N_E рассчитывают отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

а) при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (индекс H):

$$\begin{aligned} N_{HE1} &= N_{\Sigma 1} \mu_H = 60c_1 n_1 L_h \mu_H; \\ N_{HE2} &= N_{\Sigma 2} \mu_H = 60c_2 n_2 L_h \mu_H; \end{aligned} \quad (2.6)$$

б) при расчете зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе (индекс F):

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} \mu_{F1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1};$$

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} \mu_{F2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2}. \quad (2.7)$$

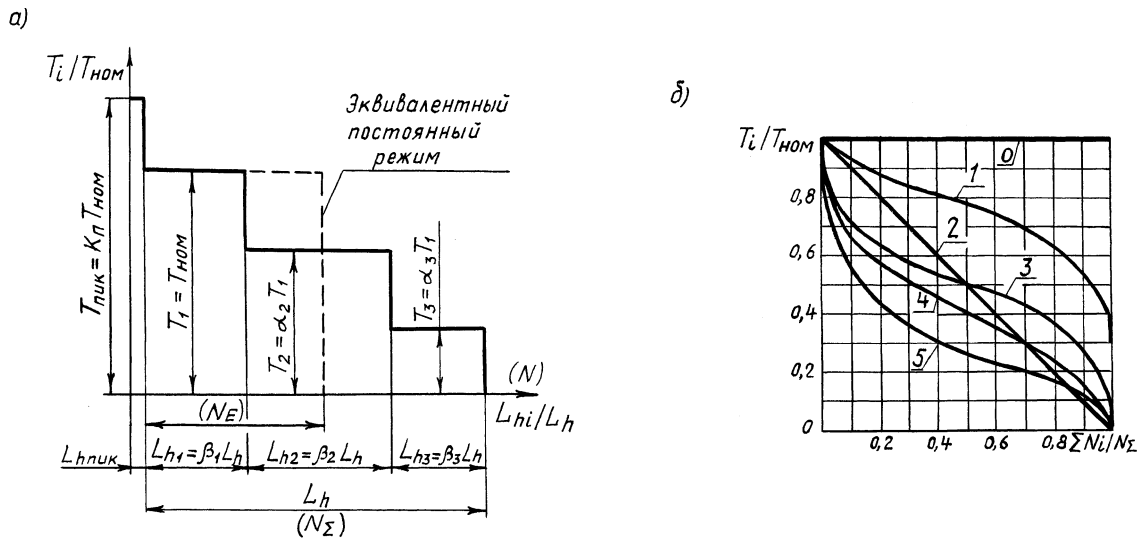


Рис. 2.14. Циклограмма нагружения (вращающего момента) при переменном режиме нагружения (а) и типовые режимы нагружения (б)

В зависимостях (2.6)...(2.7): $N_{\Sigma(2)}$ – суммарное число циклов нагружения зуба шестерни (колеса) за весь срок службы L_h передачи в часах при работе ее с постоянной номинальной нагрузкой $T_{НОМ}$; $c_{1(2)}$ – число зацеплений зуба шестерни (колеса) за один его оборот (если зуб шестерни и зуб колеса за 1 оборот зацепляются только один раз, то $c_1 = c_2 = 1$; если зуб шестерни за один оборот входит в зацепление два раза, а зуб колеса один раз, то $c_1 = 2$; $c_2 = 1$); $n_{1(2)}$ – частота вращения шестерни (колеса), мин^{-1} ; μ_H – коэффициент приведения при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (одинаков для шестерни и колеса, т.е. $\mu_{H1} = \mu_{H2} = \mu_H$) (см. табл. 2.3); $\mu_{F1(2)}$ – коэффициент приведения зубьев при изгибе (принимается по таблице 2.3 отдельно для шестерни μ_{F1} и колеса μ_{F2} в зависимости от показания степени q_F уравнения кривой усталости для напряжений изгиба).

Таблица 2.3 – Коэффициенты μ_H и μ_F

Номер типа режима нагружения	Типовые режимы нагружения	μ_H	Значение μ_F при	
			$q_F = 6$	$q_F = 9$
0	Постоянный	1	1	1
1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004

Примечание. q_F – показатель степени уравнения кривой усталости для напряжений изгиба:
 $q_F = 6$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев $H \leq 350\text{HB}$;
 $q_F = 9$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев $H > 350\text{HB}$

2.8. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЁТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубья зубчатых колёс входят в зацепление поочередно и нагружаются по отнулевому циклу. Выбор допускаемых напряжений базируется на кривых усталости, полученных при испытании образцов – аналогов зубчатых колёс.

Кривые усталости строят в координатах наибольшее напряжение цикла σ - число циклов нагружения N . При построении кривых усталости для контактных напряжений под разрушением подразумевают превышение предельно допустимого значения отношения площади поверхности зуба, пораженного усталостным выкрашиванием, к площади его активной поверхности.

Как показывает опыт экспериментальных исследований, кривые усталости имеют два характерных участка: левый наклонный и правый горизонтальный (рис. 2.15, а). Часто применяют логарифмическую шкалу для оси абсцисс. При этом наклонный участок кривой усталости заменяют прямой линией (рис. 2.15, б).

Кривые усталости строят для различных видов напряжений (контактных σ_H и изгиба σ_F), для различных материалов и видов термической обработки.

Кривые усталости для контактных напряжений σ_H приведены на рис. 2.15, в, для напряжений изгиба σ_F - на рис. 2.15, г.

Число циклов нагружения N_{lim} называют абсциссой точки перелома кривой усталости или базовым числом циклов нагружения (для контактных напряжений N_{Hlim} , для напряжений изгиба N_{Flim}) и определяют на основании экспериментов:

$$N_{Hlim} = 30(H_{HB})^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6; \quad (2.8)$$

$$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6. \quad (2.9)$$

В формуле (2.8) средняя твердость поверхности зубьев H_{HB} подставляется только в единицах HB. Если средняя твердость поверхности зубьев H_{HRC3} выражена в единицах HRC₃, то следует перевести единицы HRC₃ в единицы HB (ориентировочно $1HRC_3 \approx 10 HB$ или более точно см. табл. 2.5). При этом, если получилось $N_{Hlim} > 120 \cdot 10^6$, следует принять $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$.

Напряжения σ_{lim} , соответствующие N_{lim} , называют пределом выносливости (для контактных напряжений σ_{Hlim} , для напряжений изгиба σ_{Flim}).

Предел контактной выносливости вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала, способа термической обработки зубчатого колеса и средней твердости H поверхности зубьев (см. табл. 2.4).

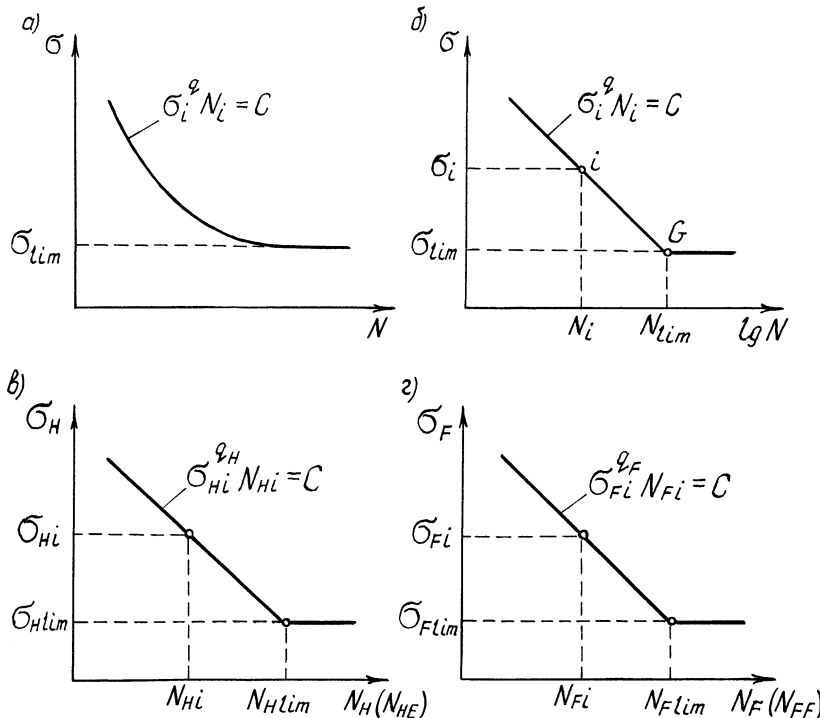


Рис. 2.15. Вид кривых усталости

При нагрузках с напряжениями $\sigma \leq \sigma_{lim}$ передача может работать практически неограниченное время, при $\sigma > \sigma_{lim}$ - ограниченное время. Если при расчёте суммарное число циклов нагружения N_i будет меньше N_{lim} , то напряжение можно повысить до σ_i (см. рис. 2.15, б).

Наклонный участок кривой усталости описывают степенной функцией

$$\sigma_i^q N_i = C, \quad (2.10)$$

где q - экспериментально определяемый показатель степени уравнения кривой усталости; C - константа, зависящая от свойств материала.

Для точек i и G (рис.2.15, б) имеем:

$$\begin{aligned}\sigma_i^q N_i &= C; \\ \sigma_{\text{lim}}^q N_{\text{lim}} &= C.\end{aligned}$$

Для одинаковых правых частей уравнений имеем: $\sigma_i^q N_i = \sigma_{\text{lim}}^q N_{\text{lim}}$. Откуда

$$\sigma_i = \sigma_{\text{lim}} \sqrt[q]{\frac{N_{\text{lim}}}{N_i}}. \quad (2.11)$$

Разделив обе части уравнения (2.11) на коэффициент безопасности S , получают допускаемые напряжения $[\sigma]$ для числа циклов N_i :

$$[\sigma] = \frac{\sigma_i}{S} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S} \sqrt[q]{\frac{N_{\text{lim}}}{N_i}}. \quad (2.12)$$

Величину $\sqrt[q]{\frac{N_{\text{lim}}}{N_i}}$ называют коэффициентом долговечности, учитывающим влияние ресурса передачи, и обозначают Z_N при расчёте на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев и Y_N - при расчёте на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

На основании формулы (2.12) определяют допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (в обозначениях - индекс H) и допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (в обозначениях – индекс F) при расчёте передачи на сопротивление усталости:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_H} Z_N; \quad (2.13)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} Y_N Y_A. \quad (2.14)$$

В формуле (2.14) дополнительно вводится коэффициент Y_A , учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). Рекомендации по назначению Y_A см. далее.

Коэффициенты долговечности Z_N и Y_N :

$$Z_N = q_H \sqrt[q_H]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{Hi}}}, \text{ при условии } 1 \leq Z_N \leq Z_{N \text{ max}}; \quad (2.15)$$

$$Y_N = q_F \sqrt[q_F]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{Fi}}}, \text{ при условии } 1 \leq Y_N \leq Y_{N \text{ max}}. \quad (2.16)$$

При твёрдости активных поверхностей зубьев $H \leq 350$ НВ (нормализация, улучшение):

$$q_H = 6; Z_{N \text{ max}} = 2,6; q_F = 6; Y_{N \text{ max}} = 4.$$

При $H > 350$ НВ (закалка ТВЧ, цементация, азотирование):

$$q_H = 6; Z_{N \text{ max}} = 1,8; q_F = 9; Y_{N \text{ max}} = 2,5.$$

Для длительно работающих передач при большом заданном ресурсе $N_i > N_{\text{lim}}$ и, следовательно, $Z_{N1} = 1$ и $Y_N = 1$, что и учитывает первый знак неравенств в формулах (2.15) и (2.16) (т.е. на горизонтальном участке кривой усталости наибольшие напряжения равны пределу выносливости σ_{lim}). Второй знак неравенств ограничивает допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения зуба.

При переменных режимах нагружения (см., например, циклограмму на рис. 2.14, а) расчёт коэффициентов долговечности Z_N и Y_N выполняют по эквивалентному числу циклов нагружения N_E . При этом в формуле (2.15) N_{Hi} заменяют N_{HE} , а в формуле (2.16) N_{Fi} заменяют N_{FE} . Расчёт N_{HE} и N_{FE} проводят отдельно для шестерни и колеса по формулам (2.6) и (2.7).

Для проверки статической прочности зубьев передачи при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтённой при расчёте на сопротивление усталости, по табл. 2.4 определяют предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H \text{ max}}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, а также пре-

дельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F_{max}}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой.

Рассмотрим подробнее определение допускаемых напряжений при расчёте зубчатых передач.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ ($H/мм^2$) при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

$$[\sigma_H]_{1(2)} = \frac{\sigma_{H_{lim1(2)}}}{S_{H1(2)}} Z_{N1(2)}, \quad (2.17)$$

где $\sigma_{H_{lim1(2)}}$ – предел контактной выносливости активной поверхности зубьев шестерни (колеса), соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений $N_{H_{lim}}$ и принимаемый по табл. 2.4 в зависимости от материала и термообработки зубьев шестерни (колеса), $H/мм^2$; $S_{H1(2)}$ – коэффициент безопасности (табл. 2.4); $Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчете на сопротивление контактной усталости.

Коэффициент долговечности Z_N определяют отдельно для шестерни и колеса, сопоставляя эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} , рассчитанное по формуле (2.6), с базовым числом циклов нагружения $N_{H_{lim}}$ (абсциссой точки перелома кривой усталости для контактных напряжений). При этом $N_{H_{lim}}$ следует определить отдельно для шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} N_{H_{lim1}} &= 30(H_{HB1})^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6; \\ N_{H_{lim2}} &= 30(H_{HB2})^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6. \end{aligned} \quad (2.18)$$

Как уже указывалось ранее, в формулу (2.18) средняя твердость поверхности зубьев $H_{HB1(2)}$ подставляется только в единицах HB. Если средняя твердость поверхности зубьев шестерни (колеса) $H_{HRC\text{э}}$ выражена в единицах HRC_э, то следует перевести единицы HRC_э в единицы HB (ориентировочно $1 \text{ HRC}_{\text{э}} = 10 \text{ HB}$ или более точно см. табл. 2.5). При этом, если для шестерни или колеса получилось $N_{H_{lim}} > 120 \cdot 10^6$, то следует принять $N_{H_{lim}} = 120 \cdot 10^6$.

Таким образом, если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{HE1} \geq N_{H_{lim1}}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1} = 1$. Если для шестерни получено $N_{HE1} < N_{H_{lim1}}$, то коэффициент долговечности рассчитывают по формуле:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H_{lim1}}}{N_{HE1}}} \leq Z_{N_{max}}. \quad (2.19)$$

Аналогичным образом поступают и для колеса. При $N_{HE2} \geq N_{H_{lim2}}$ $Z_{N2} = 1$. При $N_{HE2} < N_{H_{lim2}}$:

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H_{lim2}}}{N_{HE2}}} \leq Z_{N_{max}}. \quad (2.20)$$

В формулах (2.19)...(2.20): $Z_{N_{max}} = 2,6$ при $S_H = 1,1$ и $Z_{N_{max}} = 1,8$ при $S_H = 1,2$.

Если в результате расчета по формулам (2.19) и (2.20) получили $Z_{N1(2)} > Z_{N_{max}}$, то следует принять $Z_{N1(2)} = Z_{N_{max}}$.

После определения допускаемых контактных напряжений для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ принимают допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для передачи в сборе, называемые иногда расчётными допускаемыми контактными напряжениями. При этом назначение $[\sigma_H]$ зависит от вида зубьев передачи (прямые или не прямые), а также средней твёрдости их активных поверхностей H_1 и H_2 . К зубчатым передачам с непрямыми зубьями относят цилиндрические передачи с косыми и шевронными зубьями, а также конические передачи с круговыми зубьями.

Рассмотрим рекомендации различных авторов по назначению $[\sigma_H]$ для передачи, т.е. зубчатой пары, при известных величинах $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$:

1) авторы учебника [4] и О.П.Леликов [7]:

для зубчатых передач с прямыми зубьями (цилиндрических и конических)

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}, \quad (2.21)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из двух: $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$;

для зубчатых передач с непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) в связи с расположением линии контакта под углом к полюсной линии допускаемые напряжения для передачи $[\sigma_H]$ можно повысить до значения

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \quad (2.22)$$

при выполнении условий

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{\min} \text{ - для цилиндрической передачи;} \quad (2.23)$$

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,15[\sigma_H]_{\min} \text{ - для конической передачи,} \quad (2.24)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - см. формулу (2.21).

Если при расчёте $[\sigma_H]$ по формуле (2.22) получилось $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$, то следует принять $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$. Если получилось $[\sigma_H] > 1,25[\sigma_H]_{\min}$ для цилиндрической передачи или $[\sigma_H] > 1,15[\sigma_H]_{\min}$ для конической передачи, то согласно условий (2.23) и (2.24) следует принять соответственно $[\sigma_H] = 1,25[\sigma_H]_{\min}$ и $[\sigma_H] = 1,15[\sigma_H]_{\min}$.

ГОСТ 21354–87 “Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт на прочность” также рекомендует назначать $[\sigma_H]$ для цилиндрической передачи с прямыми зубьями по условию (2.21), а с косыми и шевронными зубьями по формуле (2.22) с обязательным соблюдением условия (2.23);

2) Л.В.Курмаз и А.Т.Скойбеда [2]:

для цилиндрических передач с небольшим отклонением твердостей активных поверхностей зубьев ($H_1 \approx H_2$) рекомендуется принимать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

для цилиндрических и конических передач со значительным отличием твердостей активных поверхностей зубьев ($H_1 \neq H_2$) следует принять

$$[\sigma_H] = 0,5([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \quad (2.25)$$

с выполнением условий

$$[\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{\min} \text{ - для цилиндрической передачи;} \quad (2.26)$$

$$[\sigma_H] \leq 1,15[\sigma_H]_{\min} \text{ - для конической передачи,} \quad (2.27)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из двух: $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$;

3) Д.Н.Решетов [6]:

для зубчатых передач с прямыми и непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) при твердости активной поверхности зубьев колеса зубчатой пары менее 350 НВ при перепаде средних твердостей $H_1-H_2 \leq 100$ НВ и при окружной скорости менее 20 м/с (условие прирабатываемости) допускаемые напряжения для передачи $[\sigma_H]$ можно назначать по формуле (2.22) с обязательным соблюдением условия (2.23) для цилиндрической передачи и условия (2.24) для конической передачи. Во всех остальных случаях для данных зубчатых передач рекомендуется принимать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

4) П.Ф.Дунаев и О.П.Леликов [3]:

для зубчатых передач с прямыми зубьями (цилиндрических и конических) рекомендуется принимать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

для зубчатых передач с непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) допускаемые напряжения для пары зубчатых колёс $[\sigma_H]$ можно повысить до значения

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5([\sigma_H]_1^2 + [\sigma_H]_2^2)} \quad (2.28)$$

при выполнении условия (2.23) для цилиндрической передачи и условия (2.24) для конической передачи;

5) М.Н.Иванов [1]:

для зубчатых передач с прямыми зубьями (цилиндрических и конических) следует назначать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

для зубчатых передач с непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) при твердостях активных поверхностей зубьев $H_1 \geq 350$ НВ и $H_2 \geq 350$ НВ следует назначать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

для зубчатых передач с непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) при $H_1 > 350$ НВ и $H_2 < 350$ НВ (например, для варианта термообработки II, см. табл. 2.2) допускаемые напряжения для зубчатой пары $[\sigma_H]$ можно повысить до значения, определяемого

по формуле (2.25) с обязательным соблюдением условием (2.26) для цилиндрической передачи и условия (2.27) для конической передачи.

Таблица 2.4 – Величины $\sigma_{H \text{ lim}}, S_H, \sigma_{F \text{ lim}}, S_F, [\sigma_{H \text{ max}}], [\sigma_{F \text{ max}}]$

Термообработка	Марки сталей	$\sigma_{H \text{ lim}},$ $H / \text{мм}^2$	S_H	$\sigma_{F \text{ lim}},$ $H / \text{мм}^2$	S_F	$[\sigma_{H \text{ max}}],$ $H / \text{мм}^2$	$[\sigma_{F \text{ max}}],$ $H / \text{мм}^2$
Улучшение	45, 40X, 35XM, 40XH и др.	$2H_{\text{HB}} + 70$	1,1	$1,75H_{\text{HB}}$	1,7	$2,8 \sigma_T$	$2,74H_{\text{HB}}$
Улучшение+ +закалка ТВЧ (модуль $m_n \geq 3 \text{ мм}$)	40X, 35XM, 40XH	$17H_{\text{HRC}\Delta\text{ПОВ}} + 200$	1,2	650	1,7	$40H_{\text{HRC}\Delta\text{ПОВ}}$	1260
Улучшение+ +закалка ТВЧ (модуль $m_n < 3 \text{ мм}$)				550			1430
Улучшение+ +цементация+ +закалка	20X, 20XHM, 12XH3A, 18XГТ, 25XГМ	$23 H_{\text{HRC}\Delta\text{ПОВ}}$	1,2	750	1,5	$40H_{\text{HRC}\Delta\text{ПОВ}}$	1200
Улучшение+ +нитроцементация+ +закалка	25XГМ, 25XГНМ	$23 H_{\text{HRC}\Delta\text{ПОВ}}$	1,2	1000	1,5	$40H_{\text{HRC}\Delta\text{ПОВ}}$	1520
	25XГТ, 30XГТ, 35X и др.			750			
Улучшение+ +азотирование	38X2Ю, 38X2МЮА	1050	1,2	$12H_{\text{HRC}\Delta\text{СЕРДЦ}} + 290$	1,7	$40H_{\text{HRC}\Delta\text{ПОВ}}$	1000
	40X, 40XФА, 40XНМА и др.					$30H_{\text{HRC}\Delta\text{ПОВ}}$	
<p>Примечание. H_{HB} – средняя твердость активной поверхности зуба в единицах HB; $H_{\text{HRC}\Delta\text{ПОВ}}$ – средняя твердость активной поверхности зуба в единицах HRCΔ; $H_{\text{HRC}\Delta\text{СЕРДЦ}}$ – средняя твердость сердцевины зуба в единицах HRCΔ; σ_T - предел текучести (табл. 2.1)</p>							

Таблица 2.5 – Соотношения твердостей, выраженных в единицах HRC₃ и HB

HRC ₃	45	47	48	50	52	53	55	60	63	65
HB	427	450	460	484	504	515	540	611	640	668

Повышение допускаемых напряжений $[\sigma_H]$ для зубчатой пары с непрямыми зубьями при $H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 < 350\text{HB}$ связано с так называемым головочным эффектом. Как известно, ножка зуба, как поверхность отстающая, обладает меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головка, как поверхность опережающая. Поэтому ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начинает выкрашиваться и изнашиваться в первую очередь. Но так как линия контакта при непрямом зубе (например, косом) наклонена к полюсной линии и проходит по поверхности ножки и головки зуба, то в результате местного изнашивания ножки колеса происходит перераспределение давления по контактной линии и большая нагрузка передается на головку зуба колеса. При этом слабая ножка колеса разгружается, и выкрашивание прекращается. Увеличение давления между головкой зуба колеса и ножкой зуба шестерни не опасно, так как прочность активной поверхности зубьев шестерни значительно выше ($H_1 > 350\text{HB}$). Однако такое перераспределение давления вдоль линии контакта зубьев наблюдается только при окружной скорости до 20 м/с . При больших скоростях обеспечивается безысносная работа передачи и перераспределение давления не наблюдается [6].

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ ($H/\text{мм}^2$) при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и для колеса (индекс 2) по формуле:

$$[\sigma_F]_{1(2)} = \frac{\sigma_{F\text{lim}1(2)}}{S_{F1(2)}} Y_{N1(2)} Y_{A1(2)}, \quad (2.29)$$

где $\sigma_{F\text{lim}1(2)}$ – предел выносливости зубьев шестерни (колеса) по напряжениям изгиба, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба $N_{F\text{lim}}$ и принимаемый по таблице 2.4 в зависимости от материала и термообработки зубьев шестерни (колеса), $H/\text{мм}^2$; $S_{F1(2)}$ – коэффициент безопасности (табл. 2.4); $Y_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи (см. ниже); $Y_{A1(2)}$ – коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки (привод нереверсивный) $Y_{A1(2)} = 1$. При двустороннем приложении нагрузки (привод реверсивный) цикл нагружения – знакопеременный и предел выносливости по напряжениям изгиба меньше, чем при отнулевом (пульсирующем) цикле, характерном для нереверсивного привода. Поэтому при двустороннем приложении нагрузки принимают: $Y_{A1(2)} = 0,65$ – для улучшенных сталей, $Y_{A1(2)} = 0,75$ – для цементованных, закаленных ТВЧ, $Y_{A1(2)} = 0,9$ – для азотированных сталей. При курсовом проектировании к нереверсивным относят приводы ленточных и цепных конвейеров, а также элеваторов, к реверсивным – механические приводы без приводных валов и грузоподъемные лебедки.

Коэффициент долговечности $Y_{N1(2)}$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе, определяют отдельно для зубьев шестерни и колеса, сопоставляя эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} , рассчитанное по формуле (2.7), с базовым числом циклов нагружения $N_{F\text{lim}}$ (абсциссой точки перелома кривой усталости для напряжения изгиба).

Испытания показали, что для всех марок сталей независимо от вида применяемой термообработки $N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6$. Тогда $N_{F\text{lim}1} = N_{F\text{lim}2} = N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6$.

Если для шестерни получено соотношение $N_{FE1} \geq N_{F\text{lim}1}$, то коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$. При $N_{FE1} < N_{F\text{lim}1}$ коэффициент долговечности следует рассчитать по формуле:

$$Y_{N1} = q_f \sqrt{\frac{N_{F\text{lim}1}}{N_{FE1}}} \leq Y_{N\text{max}}. \quad (2.30)$$

Аналогичным образом поступают при определении коэффициента долговечности Y_{N_2} для колеса. Если получено соотношение $N_{FE2} \geq N_{F\lim 2}$, то следует принять $Y_{N_2} = 1$. При $N_{FE2} < N_{F\lim 2}$ коэффициент долговечности Y_{N_2} определяют по формуле:

$$Y_{N_2} = q_f \sqrt{\frac{N_{F\lim 2}}{N_{FE2}}} \leq Y_{N\max} \quad (2.31)$$

В формулах (2.30) ... (2.31):

$q_f = 6$; $Y_{N\max} = 4$ – при твёрдости активной поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса (шестерни или колеса) $H \leq 350\text{HB}$;

$q_f = 9$; $Y_{N\max} = 2,5$ – при твердости активной поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса (шестерни или колеса) $H > 350\text{HB}$.

Если в результате расчёта по формулам (2.30) и (2.31) получено $Y_{N1(2)} > Y_{N\max}$, то следует принять $Y_{N1(2)} = Y_{N\max}$.

Предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$ ($H/\text{мм}^2$) и напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$ ($H/\text{мм}^2$) при расчёте зубчатой передачи на статическую прочность зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) принимают по таблице 2.4 в зависимости от вида термообработки соответствующего зубчатого колеса. При этом отдельно для шестерни и колеса определяют $[\sigma_{H\max}]_1$ и $[\sigma_{H\max}]_2$, а также $[\sigma_{F\max}]_1$ и $[\sigma_{F\max}]_2$.

Для зубчатой пары величина $[\sigma_{H\max}]$ при проверке контактной прочности передачи по условию (2.3) принимается как меньшее значение из двух: $[\sigma_{H\max}]_1$, $[\sigma_{H\max}]_2$.

Расчёт на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой проводят по условию (2.4) отдельно для шестерни и колеса.

Действие пиковых нагрузок оценивают коэффициентом перегрузки $K_{\Pi} = T_{\text{пик}}/T_{\text{НОМ}}$, где $T_{\text{пик}}$ – пиковый момент; $T_{\text{НОМ}}$ – номинальный (максимальный из длительно действующих) момент, по которому проводят расчёты на сопротивление усталости.

Если режим нагружения задан в виде циклограммы моментов, то коэффициент перегрузки K_{Π} указывается в циклограмме.

В случае использования типовых режимов нагружения величина K_{Π} указывается отдельно, так как в типовые режимы не включают пиковые нагрузки.

Если пиковый момент $T_{\text{пик}}$ по какой-либо причине не указан, то его можно принимать равным максимальному моменту электродвигателя или предельному моменту предохранительных устройств привода.

2.9. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ И ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

Рассмотрим зубчатую пару, состоящую из шестерни 1 и колеса 2. Как указывалось ранее, шестерня – это меньшее по размерам зубчатое колесо, колесо – это большее по размерам из рассматриваемой пары. Термин “зубчатое колесо” относится как к шестерне, так и к колесу.

При ведущей шестерне 1 зубчатая передача является понижающей, при ведущем колесе 2 – повышающей.

Отношение угловой скорости ведущего зубчатого колеса к угловой скорости ведомого называется передаточным отношением зубчатой пары и обозначается i .

Параметр $u = z_2/z_1$ называют передаточным числом зубчатой пары и определяют как отношение числа зубьев колеса z_2 (большого числа зубьев) к числу зубьев шестерни z_1 (меньшему числу зубьев) независимо от того, что является ведущим: шестерня или колесо.

Для понижающей передачи

$$i = \omega_1/\omega_2 > 1; u = z_2/z_1 > 1.$$

Для повышающей передачи

$$i = \omega_2/\omega_1 < 1; u = z_2/z_1 > 1.$$

Для одинаковых размеров шестерни и колеса: $\omega_2 = \omega_1$; $i = 1$; $u = 1$.

Таким образом, значение передаточного отношения i зависит от того, какое зубчатое колесо ведущее или ведомое, а значение передаточного числа u - не зависит. Передаточное число $u \geq 1$ и не может быть меньше единицы. Для понижающей передачи $u = i$, для повышающей $u = 1/i$.

Передаточное число u относится только к одной паре зубчатых колес и его однозначное определение позволяет избежать ошибки при расчёте передачи. Профессор М.Н.Иванов [1] считает, что передаточное число u не следует применять для обозначения передаточного отношения многоступенчатых передач, а также планетарных, ременных и цепных. Там справедливо только обозначение i .

2.10. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Изложенные ниже примеры расчёта закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач носят общий характер и могут быть использованы студентом при расчёте любой ступени редуктора, содержащего эти передачи, а также при проектировании других механических приводов. С этой целью примеры снабжены подробным справочным материалом, что не требует привлечения других литературных источников для выполнения расчётов.

К общим исходным данным для расчёта этих передач относятся: передаточное отношение i зубчатой пары, частота вращения шестерни n_1 и колеса n_2 (мин^{-1}), вращающий момент T_2 ($\text{Н} \cdot \text{м}$) на колесе передачи, требуемый ресурс работы L_n (ч), номер типового режима нагружения, коэффициент кратковременной перегрузки $K_{\text{П}}$, расположение шестерни и колеса зубчатой пары относительно опор, реверсивность передачи, возможный режим нагружения ведомой машины, требования к габаритам привода, а также тип производства: единичный, серийный (мелкосерийный, среднесерийный, крупносерийный) или массовый.

При курсовом проектировании по деталям машин проектируемые редукторы механических приводов принимают нестандартными.

Учитывая, что курс “Детали машин” предусматривает изучение основ расчёта деталей общемашиностроительного применения, предлагаемые примеры расчёта выполнены на основании методики упрощённого расчёта зубчатых передач, которая без существенного влияния на результаты расчёта позволяет сократить объём этих расчётов.

Предлагаемые зависимости для расчёта закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач базируются на рекомендациях профессора М.Н.Иванова [1] и позволяют сохранить принцип их независимости от системы единиц физических величин, что важно для учебного процесса с методической точки зрения. По этой причине, а также с целью исключения ошибок при выполнении расчётов на прочность, используется более удобная внесистемная единица механического напряжения - $\text{Н} / \text{мм}^2$.

Если проектируемый редуктор содержит тихоходную и быстроходную ступени, то расчёт передач рекомендуется начинать с расчёта тихоходной ступени, как более нагруженной (для соосных редукторов это является обязательным условием проектирования его передач).

ПРИМЕР 2.1. РАСЧЕТ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные:

- а) ступень тихоходная косозубая цилиндрическая коническо–цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора механического привода (рис. 2.16);
- б) передаточное отношение передачи $i = i_T = 3,28$ (здесь индекс T – тихоходная ступень);
- в) частота вращения шестерни цилиндрической передачи $n_1 = 131 \text{ мин}^{-1}$;
- г) частота вращения колеса цилиндрической передачи $n_2 = 40 \text{ мин}^{-1}$;
- д) вращающий момент на колесе цилиндрической передачи $T_2 = 835,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- е) требуемый ресурс работы $L_n = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}$;
- ж) типовой режим нагружения – 1 (тяжелый);
- з) расположение зубчатых колес цилиндрической передачи относительно опор – несимметричное;

- и) коэффициент кратковременной перегрузки $K_{\Pi} = T_{\text{мрк}} / T_{\text{НОМ}} = 2$;
 к) редуктор нестандартный; привод реверсивный; возможный режим нагружения ведомой машины – с малой неравномерностью; желательно обеспечение компактности привода.

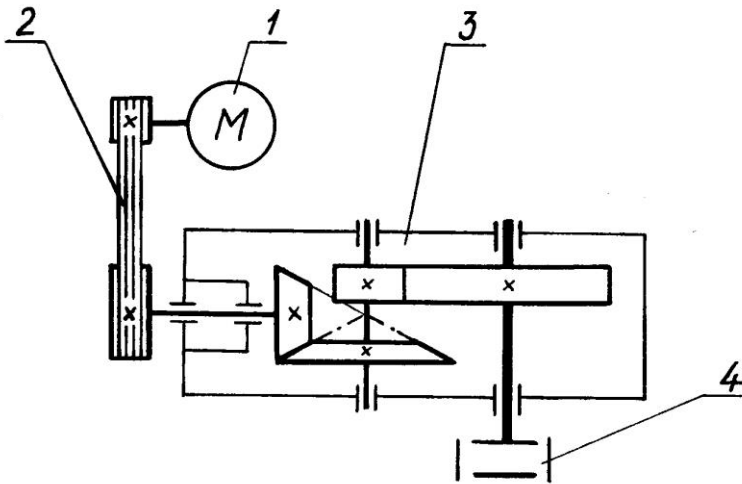


Рис. 2.16. Схема механического привода:

- 1 – электродвигатель;
 2 – передача клиноременная;
 3 – редуктор коническо – цилиндрический двухступенчатый горизонтальный;
 4 – муфта компенсирующая

Порядок расчета

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес и определение средней твердости активной поверхности зубьев. Учитывая требование компактности привода для рассчитываемой косозубой цилиндрической передачи, являющейся наиболее нагруженной ступенью редуктора, по табл. 2.2 принимаем вариант термообработки (т.о.) V: т.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + цементация + закалка, твердость активной поверхности зубьев 56...63 HRC₃.

Средняя твердость активной поверхности зуба $H_{\text{HRC3ПОВ}}$ (в данном случае $H_{\text{HRC3ПОВ1}} = H_{\text{HRC3ПОВ2}} = H_{\text{HRC3ПОВ}}$):

$$H_{\text{HRC3ПОВ}} = \frac{56 + 63}{2} = 59,5 \text{ HRC}_3.$$

2. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев $\sigma_{H\text{lim}}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений, по табл. 2.4 для принятого вида термообработки:

$$\sigma_{H\text{lim1}} = \sigma_{H\text{lim2}} = \sigma_{H\text{lim}} = 23H_{\text{HRC3ПОВ}} = 23 \cdot 59,5 = 1369 \text{ H / мм}^2.$$

Коэффициент безопасности S_H по табл. 2.4: $S_{H1} = S_{H2} = S_H = 1,2$.

Коэффициент приведения μ_H по табл. 2.3: $\mu_H = 0,5$ для типового режима нагружения 1.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{HE1} = 60c_1n_1L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 47,2 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60c_2n_2L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 40 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 14,4 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения $N_{H\text{lim}}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для контактных напряжений) по формуле (2.18) для варианта т.о. V:

$$N_{H\text{lim1}} = N_{H\text{lim2}} = N_{H\text{lim}} = 30(H_{\text{HB}})^{2,4} = 30 \cdot 595^{2,4} = 136,8 \cdot 10^6,$$

где среднюю твердость $H_{\text{HRC3ПОВ}} = 59,5 \text{ HRC}_3$ переводим в единицы HB, получая $H_{\text{HB}} = 595 \text{ HB}$ (см. табл. 2.5).

Согласно формуле (2.18) $N_{H\text{lim}}$ не должно превышать $120 \cdot 10^6$. Так как мы получили $N_{H\text{lim}} = 136,8 \cdot 10^6$, то принимаем $N_{H\text{lim}} = 120 \cdot 10^6$.

Для определения коэффициента долговечности Z_N при расчёте на сопротивление контактной усталости сопоставляем полученные величины N_{HE} и N_{Hlim} .

Если $N_{HE1(2)} \geq N_{Hlim1(2)}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1(2)} = 1$

В нашем примере для шестерни $N_{HE1} = 47,2 \cdot 10^6 < N_{Hlim1} = 120 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности Z_{N1} рассчитываем по формуле (2.19):

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{47,2 \cdot 10^6}} = 1,17.$$

Для колеса $N_{HE2} = 14,4 \cdot 10^6 < N_{Hlim2} = 120 \cdot 10^6$ и аналогичным образом Z_{N2} :

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{14,4 \cdot 10^6}} = 1,42.$$

Коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} не превышают $Z_{Nmax} = 1,8$ при $S_H = 1,2$.

Тогда допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{1(2)}$ согласно формуле (2.17) для принятого варианта т.о. V:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} Z_{N1} = \frac{1369}{1,2} \cdot 1,17 = 1335 \text{ H / мм}^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} Z_{N2} = \frac{1369}{1,2} \cdot 1,42 = 1620 \text{ H / мм}^2.$$

Минимальная величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]_{min} = [\sigma_H]_1 = 1335 \text{ H / мм}^2$.

Для цилиндрической косозубой передачи при известных допускаемых контактных напряжениях для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для передачи в сборе, т.е. для сопряжённой зубчатой пары, ГОСТ 21354-87 рекомендует определять по формуле (2.22):

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(1335 + 1620) = 1330 \text{ H / мм}^2.$$

При этом должно выполняться условие (2.23):

$$[\sigma_H]_{min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{min}.$$

В нашем примере $[\sigma_H] = 1330 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_H]_{min} = 1335 \text{ H / мм}^2$, поэтому принимаем

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min} = 1335 \text{ H / мм}^2.$$

Так как $1,25[\sigma_H]_{min} = 1,25 \cdot 1335 = 1669 \text{ H / мм}^2$, то принятая величина $[\sigma_H] = 1335 \text{ H / мм}^2$ не превышает 1669 H / мм^2 , т.е. выполняется также и правая часть условия (2.23).

Окончательно для дальнейших расчётов принимаем $[\sigma_H] = 1335 \text{ H / мм}^2$.

3. Межосевое расстояние передачи. Рассчитываемая передача расположена относительно опор несимметрично и является нераздвоенной. По табл. 2.6. для такой передачи при твердости активных поверхностей зубьев $H_1 > 350\text{HV}$ и $H_2 > 350\text{HV}$ коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния:

$$\psi_{ba} = b_w / a_w = 0,2 \dots 0,25.$$

Примем коэффициент $\psi_{ba} = 0,25$, учитывая заданный режим нагружения (1 – тяжёлый).

Тогда коэффициент рабочей ширины передачи относительно делительного диаметра шестерни (предварительно):

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 0,5\psi_{ba}(i+1) = 0,5 \cdot 0,25(3,28+1) = 0,54.$$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ при расчёте по контактным напряжениям (рис. 2.17) для кривой 5 при $H_1 > 350\text{HV}$ и $H_2 > 350\text{HV}$ для $\psi_{bd} = 0,54$: $K_{H\beta} = 1,07$.

По табл. 2.7 коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1,25$ (режим работы двигателя 1 – равномерный; режим работы ведомой машины 2 – с малой неравномерностью).

При приведенном модуле упругости для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ и вращающем моменте на колесе передачи $T_2 = 835,6 \text{ Н} \cdot \text{м} = 835,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ межосевое расстояние рассчитываемой косозубой цилиндрической передачи (предварительно):

$$a'_w \geq 0,75(u+1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}} = 0,75(3,28+1) \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 835,6 \cdot 10^3 \cdot 1,07 \cdot 1,25}{0,25 \cdot 3,28^2 \cdot 1335^2}} = 117 \text{ мм},$$

где u - передаточное число; для понижающей передачи $u = i = 3,28$.

По ряду $Ra40$ ГОСТ 6636–69 (табл.2.8) принимаем $a_w = 120 \text{ мм}$.

4. Модуль передачи, угол наклона зубьев, числа зубьев шестерни и колеса. Ориентировочно величина модуля m_n для косозубой передачи может быть определена по соотношению, приведенному в табл. 2.9 для твердостей активных поверхностей зубьев $H_1 > 45\text{HRC}_3$ и $H_2 > 45\text{HRC}_3$:

$$m_n = (0,016 \dots 0,0315) a_w = (0,016 \dots 0,0315) 120 = 1,92 \dots 3,78 \text{ мм}.$$

По табл. 2.10 принимаем стандартное значение $m_n = 3 \text{ мм}$ (1-й ряд). Принятая величина m_n не должна быть меньше 1 мм для силовых передач. У нас это условие выполняется. Если получилось $m_n < 1 \text{ мм}$, то следует принять $m_n = 1 \text{ мм}$.

Угол наклона зуба β на делительном цилиндре составляет в нераздвоенной косозубой передаче $\beta = 8 \dots 22^\circ$, в раздвоенной косозубой (шевронной) – $\beta = 25 \dots 45^\circ$.

При проектировании косозубой передачи предварительно задаются углом наклона зуба β' , принимая для нераздвоенной косозубой передачи $\beta' \approx 16^\circ$ и для раздвоенной (шевронной) – $\beta' \approx 30^\circ$.

В нашем примере косозубая передача является нераздвоенной и для нее предварительно принимаем $\beta' \approx 16^\circ$.

Тогда число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta'}{(u+1)m_n} = \frac{2 \cdot 120 \cos 16^\circ}{(3,28+1)3} = 17,97.$$

Принимаем $z_1 = 18$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = u z_1 = 3,28 \cdot 18 = 59,04.$$

Принимаем $z_2 = 59$.

Уточняем окончательно значение угла наклона зуба β :

$$\beta = \arccos \left[\frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} \right] = \arccos \left[\frac{(18 + 59)3}{2 \cdot 120} \right] = 15,74055^\circ = 15^\circ 44' 26'',$$

что находится в рекомендуемом диапазоне $\beta = 8 \dots 22^\circ$ для нераздвоенных косозубых передач.

С целью исключения подрезания зубьев косозубой шестерни должно выполняться условие:

$$z_1 \geq z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta.$$

В нашем примере:






$$z_{1\min} = 17 \cos^3 15,74055^\circ = 15.$$

Подрезание зубьев шестерни отсутствует, так как

$$z_1 = 18 > z_{1\min} = 15.$$

При $z_1 < z_{1\min}$ рекомендуется высотная коррекция зацепления (см. п.2.2.1).

Таблица 2.6 – Коэффициенты ψ_{ba} и $\psi_{bd \max}$

Расположение зубчатых колес относительно опор	Рекомендуемые значения	Твердость активных поверхностей зубьев	
		$H_1 \leq 350\text{HB}$, $H_2 \leq 350\text{HB}$ или $H_1 > 350\text{HB}$, $H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 > 350\text{HB}$
Симметричное 	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,3...0,5 1,2...1,6	0,25...0,3 0,9...1
Несимметричное для нераздвоенной ступени 	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,25...0,4 1...1,25	0,2...0,25 0,65...0,8
Несимметричное для раздвоенной ступени (одной ее половины) 	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,2...0,3 1...1,25	0,2 0,65...0,8
Консольное 	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,2...0,25 0,6...0,7	0,15...0,2 0,45...0,55
Симметрично-консольное 			

Примечания: 1. Большие значения ψ_{ba} и $\psi_{bd \max}$ – для постоянных и близких к ним нагрузок.
2. Для стандартных редукторов общего применения в указанном диапазоне ψ_{ba} выбирают стандартные значения: 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5.
При проектировании нестандартных редукторов данных рекомендаций можно не придерживаться.
3. Для коробок передач $\psi_{ba} = 0,1...0,2$ (меньшие значения при $H \geq 350\text{HB}$).

Таблица 2.7 – Значение коэффициента внешней динамической нагрузки K_A (ГОСТ 21354–87)

Режим нагружения двигателя		Режим нагружения ведомой машины			
		1	2	3	4
1	Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
2	С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
3	Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00 и выше
4	Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25 и выше

Характерные режимы нагружения двигателей:
1 – равномерный (электродвигатели);
2 – с малой неравномерностью (гидравлические двигатели);
3 – со средней неравномерностью (многоцилиндровые двигатели внутреннего сгорания);
4 – со значительной неравномерностью (одноцилиндровые двигатели внутреннего сгорания).

Характерные режимы нагружения ведомых машин:
1 – равномерный (равномерно работающие ленточные и цепные конвейеры, легкие подъемники, вентиляторы и т.д.);
2 – с малой неравномерностью (неравномерно работающие ленточные и цепные конвейеры для штучных грузов, шестеренчатые и ротационные насосы, главные приводы станков, тяжелые подъемники, крановые механизмы, поршневые многоцилиндровые насосы, станы холодной прокатки и т.д.);
3 – со средней неравномерностью (мешалки для резины и пластмасс, легкие шаровые мельницы, деревообрабатывающие станки, одноцилиндровые поршневые насосы и т.д.);
4 – со значительной неравномерностью (экскаваторы, черпалки, тяжелые шаровые мельницы, дробилки, буровые машины, брикетировочные прессы, станы горячей прокатки и т.д.).

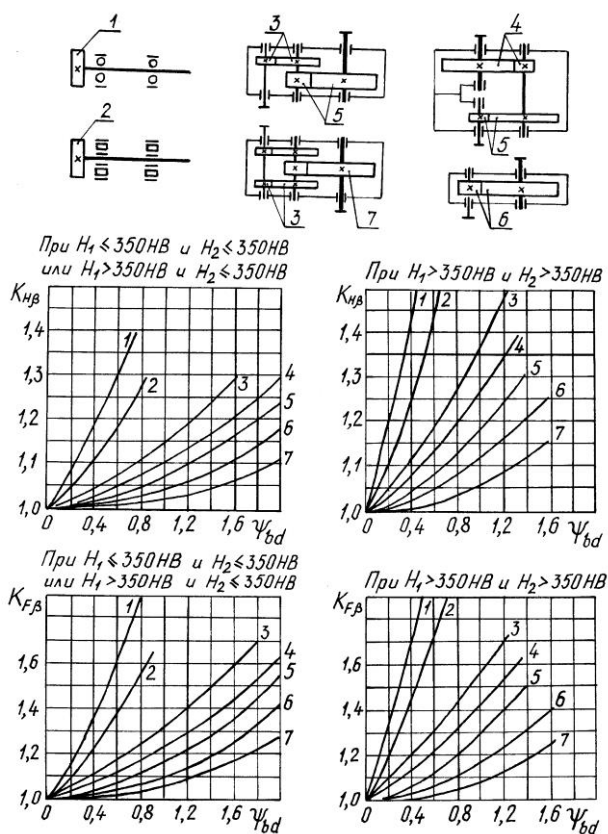


Рис. 2.17. Приближенные значения коэф-фициентов концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ (номер кривой на графике соответствует номеру ступени редуктора)

Таблица 2.8 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636–69), мм

Ряд Ra40									
...	5;	5,3;	5,6;	6;	6,3;	6,7;	7,1;	7,5;	8;
8,5;	9;	9,5;	10;	10,5;	11;	11,5;	12;	13;	14;
15;	16;	17;	18;	19;	20;	21;	22;	24;	25;
26;	28;	30;	32;	34;	36;	38;	40;	42;	45;
48;	50;	53;	56;	60;	62;	67;	71;	75;	80;
85;	90;	95;	100;	105;	110;	120;	125;	130;	140;
150;	160;	170;	180;	190;	200;	210;	220;	240;	250;
260;	280;	300;	320;	340;	360;	380;	400;	420;	450;
480;	500;	530;	560;	600;	630;	670;	710;	750;	800;
850;	900;	950;	...						

Таблица 2.9 – Ориентировочные значения модуля m_n для косозубых и шевронных цилиндрических передач (для прямозубых m)

Твердость активных поверхностей зубьев шестерни H_1 и колеса H_2	m_n (m), мм
$H_1 \leq 350HB$ и $H_2 \leq 350HB$	m_n (m) = (0,01...0,02) a_w
$H_1 > 350HB$ и $H_2 \leq 350HB$	m_n (m) = (0,0125...0,025) a_w
$H_1 > 350HB$ и $H_2 > 350HB$	m_n (m) = (0,016...0,0315) a_w

Примечание. a_w – межосевое расстояние цилиндрической передачи

Таблица 2.10 – Стандартные значения модулей зубчатых колес

Ряд	Модуль, мм													
1	...	1,0;	1,25;	1,5;	2,0;	2,5;	3;	4;	5;	6;	8;	10;	12;	...
2	...	1,125;	1,375;	1,75;	2,25;	2,75;	3,5;	4,5;	5,5;	7;	9;	11;	...	

Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд

Фактическое передаточное число рассчитываемой передачи

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 = 59 / 18 = 3,28.$$

Отклонение Δu передаточного числа u_{ϕ} и u :

$$\Delta u = \left| \frac{u_{\phi} - u}{u} \right| 100\% \leq [\Delta u] = 4\%.$$

В нашем случае это условие выполняется: $\Delta u = 0$.

5. Основные размеры шестерни и колеса. Диаметры делительные (точность расчетов – два знака после запятой):

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 3 \cdot 18 / \cos 15,74055^\circ = 56,10 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 3 \cdot 59 / \cos 15,74055^\circ = 183,90 \text{ мм}.$$

Диаметры начальные (передача без смещения): $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$.

Проверка:

$$(d_{w1} + d_{w2}) / 2 = a_w; \quad (56,10 + 183,90) / 2 = 120 \text{ мм}.$$

Выполненная проверка справедлива для косозубой передачи без смещения и при высотной коррекции.

При коэффициентах высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и радиального зазора $c^* = 0,25$ высоты головки h_a и ножки h_f зуба (для передачи без смещения):

$$h_{a1} = h_{a2} = h_a^* m_n = 1 \cdot 3 = 3 \text{ мм};$$

$$h_{f1} = h_{f2} = (h_a^* + c^*) m_n = (1 + 0,25) 3 = 3,75 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 56,10 + 2 \cdot 3 = 62,10 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 183,90 + 2 \cdot 3 = 189,90 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 56,10 - 2 \cdot 3,75 = 48,60 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 183,90 - 2 \cdot 3,75 = 176,40 \text{ мм}.$$

Рабочая ширина передачи (округляется до целого числа):

$$b_w = \psi_{ba} a_w = 0,25 \cdot 120 = 30 \text{ мм}.$$

Ширина венца колеса

$$b_2 = b_w = 30 \text{ мм}.$$

Ширина венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 30 + 10 = 40 \text{ мм}.$$

Окончательно коэффициент ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 30 / 56,10 = 0,53,$$

что не превышает $\psi_{bd \max} = 0,65 \dots 0,8$ по табл. 2.6 для несимметрично расположенной относительно опор нераздвоенной передачи при $H_1 > 350 \text{ НВ}$ и $H_2 > 350 \text{ НВ}$.

6. Выбор марки стали для изготовления зубчатых колес. Для варианта т.о. V марки сталей одинаковы для шестерни и колеса (см. табл. 2.2). При выборе конкретной марки стали по табл. 2.1 диаметр заготовки шестерни $D_{\text{заг}}$ (рис. 2.18, а) не должен превышать предельного значения $D_{\text{пред}}$, а для колеса толщины заготовки диска $C_{\text{заг}}$ и обода $S_{\text{заг}}$ (рис. 2.18, б) – предельного значения $S_{\text{пред}}$.

Тогда в нашем примере:

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 62,10 + 6 = 68,10 \text{ мм};$$

$$C_{\text{заг}} = 0,5 b_2 = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ мм};$$

$$S_{\text{заг}} = 8 m_n = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм}.$$

По табл. 2.1 принимаем для изготовления шестерни и колеса легированную хромистую сталь 20Х. При этом выполняются условия:

а) для шестерни (т.о. улучшение + цементация + закалка)

$$D_{\text{заг}} = 68,10 \text{ мм} < D_{\text{пред}} = 200 \text{ мм};$$

б) для колеса (т.о. улучшение + цементация + закалка)

$$C_{\text{заг}} = 15 \text{ мм} \text{ и } S_{\text{заг}} = 24 \text{ мм} < S_{\text{пред}} = 125 \text{ мм}.$$

При выполнении выше записанных условий для шестерни и колеса гарантируется получение твердости активной поверхности зубьев при данном варианте термообработки в диапазоне 56...63HRC_Э.

7. Степень точности передачи. Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления

$$v = \pi d_{w2} n_2 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 183,90 \cdot 40 / (60 \cdot 10^3) = 0,38 \text{ м/с}.$$

По табл. 2.11, исходя из $v = 0,38 \text{ м/с}$, для цилиндрической передачи с косыми зубьями принимаем 9-ю степень точности.

8. Определение сил, действующих в косозубом зацеплении. Окружная сила F_t на начальном цилиндре в торцовом сечении косозубой цилиндрической передачи при $T_2 = 835,6 \text{ Н} \cdot \text{м} = 835,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$:

$$F_t = 2T_2 / d_{w2} = 2 \cdot 835,6 \cdot 10^3 / 183,90 = 9088 \text{ Н}.$$

При этом для шестерни и колеса:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 9088 \text{ Н}.$$

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \text{tg} 20^\circ / \cos \beta = 9088 \text{tg} 20^\circ / \cos 15,74055^\circ = 3437 \text{ Н}.$$

Осевая сила F_a для шестерни и колеса:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \text{tg} \beta = 9088 \text{tg} 15,74055^\circ = 2561 \text{ Н}.$$

Направления сил F_{t1} , F_{r1} и F_{a1} на шестерне противоположны направлениям соответствующих сил F_{t2} , F_{r2} и F_{a2} на колесе.

На рис. 2.19 показаны направления сил F_t , F_r и F_a для шестерни и колеса косозубой цилиндрической передачи в зависимости от направления вращения шестерни и направления линии зуба на ее делительном цилиндре (левое или правое).

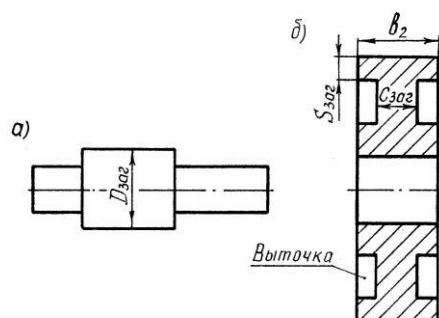


Рис. 2.18. Заготовки цилиндрических зубчатых колес:
а – заготовка шестерни; б – заготовка колеса;

$D_{заг}$ – диаметр заготовки шестерни;

$C_{заг}$ – толщина заготовки диска колеса

(для колеса без выточки $C_{заг} = b_2 + 4 \text{ мм}$);

$S_{заг}$ – толщина заготовки обода колеса

Таблица 2.11 – Степени точности зубчатых передач

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Окружные скорости v , м/с, вращения зубчатых колес			
	Цилиндрическая зубчатая передача		Коническая зубчатая передача	
	зубья прямые	зубья косые	зубья прямые	зубья круговые
6	до 15	до 30	до 12	до 20
7	до 10	до 15	до 8	до 10
8	до 6	до 10	до 4	до 7
9	до 2	до 4	до 1,5	до 3

Таблица 2.12 – Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых цилиндрических передач [1]

Окружная скорость v , м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
до 5		1,03	1,07
	7	1,07	1,22
	8	1,13	1,35
	9		

свыше 5 до 10	7 8	1, 05 1, 10	1, 2 1, 10
свыше 10 до 15	7 8	1, 08 1, 15	1, 25 1, 40

9. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев $K_{Ha} = 1,13$ (табл. 2.12).

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{59} \right) \right] \cos 15,74055^{\circ} = 1,59.$$

Коэффициент уменьшения контактных напряжений в косозубой передаче в сравнении с прямозубой [1]:

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{Ha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1,13 \cos^2 15,74055^{\circ}}{1,59}} = 0,81.$$

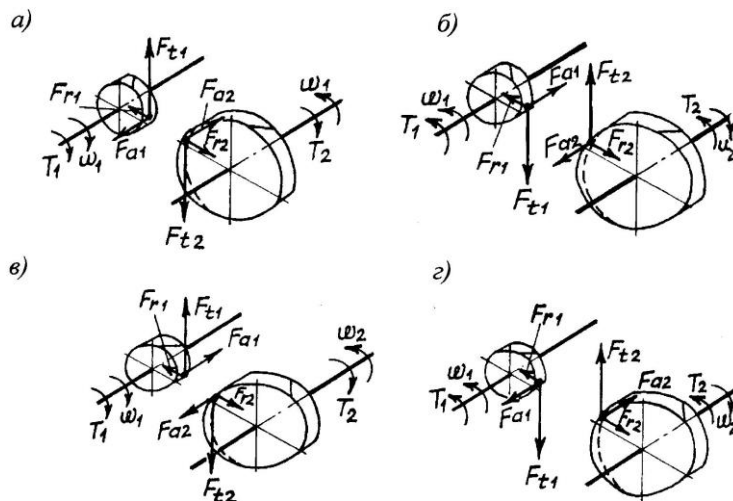


Рис. 2.19. Схема сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи:
 а, б – направление линии зуба шестерни – левое, колеса – правое;
 в, г – направление линии зуба шестерни – правое, колеса – левое

Уточним коэффициент $K_{H\beta}$. Ранее (см. п.3) мы приняли $K_{H\beta} = 1,07$ при $\psi_{bd} = 0,54$. Уточненное значение коэффициента ψ_{bd} в п.5 оказалось равным 0,53, что практически не отличается от предварительно рассчитанного в п.3, т.е. от 0,54. Таким образом, окончательная величина $K_{H\beta}$ осталась прежней и равной 1,07 (при значительном отличии уточненной величины ψ_{bd} от предварительно рассчитанной в п.3, следует для той же кривой, что и ранее, уточнить коэффициент $K_{H\beta}$).

Коэффициент K_{Hv} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузки передачи при расчете по контактным напряжениям, по табл. 2.13 для окружной скорости $v = 0,38 \text{ м/с}$ $K_{Hv} \approx 1$ (см. примечание 3). При значениях v , отличающихся от величин, указанных в табл. 2.13, коэффициент K_{Hv} следует определить линейным интерполированием.

Тогда расчетные контактные напряжения в полюсе зацепления

$$\sigma_H = Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A \cdot u_{\phi} + 1}{b_w d_{w1} u_{\phi}}} = 0,81 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 9088 \cdot 1,07 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 3,28 + 1}{30 \cdot 56,10 \cdot 3,28}} = 1140 \text{ Н/мм}^2.$$

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается, так как выполняется условие:

$$\sigma_H = 1140 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 1335 \text{ Н/мм}^2.$$

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ наблюдается перегрузка передачи $\Delta\sigma_H$, которая не должна превышать 5%, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100\% \leq 5\% .$$

При $\sigma_H > 5\%$ можно увеличить рабочую ширину передачи b_w , приняв новое значение b'_w по формуле $b'_w = b_w (\sigma_H / [\sigma_H])^2$, соблюдая условие $\psi_{bd} = b'_w / d_1 \leq \psi_{bd\max}$. При повторной проверке условия $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ уточняется коэффициент $K_{H\beta}$ для нового значения $\psi_{bd} = b'_w / d_1$. Если увеличение рабочей ширины передачи (а соответственно и ширины венца колеса $b'_2 = b'_w$) не дает должного результата, то надо либо увеличить межосевое расстояние a_w , либо выбрать другой вариант термообработки, пересчитать допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ и повторить расчет передачи.

Таблица 2.13 – Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv} , учитывающие внутреннюю динамическую нагрузку цилиндрической зубчатой передачи [4, 6]

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Твердость активных поверхностей зубьев	K_{Hv}					K_{Fv}				
		$v, м/с$									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
7	a	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,50}{1,20}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,50}{1,20}$
	б	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,80}{1,32}$	–	–
8	a	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$
	б	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,72}{1,29}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,96}{1,38}$	–	–
9	a	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$
	б	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,84}{1,34}$	–	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,56}{1,22}$	–	–	–

Примечания: 1. Твердость активных поверхностей зубьев:

a – $H_1 \geq 45HRC_3, H_2 \geq 45HRC_3$;

б – $\begin{cases} H_1 \leq 350HB, H_2 \leq 350HB; \\ H_1 \geq 45HRC_3, H_2 \leq 350HB. \end{cases}$

2. Числитель – прямозубые, знаменатель – косозубые передачи. 3. При $v < 1 м/с$ $K_{Hv} \approx 1$ и $K_{Fv} \approx 1$.

10. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба $\sigma_{F\lim}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба, по табл. 2.4 для принятого вида термообработки (улучшение + цементация + закалка):

$$\sigma_{F\lim1} = \sigma_{F\lim2} = \sigma_{F\lim} = 750 H / мм^2 .$$

Коэффициент безопасности S_F по табл. 2.4: $S_{F1} = S_{F2} = S_F = 1,5$.

Коэффициент приведения μ_F по табл. 2.3:

$\mu_{F1} = 0,2$ для $q_F = 9$ (так как $H_1 > 350HB$);

$\mu_{F2} = 0,2$ для $q_F = 9$ (так как $H_2 > 350HB$).

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{FE1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 18,9 \cdot 10^6 ;$$

$$N_{FE2} = 60c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 40 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 5,8 \cdot 10^6 .$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба) для всех видов термообработки: $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$. Тогда

$$N_{F\lim1} = N_{F\lim2} = N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6 .$$

Для определения коэффициента долговечности Y_N при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе сопоставляем полученные величины N_{FE} и $N_{F\lim}$.

Для шестерни $N_{FE1} = 18,9 \cdot 10^6 > N_{F\lim1} = 4 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$.

Для колеса $N_{FE2} = 5,8 \cdot 10^6 > N_{F\lim2} = 4 \cdot 10^6$ и в данном случае также коэффициент долговечности $Y_{N2} = 1$.

При $N_{FE1(2)} < N_{F\lim}$ коэффициенты долговечности $Y_{N1(2)}$ рассчитывают по формулам (2.30)...(2.31).

Коэффициент Y_A , учитывающий двустороннее приложение нагрузки, принимают, согласно пояснениям к формуле (2.29), только для реверсивных приводов (для неререверсивных приводов $Y_A = 1$). Проектируемый привод является реверсивным (см. исходные данные) и тогда, при одинаковой термообработке зубьев шестерни и колеса (вариант т.о. V), $Y_{A1} = Y_{A2} = Y_A = 0,75$ – для цементованных сталей.

Тогда допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ по формуле (2.29) для принятого варианта т.о. V при $Y_{N1} = Y_{N2} = Y_N = 1$:

$$[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}] = [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_N Y_A = \frac{750}{1,5} \cdot 1 \cdot 0,75 = 375 \text{ H / мм}^2 .$$

11. Проверочный расчет передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ при расчете по напряжениям изгиба (рис. 2.17) для кривой 5 при $H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 > 350\text{HB}$ для $\psi_{bd} = 0,53$: $K_{F\beta} = 1,1$.

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, по табл. 2.13 для $v = 0,38 \text{ м / с}$: $K_{Fv} \approx 1$ (см. примечание 3).

Число зубьев эквивалентного прямозубого зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев) z_v :

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 18 / \cos^3 15,74055^\circ = 20 ;$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 59 / \cos^3 15,74055^\circ = 66 .$$

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} согласно рис. 2.20 в зависимости от z_v при коэффициенте смещения исходного контура $x = 0$: для шестерни $Y_{FS1} = 4,08$; для колеса $Y_{FS2} = 3,61$.

Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев при расчете на изгиб $K_{Fa} = 1,35$ (по табл. 2.12).

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба в косозубой передаче и неравномерного распределения нагрузки [1]:

$$Y_\beta = 1 - (\beta^\circ / 140^\circ) = 1 - (15,74055^\circ / 140^\circ) = 0,89 .$$

Коэффициент уменьшения напряжений изгиба в косозубой передаче в сравнении с прямозубой [1]:

$$Y_{F\beta} = K_{Fa} Y_\beta / \varepsilon_\alpha = 1,35 \cdot 0,89 / 1,59 = 0,76 .$$

Расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_A}{b_1 m_n} Y_{FS1} Y_{F\beta} = \frac{9088 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25}{40 \cdot 3} 4,08 \cdot 0,76 = 323 \text{ H / мм}^2 ;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_A}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_{F\beta} = \frac{9088 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25}{30 \cdot 3} 3,61 \cdot 0,76 = 381 \text{ H / мм}^2 .$$

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \leq 1,1[\sigma_F]$.

Для шестерни:

$$\sigma_{F1} = 323 H / \text{мм}^2 < [\sigma_F]_1 = 375 H / \text{мм}^2 .$$

Для колеса:

$$\sigma_{F2} = 381 H / \text{мм}^2 > [\sigma_F]_2 = 375 H / \text{мм}^2, \text{ но } < 1,1[\sigma_F]_2 = 413 H / \text{мм}^2 .$$

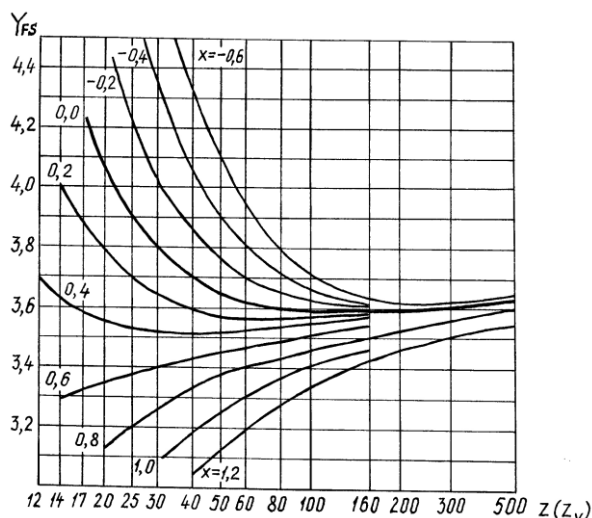


Рис. 2.20. График для определения коэффициента формы зуба

и концентрации напряжений Y_{FS}

(из ГОСТ 21354–87):

z – число зубьев прямого цилиндрического зубчатого колеса;

z_v – число зубьев эквивалентного прямого цилиндрического зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев);

x – коэффициент смещения исходного контура;

(приблизительно

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{x}{z_v} + 0,092 x^2)$$

12. Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки, не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости, что позволит предотвратить остаточные деформации или хрупкое разрушение поверхностного слоя.

По табл. 2.4 предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H \max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев, для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса и рассчитываются по формуле:

$$[\sigma_{H \max}]_1 = [\sigma_{H \max}]_2 = [\sigma_{H \max}] = 40 H_{\text{HRC}_{\text{ПОВ}}} = 40 \cdot 59,5 = 2380 H / \text{мм}^2 .$$

Расчетные максимальные контактные напряжения $\sigma_{H \max}$ при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}} = 1140 \sqrt{2} = 1612 H / \text{мм}^2 ,$$

где $\sigma_H = 1140 H / \text{мм}^2$ – см. п.9; $K_{\Pi} = T_{\text{пик}} / T_{\text{max}} = 2,0$ – коэффициент кратковременной перегрузки (см. исходные данные).

Контактная прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняется условие

$$\sigma_{H \max} = 1612 H / \text{мм}^2 < [\sigma_{H \max}] = 2380 H / \text{мм}^2 .$$

13. Проверочный расчет передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Данный расчет выполняется с целью предупреждения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки.

По табл. 2.4 предельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F \max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой, для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{F \max}]_1 = [\sigma_{F \max}]_2 = [\sigma_{F \max}] = 1200 H / \text{мм}^2 .$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе $\sigma_{F \max}$ в опасном сечении зуба шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} K_{\Pi} = 323 \cdot 2 = 646 H / \text{мм}^2 ;$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} K_{\Pi} = 381 \cdot 2 = 762 H / \text{мм}^2 ,$$

где σ_{F1} и σ_{F2} – см. п.11.

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F_{\max 1}} = 646 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_{F_{\max}}]_1 = 1200 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{F_{\max 2}} = 762 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_{F_{\max}}]_2 = 1200 \text{ H / мм}^2.$$

ПРИМЕР 2.2. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цилиндрическую косозубую тихоходную ступень коническо–цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора механического привода (рис. 2.16) заменить на прямозубую цилиндрическую, используя исходные данные примера 2.1.

Порядок расчета

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес и определение средней твердости активной поверхности зубьев. С целью повышения нагрузочной способности передачи и обеспечения компактности привода по табл. 2.2 принимаем вариант термообработки (т.о.) IV: т.о. шестерни – улучшение +цементация+закалка, твердость активной поверхности зубьев 56...63HRC_Э; т.о. колеса – улучшение+закалка ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев 45...50 HRC_Э.

Средняя твердость активной поверхности зуба H:

$$H_1 = H_{\text{HRC}_{\text{ЭПОВ1}}} = \frac{56 + 63}{2} = 59,5 \text{ HRC}_{\text{Э}};$$

$$H_2 = H_{\text{HRC}_{\text{ЭПОВ2}}} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5 \text{ HRC}_{\text{Э}}.$$

2. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев $\sigma_{H_{\lim}}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений, по табл. 2.4 для варианта т.о. IV:

$$\sigma_{H_{\lim 1}} = 23 H_{\text{HRC}_{\text{ЭПОВ1}}} = 23 \cdot 59,5 = 1369 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{H_{\lim 2}} = 17 H_{\text{HRC}_{\text{ЭПОВ2}}} + 200 = 17 \cdot 47,5 + 200 = 1008 \text{ H / мм}^2.$$

Коэффициент безопасности S_H по табл. 2.4:

$$S_{H1} = 1,2; S_{H2} = 1,2.$$

Коэффициент приведения μ_H по табл. 2.3: $\mu_H = 0,5$ для типового режима нагружения 1.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$ осталось таким же, как и для косозубой передачи (расчет N_{HE1} и N_{HE2} см. пример 2.1, п.2):

$$N_{HE1} = 47,2 \cdot 10^6; N_{HE2} = 14,4 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения $N_{H_{\lim}}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для контактных напряжений) по формуле (2.18) для варианта т.о. IV:

$$N_{H_{\lim 1}} = 30 (H_{\text{HB1}})^{2,4} = 30 \cdot 595^{2,4} = 136,8 \cdot 10^6,$$

где среднюю твердость активной поверхности зуба шестерни $H_1 = 59,5 \text{ HRC}_{\text{Э}}$ переводим в единицы HB, получая $H_{\text{HB1}} = 595 \text{ HB}$ (см. табл. 2.5);

$$N_{H_{\lim 2}} = 30 (H_{\text{HB2}})^{2,4} = 30 \cdot 455^{2,4} = 71,8 \cdot 10^6.$$

Согласно формуле (2.18) полученные значения $N_{H_{\lim 1}}$ и $N_{H_{\lim 2}}$ не должны превышать $120 \cdot 10^6$. У нас это условие не выполняется для $N_{H_{\lim 1}}$. Принимаем $N_{H_{\lim 1}} = 120 \cdot 10^6$.

Для определения коэффициента долговечности Z_N при расчете передачи на сопротивление контактной усталости сопоставляем полученные величины N_{HE} и $N_{H_{\lim}}$. При $N_{HE1(2)} \geq N_{H_{\lim 1(2)}} Z_{N1(2)} = 1$. В нашем примере:

для шестерни $N_{HE1} = 47,2 \cdot 10^6 < N_{Hlim1} = 120 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности Z_{N1} рассчитываем по формуле (2.19):

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{47,2 \cdot 10^6}} = 1,17;$$

для колеса $N_{HE2} = 14,4 \cdot 10^6 < N_{Hlim2} = 71,8 \cdot 10^6$ и аналогичным образом

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{71,8 \cdot 10^6}{14,4 \cdot 10^6}} = 1,31.$$

Коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} не превышают $Z_{Nmax} = 1,8$ при $S_H = 1,2$.

Тогда допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{1(2)}$ согласно формуле (2.17) для принятого варианта т.о. IV:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} Z_{N1} = \frac{1369}{1,2} 1,17 = 1335 \text{ H / мм}^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} Z_{N2} = \frac{1008}{1,2} 1,31 = 1100 \text{ H / мм}^2.$$

Минимальная величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]_{min} = [\sigma_H]_2 = 1100 \text{ H / мм}^2$.

При известных величинах $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ для передачи с прямыми зубьями в сборе для всех вариантов термообработки допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ принимают: $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min}$. Тогда в нашем примере:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min} = 1100 \text{ H / мм}^2$$

3. Межосевое расстояние передачи. Рассчитываемая цилиндрическая передача расположена относительно опор несимметрично и является нераздвоенной. По табл. 2.6 для такой передачи при твердости активных поверхностей зубьев $H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 > 350\text{HB}$ коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния:

$$\psi_{ba} = b_w / a_w = 0,2 \dots 0,25.$$

Принимаем $\psi_{ba} = 0,25$, учитывая заданный режим нагружения (1 – тяжёлый).

Тогда коэффициент рабочей ширины передачи относительно делительного диаметра шестерни (предварительно):

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 0,5 \psi_{ba} (i + 1) = 0,5 \cdot 0,25 (3,28 + 1) = 0,54.$$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ при расчете по контактным напряжениям (рис. 2.2) для кривой 5 при $H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 > 350\text{HB}$ для $\psi_{bd} = 0,54$: $K_{H\beta} = 1,07$.

По табл. 2.7 коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1,25$ (режим работы двигателя 1 – равномерный; режим работы ведомой машины 2 – с малой неравномерностью).

При приведенном модуле упругости для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ H / мм}^2$ и вращающем моменте на колесе ступени $T_2 = 835,6 \text{ H} \cdot \text{м} = 835,6 \cdot 10^3 \text{ H} \cdot \text{мм}$ межосевое расстояние рассчитываемой прямозубой цилиндрической передачи (предварительно):

$$a'_w \geq 0,85(u + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}} = 0,85(3,28 + 1) \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 835,6 \cdot 10^3 \cdot 1,07 \cdot 1,25}{0,25 \cdot 3,28^2 \cdot 1100^2}} = 151 \text{ мм},$$

где u - передаточное число; для понижающей передачи $u = i$.

По ряду $Ra40$ ГОСТ 6636–69 (табл. 2.8) принимаем ближайшее $a_w = 150 \text{ мм}$.

4. Модуль передачи, числа зубьев шестерни и колеса. Ориентировочно величина модуля m для прямозубой передачи может быть определена по соотношению, приведенному в табл. 2.9 для твердостей активных поверхностей зубьев $H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 > 350\text{HB}$:

$$m = (0,016...0,0315)a_w = (0,016...0,0315)150 = 2,4...4,7 \text{ мм}.$$

По табл. 2.10 для полученного диапазона модулей 2,4...4,7 мм стандартными значениями 1-го ряда являются $m = 2,5$; 3 и 4 мм.

При расчете прямозубой цилиндрической передачи следует принимать такое стандартное значение модуля m из полученного диапазона, чтобы суммарное число зубьев шестерни и колеса $z_\Sigma = 2a_w/m$ было целым числом. Принятая величина m не должна быть меньше $m_{\min} = 1 \text{ мм}$. В нашем примере для всех трех стандартных значений m (2,5; 3 и 4 мм) величина z_Σ получается целым числом. Рассчитываемая передача относится к передачам с высокотвёрдыми зубьями ($H_1 > 350 \text{ НВ}$ и $H_2 > 350 \text{ НВ}$), поэтому стандартным принимаем модуль $m = 4 \text{ мм}$. Тогда:

$$z_\Sigma = 2a_w/m = 2 \cdot 150/4 = 75.$$

$$\text{Число зубьев шестерни } z_1 = z_\Sigma/(u+1) = 75/(3,28+1) = 18 > z_{1\min} = 17.$$

При $z_1 < 17$ применяют высотное смещение исходного контура с целью исключения подрезания зубьев и повышения их изгибной прочности. Коэффициенты смещения [3]:

$$x_1 = (17 - z_1)/17 \leq 0,6; \quad x_2 = -x_1.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 75 - 18 = 57.$$

Фактическое передаточное число рассчитываемой передачи

$$u_\phi = z_2/z_1 = 57/18 = 3,17.$$

Отклонение Δu передаточного числа u_ϕ от u :

$$\Delta u = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| 100\% = \left| \frac{3,17 - 3,28}{3,28} \right| 100\% = 3,4\% < [\Delta u] = 4\%.$$

5. Основные размеры шестерни и колеса. Диаметры делительные (точность расчетов – два знака после запятой):

$$d_1 = m z_1 = 4 \cdot 18 = 72 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 = 4 \cdot 57 = 228 \text{ мм}.$$

Диаметры начальные (передача без смещения): $d_{w1} = d_1$; $d_{w2} = d_2$.

Проверка:

$$(d_{w1} + d_{w2})/2 = a_w; \quad (72 + 228)/2 = 150 \text{ мм}.$$

Выполненная проверка справедлива для прямозубой передачи без смещения и при высотной коррекции зацепления.

При коэффициентах высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и радиального зазора $c^* = 0,25$ высоты головки h_a и ножки h_f зуба (в нашем случае передача без смещения и коэффициенты смещения $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$):

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m = (1 + 0)4 = 4 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (1 + 0)4 = 4 \text{ мм};$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m = (1 + 0,25 - 0)4 = 5 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m = (1 + 0,25 - 0)4 = 5 \text{ мм}.$$

Для передачи с высотным смещением исходного контура ($x_1 > 0$; $x_2 = -x_1$) при расчете $h_{a1(2)}$ и $h_{f1(2)}$ коэффициенты смещения x_1 и x_2 подставляют со своими знаками. При этом соотношение высот головок и ножек зубьев изменяется: $h_{a1} > h_{a2}$; $h_{f1} < h_{f2}$.

Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 72 + 2 \cdot 4 = 80 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 228 + 2 \cdot 4 = 236 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 72 - 2 \cdot 5 = 62 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 228 - 2 \cdot 5 = 218 \text{ мм} .$$

Рабочая ширина передачи (округляется до целого числа):

$$b_w = \psi_{ba} a_w = 0,25 \cdot 150 = 38 \text{ мм} .$$

Ширина венца колеса

$$b_2 = b_w = 38 \text{ мм} .$$

Ширина венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 38 + 10 = 48 \text{ мм} .$$

Окончательно коэффициент ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 38 / 72 = 0,53 ,$$

что не превышает $\psi_{bd \max} = 0,65 \dots 0,8$ по табл. 2.6 для несимметрично расположенной относительно опор нераздвоенной ступени при $H_1 > 350 \text{ НВ}$ и $H_2 > 350 \text{ НВ}$.

6. Выбор марки стали для изготовления зубчатых колес. Для варианта т.о. IV марки сталей различны для шестерни и колеса (см. табл. 2.2). При выборе конкретной марки стали по табл. 2.1 диаметр заготовки шестерни $D_{заг}$ (рис. 2.18, а) не должен превышать предельного значения $D_{пред}$, а для колеса толщины заготовки диска $C_{заг}$ и обода $S_{заг}$ (рис. 2.18, б) – предельного значения $S_{пред}$.

Тогда:

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 80 + 6 = 86 \text{ мм} ;$$

$$C_{заг} = 0,5 b_2 = 0,5 \cdot 38 = 19 \text{ мм} ;$$

$$S_{заг} = 8 m = 8 \cdot 4 = 32 \text{ мм} .$$

По табл. 2.2 принимаем для изготовления шестерни легированную сталь 20X, а для изготовления колеса - легированную сталь 40X. По табл. 2.1 имеем:

а) для шестерни (т.о. улучшение +цементация+закалка, твердость активной поверхности зубьев 56...63HRC_э), сталь 20X

$$D_{заг} = 86 \text{ мм} < D_{пред} = 200 \text{ мм} ;$$

б) для колеса (т.о. улучшение+закалка ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев 45...50 HRC_э), сталь 40X

$$C_{заг} = 19 \text{ мм} \text{ и } S_{заг} = 32 \text{ мм} < S_{пред} = 80 \text{ мм} .$$

Сталь 20X подходит для изготовления шестерни, а сталь 40X – для колеса.

7. Степень точности передачи. Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления

$$v = \pi d_{w2} n_2 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 228 \cdot 40 / (60 \cdot 10^3) = 0,48 \text{ м/с} .$$

По табл. 2.11, исходя из $v = 0,48 \text{ м/с}$, для цилиндрической передачи с прямыми зубьями принимаем 9-ю степень точности.

8. Определение сил, действующих в прямозубом зацеплении цилиндрической передачи. Окружная сила F_t на начальном цилиндре в торцовом сечении прямозубой цилиндрической передачи при вращающем моменте на валу колеса $T_2 = 835,6 \text{ Н} \cdot \text{м} = 835,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$:

$$F_t = 2T_2 / d_{w2} = 2 \cdot 835,6 \cdot 10^3 / 228 = 7330 \text{ Н} .$$

При этом для шестерни и колеса

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 7330 \text{ Н} .$$

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \text{ tg} 20^\circ = 7330 \text{ tg} 20^\circ = 2668 \text{ Н} .$$

Направления сил F_{t1} и F_{r1} на шестерне противоположны направлениям соответствующих сил F_{t2} и F_{r2} на колесе.

На рис. 2.21 показаны направления сил F_t и F_r для шестерни и колеса прямозубой цилиндрической передачи в зависимости от направления вращения шестерни.

9. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{57} \right) = 1,65.$$

Уточним коэффициент $K_{H\beta}$. Ранее (см. п.3) мы приняли $K_{H\beta} = 1,07$ при $\psi_{bd} = 0,54$. Уточненное значение коэффициента ψ_{bd} в п.5 оказалось равным 0,53, что практически не отличается от предварительно рассчитанного в п.3, т.е. от 0,54. Таким образом, окончательная величина $K_{H\beta}$ осталась прежней и равной 1,07 (при значительном отличии уточненной величины ψ_{bd} от предварительно рассчитанной в п.3, следует для той же кривой, что и ранее, уточнить коэффициент $K_{H\beta}$).

Коэффициент K_{Hv} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку при расчете по контактным напряжениям, по табл. 2.13 для окружной скорости в зацеплении $v = 0,48 \text{ м/с}$ $K_{Hv} = 1$ (см. примечание 3).

Тогда расчетные контактные напряжения в полюсе зацепления

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A \cdot u_{\phi} + 1}{b_w d_{w1} u_{\phi}}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 7330 \cdot 1,07 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 3,17 + 1}{38 \cdot 72 \cdot 3,17}} = 995 \text{ Н/мм}^2.$$

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается, так как выполняется условие:

$$\sigma_H = 995 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 1100 \text{ Н/мм}^2.$$

Рекомендации при $\sigma_H > [\sigma_H]$ см. пример 2.1, п.9.

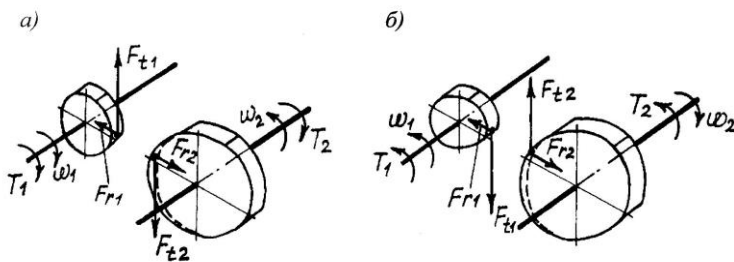


Рис. 2.21. Схема сил в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи

10. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба $\sigma_{F\text{lim}}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба, по табл. 2.4 для варианта т.о. IV:

а) для шестерни (т.о. улучшение+цементация+закалка) $\sigma_{F\text{lim}1} = 750 \text{ Н/мм}^2$;

б) для колеса (т.о. улучшение + закалка ТВЧ) при $m \geq 3 \text{ мм}$ $\sigma_{F\text{lim}2} = 650 \text{ Н/мм}^2$;

Коэффициент безопасности S_F по табл. 2.4: для шестерни $S_{F1} = 1,5$; для колеса $S_{F2} = 1,7$.

Коэффициент приведения μ_F по табл. 2.3:

$$\mu_{F1} = 0,2 \text{ для } q_F = 9 \text{ (так как } N_1 > 350 \text{ НВ)};$$

$$\mu_{F1} = 0,2 \text{ для } q_F = 9 \text{ (так как } N_2 > 350 \text{ НВ)}.$$

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} при расчете по напряжениям изгиба для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 18,9 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 40 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 5,8 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F\text{lim}}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба) для всех видов термообработки: $N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6$.

Тогда

$$N_{F\text{lim}1} = N_{F\text{lim}2} = N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6.$$

Для определения коэффициента долговечности Y_N при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе сопоставляем полученные величины N_{FE} и $N_{F\text{lim}}$.

Для шестерни $N_{FE1} = 18,9 \cdot 10^6 > N_{F\text{lim}1} = 4 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$.

Для колеса $N_{FE2} = 5,8 \cdot 10^6 > N_{F\text{lim}2} = 4 \cdot 10^6$ и в данном случае также коэффициент долговечности $Y_{N2} = 1$.

При $N_{FE1(2)} < N_{F\text{lim}1(2)}$ коэффициенты долговечности $Y_{N1(2)}$ рассчитывают по формулам (2.30)...(2.31).

Коэффициент Y_A , учитывающий двустороннее приложение нагрузки, принимают, согласно пояснениям к формуле (2.29), только для реверсивных приводов (для неревверсивных приводов $Y_A = 1$). Проектируемый привод является реверсивным (см. исходные данные) и тогда для шестерни (сталь цементованная) $Y_{A1} = 0,75$, для колеса (сталь закалена ТВЧ) $Y_{A2} = 0,75$.

Тогда допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ по формуле (2.29):

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\text{lim}1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_{A1} = \frac{750}{1,5} \cdot 1 \cdot 0,75 = 375 \text{ H / мм}^2;$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\text{lim}2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_{A2} = \frac{650}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,75 = 287 \text{ H / мм}^2.$$

11. Проверочный расчет передачи на сопротивление усталости при изгибе. Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ при расчете по напряжениям изгиба (рис. 2.17) для кривой 5 при $H_1 > 350 \text{ НВ}$ и $H_2 > 350 \text{ НВ}$ для $\psi_{bd} = 0,53$: $K_{F\beta} = 1,1$.

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, по табл. 2.13 для $v = 0,48 \text{ м/с}$: $K_{Fv} = 1$ (см. примечание 3).

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} согласно рис. 2.20 в зависимости от числа зубьев z при коэффициенте смещения исходного контура x : для шестерни ($z_1 = 18$, $x_1 = 0$) $Y_{FS1} = 4,2$; для колеса ($z_2 = 57$, $x_2 = 0$) $Y_{FS2} = 3,63$.

Расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_A}{b_1 m} Y_{FS1} = \frac{7330 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25}{48 \cdot 4} 4,2 = 220 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_A}{b_2 m} Y_{FS2} = \frac{7330 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25}{38 \cdot 4} 3,63 = 241 \text{ H / мм}^2.$$

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \leq 1,1[\sigma_F]$.

В нашем примере:

$$\sigma_{F1} = 220 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_F]_1 = 375 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{F2} = 241 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_F]_2 = 287 \text{ H / мм}^2.$$

Условия выполняются.

12. Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки, не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости, что позволит предотвратить остаточные деформации или хрупкое разрушение поверхностного слоя.

По табл. 2.4 предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\text{max}}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев, для варианта т.о. IV:

а) шестерня (т.о. улучшение +цементация+закалка):

$$[\sigma_{H\text{max}}]_1 = 40 H_{\text{HRC3ПОВ1}} = 40 \cdot 59,5 = 2380 \text{ H / мм}^2;$$

б) колесо (т.о. улучшение+закалка ТВЧ) при $m \geq 3 \text{ мм}$:

$$[\sigma_{H \max}]_2 = 40H_{\text{HRC9ПОВ2}} = 40 \cdot 47,5 = 1900 \text{ H / мм}^2,$$

Минимальная величина $[\sigma_{H \max}]_{\min} = [\sigma_{H \max}]_2 = 1900 \text{ H / мм}^2$.

Расчетные максимальные контактные напряжения $\sigma_{H \max}$ при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H} = 995 \sqrt{2} = 1407 \text{ H / мм}^2,$$

где $\sigma_H = 995 \text{ H / мм}^2$ – см. п.9; $K_H = T_{\text{пик}} / T_{\text{max}} = 2$ – коэффициент кратковременной перегрузки (см. исходные данные).

Контактная прочность активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), обеспечивается, так как выполняется условие:

$$\sigma_{H \max} = 1407 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_{H \max}]_{\min} = 1900 \text{ H / мм}^2.$$

13. Проверочный расчет передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Данный расчет выполняется с целью предупреждения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки.

По табл. 2.4 предельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F \max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой, для варианта т.о. IV:

а) шестерня (т.о. улучшение+цементация+закалка) $[\sigma_{F \max}]_1 = 1200 \text{ H / мм}^2$;

б) колесо (т.о. улучшение+закалка ТВЧ) при $m \geq 3 \text{ мм}$

$$[\sigma_{F \max}]_2 = 1260 \text{ H / мм}^2.$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе $\sigma_{F \max}$ в опасном сечении зуба шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} K_H = 220 \cdot 2 = 440 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} K_H = 241 \cdot 2 = 482 \text{ H / мм}^2,$$

где σ_{F1} и σ_{F2} – см. п.11.

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F \max 1} = 440 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_{F \max}]_1 = 1200 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{F \max 2} = 482 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_{F \max}]_2 = 1260 \text{ H / мм}^2.$$

ПРИМЕР 2.3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Исходные данные:

а) ступень быстроходная коническо–цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора механического привода (рис. 2.16);

б) передаточное отношение $i = i_B = 3,62$ (здесь индекс B – быстроходная ступень);

в) частота вращения конической шестерни $n_1 = 475 \text{ мин}^{-1}$;

г) частота вращения конического колеса $n_2 = 131 \text{ мин}^{-1}$;

д) вращающий момент на коническом колесе $T_2 = 264,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

е) требуемый ресурс работы $L_n = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}$;

ж) типовой режим нагружения – 1 (тяжелый);

з) расположение относительно опор: конической шестерни – консольное, конического колеса – несимметричное;

и) коэффициент кратковременной перегрузки $K_H = T_{\text{пик}} / T_{\text{НОМ}} = 2,0$;

к) редуктор нестандартный; привод реверсивный; возможный режим нагружения ведомой машины с малой неравномерностью; желательно обеспечение компактности привода.

Порядок расчета

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес и определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Так как для зубчатых колес тихоходной косозубой цилиндрической ступени данного редуктора был принят вариант термообработки V (см. пример 2.1, п.1), то для быстроходной конической ступени предусматриваем такой же вариант термообработки. При этом сохраняются величины, рассчитанные или принятые ранее в примере 2.1, п.1...2:

а) средняя твердость активной поверхности зуба $H_{HRCэПОВ}$:

$$H_{HRCэПОВ1} = H_{HRCэПОВ2} = 59,5HRC_э;$$

б) предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев σ_{Hlim} , соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений:

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 1369 H / мм^2;$$

в) коэффициент безопасности S_H : $S_{H1} = S_{H2} = 1,2$;

г) коэффициент приведения $\mu_H = 0,5$ – для типового режима нагружения 1;

д) базовое число циклов нагружения N_{Hlim} (абсцисса точки перелома кривой усталости для контактных напряжений):

$$N_{Hlim1} = N_{Hlim2} = 120 \cdot 10^6.$$

Однако эквивалентное число циклов нагружения N_{HE1} и N_{HE2} , а также коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} будут отличаться от рассчитанных в примере 2.1 п.2 ввиду других значений частот вращения конической шестерни n_1 и конического колеса n_2 :

$$N_{HE1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 475 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 171,0 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60c_2 n_2 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 47,2 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{HE1} = 171,0 \cdot 10^6 > N_{Hlim1} = 120 \cdot 10^6$, то $Z_{N1} = 1$. При $N_{HE1} < N_{Hlim1}$ - см. формулу (2.19).

Для $N_{HE2} = 47,2 \cdot 10^6 < N_{Hlim2} = 120 \cdot 10^6$ согласно формуле (2.20):

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{47,2 \cdot 10^6}} = 1,17,$$

что меньше $Z_{Nmax} = 1,8$ при $S_H = 1,2$. При $N_{HE2} \geq N_{Hlim1}$ $Z_{N2} = 1$.

Тогда допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{1(2)}$ согласно формуле (2.17) для варианта термообработки V:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} Z_{N1} = \frac{1369}{1,2} \cdot 1 = 1141 H / мм^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} Z_{N2} = \frac{1369}{1,2} \cdot 1,17 = 1335 H / мм^2.$$

Минимальная величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]_{min} = [\sigma_H]_1 = 1141 H / мм^2$.

Согласно условию (2.22) в качестве допускаемых контактных напряжений для конической передачи с круговыми зубьями принимают:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(1141 + 1335) = 1114 H / мм^2.$$

При этом должно выполняться условие

$$[\sigma_H] \geq [\sigma_H]_{min} = 1141 H / мм^2.$$

Так как мы получили $[\sigma_H] = 1114 H / мм^2 < [\sigma_H]_{min} = 1141 H / мм^2$, то окончательно принимаем

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min} = 1141 H / мм^2.$$

2. Основные параметры передачи. В конической передаче коэффициент K_{be} ширины b зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e рекомендуется: $K_{be} = b/R_e \leq 0,3$. Принимаем наиболее распространенное значение $K_{be} = 0,285$. Передаточное число $u = z_2/z_1$ для понижающей передачи: $u = i = 3,62$.

С целью повышения жесткости опор конической зубчатой передачи предполагаем использование конических роликоподшипников (т.е. опоры роликовые).

Определяем величину

$$\frac{K_{be} u}{2 - K_{be}} = \frac{0,285 \cdot 3,62}{2 - 0,285} = 0,60.$$

По табл. 2.14 для $K_{be} u / (2 - K_{be}) = 0,60$ и роликовых опор при твердости активных поверхностей зубьев a ($H_1 > 45\text{HRC}_3$, $H_2 > 45\text{HRC}_3$) для передачи с круговыми зубьями коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца конической передачи, при расчете по контактным напряжениям: $K_{H\beta} = 1,15$.

Таблица 2.14 – Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине венца конической зубчатой передачи

$\frac{K_{be} u}{2 - K_{be}}$	$K_{H\beta}$				$K_{F\beta}$			
	Шариковые опоры		Роликовые опоры		Шариковые опоры		Роликовые опоры	
	Твердость активных поверхностей зубьев							
	a	b	a	b	a	b	a	b
0,2	1,16	1,07	1,08	1,04	1,25	1,13	1,15	1,08
	1,08	1	1,04	1	1,13	1,07	1,07	1,04
0,4	1,37	1,14	1,20	1,08	1,55	1,29	1,30	1,15
	1,18	1	1,10	1	1,27	1,15	1,15	1,08
0,6	1,58	1,23	1,32	1,13	1,92	1,47	1,48	1,25
	1,29	1	1,15	1	1,45	1,23	1,24	1,12
0,8	1,80	1,34	1,44	1,18	–	1,70	1,67	1,35
	1,40	1	1,22	1	–	1,33	1,34	1,17
1,0	–	–	1,55	1,23	–	–	1,90	1,45
	–	1	1,28	1	–	–	1,43	1,22

Примечания: 1. Твердость активных поверхностей зубьев:

a – $H_1 \geq 45\text{HRC}_3$, $H_2 \geq 45\text{HRC}_3$;

b – $\begin{cases} H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}; \\ H_1 \geq 45\text{HRC}_3, H_2 \leq 350\text{HB}. \end{cases}$

2. Числитель – коническая передача с прямыми зубьями, знаменатель – с круговыми зубьями.

3. Значения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ соответствуют консольному расположению одного из зубчатых колес конической передачи.

По табл. 2.7 коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1,25$ (режим работы двигателя 1 – равномерный; режим работы ведомой машины 2 – с малой неравномерностью).

Зададимся коэффициентом \mathcal{G}_H , учитывающим влияние вида зубьев конической передачи при расчёте её на контактную усталость. По табл. 2.15 для варианта термообработки V:

$$\mathcal{G}_H = 0,81 + 0,15u = 0,81 + 0,15 \cdot 3,62 = 1,35.$$

При приведённом модуле упругости для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ H/мм}^2$ и вращающем моменте на коническом колесе ступени $T_2 = 264,4 \text{ H} \cdot \text{м} = 264,4 \cdot 10^3 \text{ H} \cdot \text{мм}$ внешний делительный диаметр колеса рассчитываемой конической передачи (предварительно):

$$d'_{e2} = 2,9 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A u}{\mathcal{G}_H [\sigma_H]^2}} = 2,9 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 264,6 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \cdot 1,25 \cdot 3,62}{1,35 \cdot 1141^2}} = 159 \text{ мм}.$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d'_{e2}/u = 159/3,62 = 43,9227 \text{ мм}.$$

По графику рис. 2.22, a принимаем число зубьев шестерни с круговыми зубьями $z_1^* = 13$. Окончательная величина числа зубьев шестерни z_1 принимается по табл. 2.16 в зависимости от твердости активных поверхностей зубьев. В нашем примере для варианта т.о. V ($H_1 > 45\text{HRC}_3$ и $H_2 > 45\text{HRC}_3$) $z_1 = z_1^* = 13$.

При этом выполняется условие:

$$z_1 = 13 > z_{1\min} = 8,$$

где $z_{1\min} = 8$ для круговых зубьев при $u > 3,15$ (см. табл. 2.17).

Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 13 \cdot 3,62 = 47.$$

Таблица 2.15 – Значения коэффициентов \mathcal{G}_H и \mathcal{G}_F для конической зубчатой передачи с круговыми зубьями

Вариант термообработки	Твердость активной поверхности зубьев	\mathcal{G}_H	\mathcal{G}_F
I	$H_1 \leq 350\text{HB};$ $H_2 \leq 350\text{HB}$	$1,22 + 0,2 u$	$0,94 + 0,08 u$
II	$H_1 \geq 45\text{HRC}_3;$ $H_2 \leq 350\text{HB}$	$1,13 + 0,13 u$	$0,85 + 0,043 u$
III, IV, V	$H_1 \geq 45\text{HRC}_3;$ $H_2 \geq 45\text{HRC}_3$	$0,81 + 0,15 u$	$0,65 + 0,11 u$

Примечание. u – передаточное число рассчитываемой конической зубчатой передачи

Фактическое передаточное число передачи

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 47 / 13 = 3,62.$$

Отклонение Δu передаточного числа u_ϕ от u :

$$\Delta u = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| 100\% \leq [\Delta u] = 4\%.$$

В нашем случае это условие выполняется: $\Delta u = 0$.

Внешний окружной модуль

$$m_{e1} = d_{e1} / z_1 = 43,9227 / 13 = 3,3787 \text{ мм}.$$

До стандартного значения модуль m_{e1} не округляют.

Уточняем внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = m_{e1} z_2 = 3,3787 \cdot 47 = 158,7989 \text{ мм}.$$

Углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\delta_2 = \arctg u_\phi = \arctg 3,62 = 74,55755^\circ = 74^\circ 33' 27'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 74,55755^\circ = 15,44245^\circ = 15^\circ 26' 33''.$$

Внешнее делительное конусное расстояние при $\sin \delta_1 = \sin 15,44245^\circ = 0,26627$:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{43,9227}{2 \cdot 0,26627} = 82,4777 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца шестерни и колеса

$$b = R_e K_{be} = 82,4777 \cdot 0,285 = 24 \text{ мм}.$$

При этом величина b не должна превосходить значения $10m_{e1}$. В нашем примере:

$$b = 24 \text{ мм} < 10m_{e1} = 10 \cdot 3,3787 = 33,787 \text{ мм}.$$

Если получилось $b > 10m_{e1}$, то следует принять $b = 10m_{e1}$ и уточнить коэффициент $K_{be} = b / R_e$.

Среднее делительное конусное расстояние:

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = 82,4777 - \frac{24}{2} = 70,4777 \text{ мм}.$$

Средний окружной модуль:

$$m_m = m_e (R_m / R_e) = 3,3787 (70,4777 / 82,4777) = 2,8871 \text{ мм}.$$

Средний нормальный модуль при $\cos \beta_m = \cos 35^\circ = 0,81915$:

$$m_{nm} = m_m \cos \beta_m = 2,8871 \cdot 0,81915 = 2,3650 \text{ мм}.$$

Для конических зубчатых колес с круговыми зубьями в качестве расчетного принимают средний нормальный модуль m_{nm} в середине зубчатого венца. Но так как круговые зубья нарезают немодульным инструментом (зуборезной головкой), позволяющим нарезать зубчатые колеса с модулями, изменяющимися в некотором непрерывном диапазоне, то допускается применять передачи с нестандартными и дробными модулями.

В нашем примере в качестве варианта полученную величину m_{nm} до стандартного значения не округляем.

Таблица 2.16 – Число зубьев конической шестерни z_1 с прямыми и круговыми зубьями в зависимости от термообработки зубчатых колес

Вариант термообработки	Твердость активных поверхностей зубьев	z_1
I	$H_1 \leq 350\text{HB}$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$	$1,6 z_1^*$
II	$H_1 \geq 45\text{HRC}_3$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$	$1,3 z_1^*$
III, IV, V	$H_1 > 45\text{HRC}_3$ и $H_2 > 45\text{HRC}_3$	z_1^*

Примечание. z_1^* – число зубьев конической шестерни, определяемое по графикам (рис. 2.22)

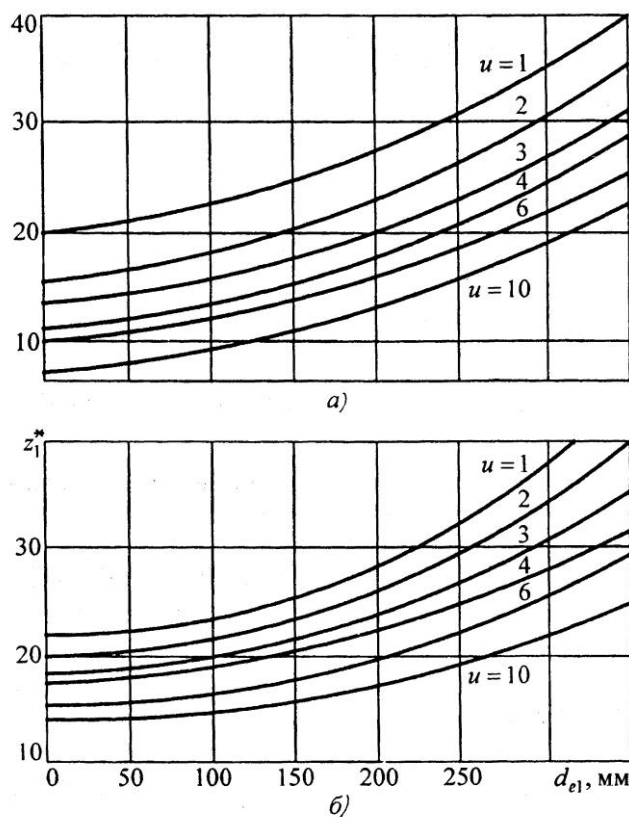


Рис 2.22. Графики для определения чисел зубьев шестерни z_1^* [4]:
а – с круговым зубом; б – прямозубой

Таблица 2.17 – Минимально допустимое число зубьев шестерни $z_{1\min}$ конической передачи [6]

Вид зубьев	$z_{1\min}$ при передаточном отношении			
	u			
	$u = 1$	$u = 1,6$	$u = 2$	$u \geq 3,15$
Зубья прямые	17	15	13	12
Зубья круговые	17	14	11	8

Средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 2,8871 \cdot 13 = 37,5323 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 2,8871 \cdot 47 = 135,6937 \text{ мм}.$$

3. Смещение в конической передаче с круговыми зубьями. Для повышения износостойкости и сопротивления зубьев заеданию в конических передачах с $u > 1$ шестерню выполняют с положительным радиальным смещением $x_1 > 0$, а колесо - с равным ему по абсолютной величине отрицательным радиальным смещением $x_2 = -x_1$. Для конических зубчатых колес с круговыми зубьями расчётным является среднее нормальное сечение в середине зубчатого венца, и коэффициенты радиального (высотного) смещения x_1 и x_2 обозначают соответственно x_{n1} и x_{n2} . При этом в нашем примере:

$$x_{n1} = 2 \left(1 - \frac{1}{u_\phi^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{z_1}} = 2 \left(1 - \frac{1}{3,62^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 35^\circ}{13}} = 0,38.$$

Тогда $x_{n2} = -x_{n1} = -0,38$.

Однако при твердости активных поверхностей зубьев $H_1 - H_2 > 100\text{HV}$ рекомендуется $x_{n1} = x_{n2} = 0$.

В конических передачах с $u \geq 2,5$ для достижения равнопрочности зубьев шестерни и колеса по изгибу применяют в сочетании с высотной коррекцией так называемую тангенциальную коррекцию, заключающуюся в увеличении расчетной толщины зуба шестерни в расчетном сечении и уменьшении на такую же величину толщины зуба колеса.

Для понижающей конической передачи с круговыми зубьями в нашем примере при $u_\phi = 3,62$ коэффициенты тангенциального смещения $x_{\tau1}$ и $x_{\tau2}$:

$$x_{\tau1} = 0,11 + 0,01(u - 2,5) = 0,11 + 0,01(3,62 - 2,5) = 0,12;$$

$$x_{\tau2} = -x_{\tau1} = -0,12.$$

Для повышающих конических передач с круговыми зубьями $x_{\tau1} = x_{\tau2} = 0$.

4. Проверочный расчёт передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Уточняем коэффициент K_{be} :

$$K_{be} = b / R_e = 24 / 82,4776 = 0,291 < 0,3,$$

что допустимо.

Тогда величина

$$\frac{K_{be} u}{2 - K_{be}} = \frac{0,291 \cdot 3,62}{2 - 0,291} = 0,62.$$

По табл. 2.14 для роликовых опор уточняем коэффициент $K_{H\beta}$: линейным интерполированием для $K_{be} u / (2 - K_{be}) = 0,62$ $K_{H\beta} = 1,16$.

Средняя окружная скорость зубчатых колес передачи

$$v = \frac{\pi d_{m2} n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 135,6937 \cdot 131}{60 \cdot 10^3} = 0,93 \text{ м/с}.$$

По табл. 2.11 принимаем 9-ю степень точности передачи с круговыми зубьями.

Коэффициент K_{Hv} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по контактными напряжениям, принимают по той же табл. 2.13, что и для цилиндрических косозубых передач.

В нашем примере при $v=0,93 м/с$ $K_{Hv} \approx 1$ (см. примечание 3 к табл. 2.13).

Окружная сила в зацеплении при $T_2 = 264,6 Н \cdot м = 264,6 \cdot 10^3 Н \cdot мм$:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 264,6 \cdot 10^3}{135,6937} = 3900 Н.$$

Коэффициент \mathcal{G}_H остался прежним ($\mathcal{G}_H = 1,35$, см. выше п.2), так как передаточное число $u_\phi = u = 3,62$.

Тогда расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A}{\mathcal{G}_H b d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u_\phi^2 + 1}}{u_\phi}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3900 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot 1,25}{1,35 \cdot 24 \cdot 37,5323} \cdot \frac{\sqrt{3,62^2 + 1}}{3,62}} = 1007 Н / мм^2.$$

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается, так как выполняется условие:

$$\sigma_H = 1007 Н / мм^2 < [\sigma_H] = 1141 Н / мм^2.$$

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ наблюдается перегрузка передачи $\Delta\sigma_H$, которая не должна превышать 5 %, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100\% \leq [\Delta\sigma_H] = 5\%.$$

Если получилось $\Delta\sigma_H > 5\%$, следует увеличить ширину зубчатого венца, приняв новое значение b' по формуле $b' = b(\sigma_H / [\sigma_H])^2$, соблюдая условие $b' / R_e \leq 0,3$. При повторной проверке условия $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ уточняется коэффициент $K_{H\beta}$ для нового значения $K_{be} = b' / R_e$. Если увеличение ширины зубчатого венца не даёт должного результата, то надо либо увеличить диаметр d_{e2} , либо выбрать другой вариант термообработки, пересчитать допустимое контактное напряжение $[\sigma_H]$ и повторить расчет передачи.

5. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Для принятого варианта термообработки V по табл. 2.4:

а) предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба $\sigma_{F\lim}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба:

$$\sigma_{F\lim1} = \sigma_{F\lim2} = \sigma_{F\lim} = 750 Н / мм^2;$$

б) коэффициент безопасности S_F :

$$S_{F1} = S_{F2} = S_F = 1,5.$$

Коэффициент приведения μ_F по табл. 2.3:

$$\mu_{F1} = 0,2 \text{ при } q_F = 9 \text{ (так как } N_1 > 350 НВ);$$

$$\mu_{F1} = 0,2 \text{ при } q_F = 9 \text{ (так как } N_2 > 350 НВ).$$

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба конической шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 475 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 68,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 18,9 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба) для всех видов термообработки:

$$N_{F\lim1} = N_{F\lim2} = N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6.$$

Для определения коэффициента долговечности Y_N сопоставляем полученные величины N_{FE} и $N_{F\lim}$:

а) для шестерни $N_{FE1} = 68,4 \cdot 10^6 > N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$;

б) для колеса $N_{FE2} = 18,9 \cdot 10^6 > N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности $Y_{N2} = 1$.

При $N_{FE1(2)} < N_{F\text{lim}(2)}$ коэффициенты долговечности $Y_{N1(2)}$ рассчитывают по формулам (2.30)...(2.31).

Коэффициент Y_A , учитывающий двустороннее приложение нагрузки, согласно пояснениям к формуле (2.29) для реверсивного привода (см. исходные данные): $Y_{A1} = Y_{A2} = Y_A = 0,75$ – для цементованных сталей.

Тогда допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ по формуле (2.29) для варианта т.о.V при $Y_{N1} = Y_{N2} = Y_N = 1$:

$$[\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} Y_N Y_A = \frac{750}{1,5} \cdot 1 \cdot 0,75 = 375 \text{ H / мм}^2.$$

6. Проверочный расчёт передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе. По табл. 2.14 для $K_{be} u / (2 - K_{be}) = 0,62$ и роликовых опор при твердости активных поверхностей зубьев a ($H_1 > 45\text{HRC}_a$, $H_2 > 45\text{HRC}_a$) для передачи с круговыми зубьями коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца конической передачи при расчете по напряжениям изгиба: $K_{F\beta} = 1,25$ (линейным интерполированием).

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, принимают по той же табл. 2.13, что и для цилиндрических косозубых передач.

В нашем примере при $v = 0,93 \text{ м/с}$ $K_{Fv} \approx 1$ (см. примечание 3 к табл. 2.13).

Коэффициент \mathcal{G}_F , учитывающий влияние вида зубьев конической передачи при расчете их на сопротивление усталости при изгибе, по табл. 2.15:

$$\mathcal{G}_F = 0,65 + 0,11u_\phi = 0,65 + 0,11 \cdot 3,62 = 1,05.$$

Числа зубьев эквивалентных цилиндрических прямозубых зубчатых колес (эквивалентное число зубьев) z_v :

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m} = \frac{13}{\cos 15,44245^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} = 25;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m} = \frac{47}{\cos 74,55755^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} = 321.$$

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} для конических передач с круговыми зубьями принимают на основании того же графика, изображенного на рис. 2.20, что и для цилиндрических передач в зависимости от z_v и коэффициента смещения $x = x_n$:

а) для шестерни $Y_{FS1} = 3,54$ при $z_{v1} = 25$ и $x_{n1} = 0,38$;

б) для колеса $Y_{FS2} = 3,61$ при $z_{v2} = 321$ и $x_{n2} = -0,38$.

Тогда расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_A}{\mathcal{G}_F b m_{nm}} Y_{FS1} = \frac{3900 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,25}{1,05 \cdot 24 \cdot 2,3650} 3,54 = 362 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 362 \frac{3,61}{3,54} = 369 \text{ H / мм}^2.$$

Расчетные напряжения при изгибе должны быть $\sigma_F \leq [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \leq 1,1[\sigma_F]$.

В нашем примере сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается, так как для шестерни и колеса выполняется условие:

$$\sigma_{F1} = 362 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_F]_1 = 375 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{F2} = 369 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_F]_2 = 375 \text{ H / мм}^2.$$

Если при расчете получилось $\sigma_F > 1,1[\sigma_F]$, то следует увеличить модуль зацепления m_{nm} и произвести перерасчет параметров передачи.

7. Геометрический расчет конической передачи с круговыми зубьями. В зависимости от того, как изменяются размеры сечений зуба по его длине, конические зубчатые колеса выполняют трех форм (ГОСТ 19326–73):

- а) осевая форма зуба I – пропорционально понижающиеся зубья (рис. 2.23, а);
- б) осевая форма зуба II – понижающиеся зубья (рис. 2.23, б, в);
- в) осевая форма зуба III – равновысокие зубья (рис. 2.23, г).

Осевая форма зуба I. Вершины делительного конуса и конуса впадин совпадают (точка 0 на рис. 2.23, а).

Высота ножки зуба пропорциональна конусному расстоянию. С целью обеспечения постоянного радиального зазора по ширине зубчатого венца принимают углы: $\theta_{a1} = \theta_{f2}$ и $\theta_{a2} = \theta_{f1}$. При этом образующая конуса вершин одного зубчатого колеса будет параллельна образующей конуса впадин другого зубчатого колеса. По этой причине вершина конуса вершин зубьев соответствующего зубчатого колеса не совпадает с точкой 0 на рис. 2.23, а, где сходятся вершины делительного конуса и конуса впадин.

Осевая форма зуба I является единственной для конических передач с прямыми зубьями.

Для конических передач с круговыми зубьями осевую форму зуба I применяют при среднем нормальном модуле $m_{nm} \geq 2 \text{ мм}$ (см. табл. 2.18) и числе зубьев z_c плоского воображаемого колеса при нарезании, зубьями которого являются резцы зуборезной головки:

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20 \dots 100.$$

Для зубчатых колес с круговыми зубьями осевой формы I в единичном и мелкосерийном производстве применяют односторонний способ нарезания, при котором у шестерни и колеса профилируется только одна сторона зуба. Противоположные стороны зубьев обрабатываются после переналадки станка.

В серийном производстве зубья по форме I могут изготавливаться также и простым двусторонним способом, при котором у зубьев колеса образуются одновременно обе стороны, а у шестерни производится раздельная обработка каждой стороны зуба.

Осевая форма зуба II. При данной форме зубьев вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Вершина конуса впадин располагается так, что ширина дна впадины зубчатого колеса постоянна, а толщина зуба по делительному конусу растет с увеличением расстояния от вершины.

Значения R_m , b и m_{nm} , при которых применяют осевую форму зуба II, приведены в табл. 2.18,

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 24 \dots 100.$$

Изготовление конических зубчатых колес с осевой формой зубьев II производится простым двусторонним способом (см. выше для осевой формы I) или двойным двусторонним способом, при котором на шестерне и колесе образуются одновременно обе стороны зубьев. Двойной двусторонний способ изготовления зубчатых колес осевой формы II является наиболее производительным из всех существующих и является основным в крупносерийном и массовом производстве.

Осевая форма зуба III. При данной осевой форме образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине.

Форма зубьев III находит ограниченное применение (для неортогональных передач с межосевым углом менее 40° и $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \geq 40$).

Выбор осевой формы зуба и номинального диаметра зуборезной головки. Таким образом, в конических передачах с круговыми зубьями в основном применяют осевые формы зуба I и II. Конкретный выбор одной из них проводится по табл. 2.18 на основании ранее рассчитанных параметров передачи m_{nm} , R_m , b и z_c , а также с учетом указанного в задании типа производства: единичного, серийного (мелкосерийного, крупносерийного) и массового. При этом, в табл. 2.18 пределы R_m указаны только для двустороннего способа нарезания зубьев. В случае применения одностороннего способа нарезания зубьев наименьшие значения R_m могут быть уменьшены, а наибольшие – увеличены на 25% (см. примечание к табл. 2.18).

В нашем примере: $m_{nm} = 2,3650 \text{ мм}$; $R_m = 70,4777 \text{ мм}$; $b = 24 \text{ мм}$;

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{13^2 + 47^2} = 48,76474.$$

Так как тип производства в исходных данных может быть различным, рассмотрим возможные варианты выбора осевой формы зуба (при курсовом проектировании студент должен выбрать конкретную осевую форму зуба и для неё выполнить геометрический расчет).

При единичном и мелкосерийном типах производства конические зубчатые колеса с $m_{nm} = 2,3650 \text{ мм}$, $b = 24 \text{ мм}$ и $R_m = 70,4777 \text{ мм}$ могут быть нарезаны зуборезной головкой с номинальным диаметром $d_0 = 125 \text{ мм}$. Нарезание круговых зубьев в данном случае возможно как осевой формы I, так и осевой формы II (см. табл. 2.18).

При среднесерийном, крупносерийном и массовом типах производства принимается обычно только осевая форма зуба II и для выше указанных параметров m_{nm} , b и R_m по табл. 2.18 также принимается зуборезная головка с номинальным диаметром $d_0 = 125 \text{ мм}$.

В качестве **исходных данных** для выполнения геометрического расчета конической передачи с круговыми зубьями принимаем величины, полученные ранее при прочностном расчете: внешние делительные диаметры $d_{e1} = 43,9227 \text{ мм}$ и $d_{e2} = 158,7989 \text{ мм}$; средние делительные диаметры $d_{m1} = 37,5323 \text{ мм}$ и $d_{m2} = 135,6937 \text{ мм}$; внешнее делительное конусное расстояние $R_e = 82,4777 \text{ мм}$; среднее делительное конусное расстояние $R_m = 70,4777 \text{ мм}$; ширина венца шестерни и колеса $b = 24 \text{ мм}$; числа зубьев $z_1 = 13$ и $z_2 = 47$; средний угол наклона линии зуба $\beta_m = 35^\circ$; коэффициенты радиального (высотного) смещения $x_{n1} = 0,38$ и $x_{n2} = -0,38$; коэффициенты тангенциального смещения $x_{r1} = 0,12$ и $x_{r2} = -0,12$; средний нормальный модуль $m_{nm} = 2,3650 \text{ мм}$; углы делительных конусов $\delta_1 = 15,44245^\circ = 15^\circ 26' 33''$ и $\delta_2 = 74,55755^\circ = 74^\circ 33' 27''$; число зубьев плоского колеса $z_c = 48,76474$; номинальный диаметр зуборезной головки $d_0 = 125 \text{ мм}$.

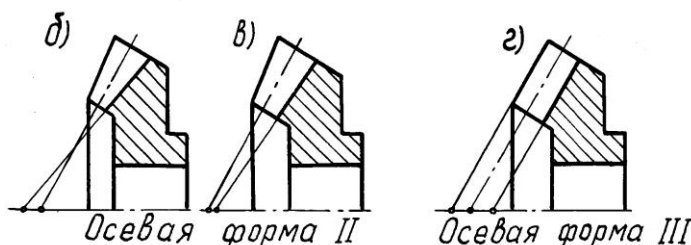
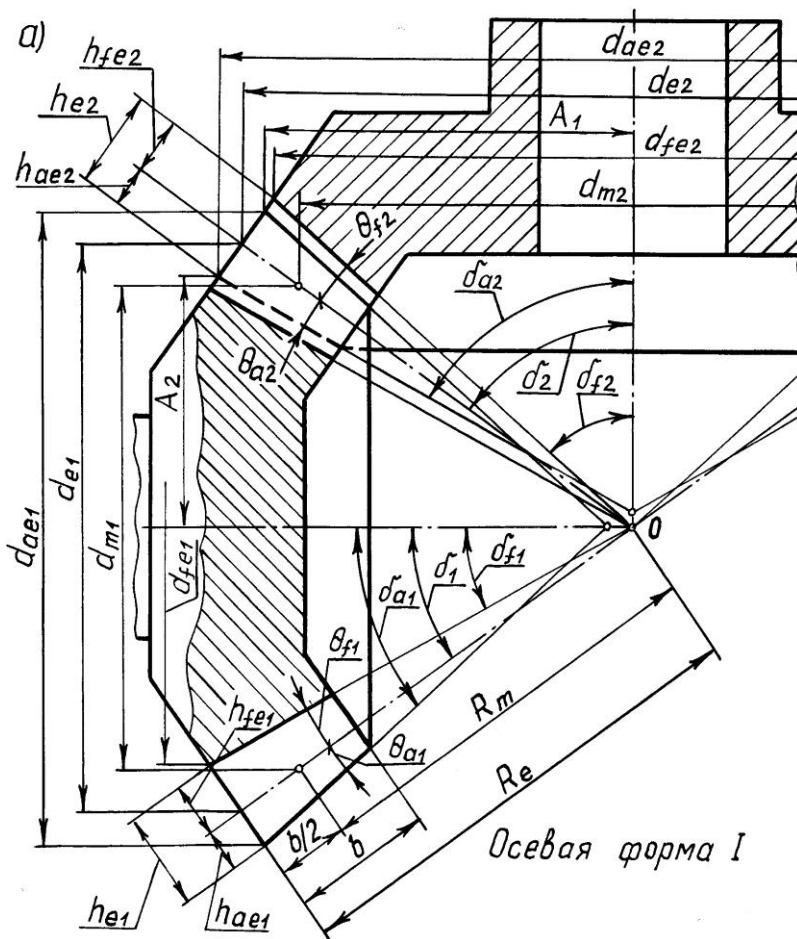


Рис. 2.23. Формы зубьев конических передач:

- а* – пропорционально понижающиеся зубья (осевая форма зуба I);
- б, в* – понижающиеся зубья (осевая форма зуба II);
- г* – равновысокие зубья (осевая форма зуба III)

Так как для конических зубчатых колес с круговыми зубьями расчетным является среднее нормальное сечение в середине зубчатого венца, то при геометрическом расчете зацепления вначале определяют размеры зуба в расчетном сечении и только после этого переходят на внешний торец зубчатого колеса. При этом в соответствии с ГОСТ 16202–81 параметры среднего нормального исходного контура: угол профиля $\alpha_n = 20^\circ$; ко-

коэффициент высоты головки исходного контура $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

Таблица 2.18 – Выбор номинального диаметра зуборезной головки при нарезании зубчатых колес с круговыми зубьями

Пределы среднего конусного расстояния R_m , мм	Номинальный диаметр зуборезной головки d_0 , мм	Ширина зубчатого венца b , мм	Средний нормальный модуль m_{nm} , мм
Осевая форма зуба I			
45...60	100	10...20	2...3
55...75	125	12...25	2...3,5
72...95	160	16...32	2,5...4
90...120	200	20...40	2,5...5
110...150	250	25...50	2,5...6
140...190	315	32...65	2,5...9
180...240	400	40...80	3...10
Осевая форма зуба II			
40...65	100	8...25	1...3
50...80	125	10...30	1...3,5
65...105	160	13...40	1,5...4
80...130	200	16...50	2...5
100...160	250	20...65	2...6
120...200	315	25...80	3...8
160...250	400	32...100	3...10
<p>Примечание. Таблица составлена из условия обработки зубчатого колеса передачи двусторонним способом. При одностороннем способе обработки зубчатого колеса с $m_{nm} \geq 2$ мм наименьшие значения R_m могут быть уменьшены, а наибольшие – увеличены на 25%</p>			

Точность вычислений при выполнении геометрических расчетов конических зубчатых передач как с прямыми, так и круговыми зубьями в соответствии с указаниями стандартов: линейные размеры – не ниже 0,0001 мм; угловые размеры – не ниже 1'; тригонометрические величины – не ниже 0,00001; отвлеченные величины – не ниже 0,0001; передаточные числа, коэффициенты смещения – не ниже 0,01.

В нашем примере, с методической точки зрения рассмотрим геометрические расчеты конической передачи с круговыми зубьями осевых форм зуба I и II, что облегчит студентам выполнение курсового проекта.

Геометрический расчет конической зубчатой передачи с круговыми зубьями осевой формы I. Окружная толщина зуба в расчетном сечении (среднем нормальном сечении в середине зубчатого венца) при $\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,36397$ и $\pi = 3,14159$:

$$s_{nm1} = (0,5\pi + 2x_{n1} \operatorname{tg} \alpha_n + x_{r1}) m_{nm} = (0,5\pi + 2 \cdot 0,38 \cdot 0,36397 + 0,12) 2,3650 = 4,6529 \text{ мм};$$

$$s_{nm2} = \pi m_{nm} - s_{nm1} = \pi \cdot 2,3650 - 4,6529 = 2,7770 \text{ мм}.$$

Высота головки зуба в расчетном сечении:

$$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1}) m_{nm} = (1 + 0,38) 2,3650 = 3,2637 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_{n2}) m_{nm} = (1 - 0,38) 2,3650 = 1,4663 \text{ мм}.$$

Высота ножки зуба в расчетном сечении:

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1}) m_{nm} = (1 + 0,25 - 0,38) 2,3650 = 2,0576 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_{n2}) m_{nm} = (1 + 0,25 + 0,38) 2,3650 = 3,8550 \text{ мм}.$$

Угол ножки зуба:

$$\theta_{f1} = \operatorname{arctg}(h_{f1} / R_m) = \operatorname{arctg}(2,0576 / 70,4777) = 1,67228^\circ = 1^\circ 40' 20'';$$

$$\theta_{f2} = \operatorname{arctg}(h_{f2} / R_m) = \operatorname{arctg}(3,8550 / 70,4777) = 3,13085^\circ = 3^\circ 07' 51''.$$

Угол головки зуба:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 3,13085^\circ = 3^\circ 07' 51'';$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} = 1,67228^\circ = 1^\circ 40' 20''.$$

Угол конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 15^\circ 26' 33'' + 3^\circ 07' 51'' = 18^\circ 34' 24'';$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 74^\circ 33' 27'' + 1^\circ 40' 20'' = 76^\circ 13' 47''.$$

Угол конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 15^\circ 26' 33'' - 1^\circ 40' 20'' = 13^\circ 46' 13'';$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 74^\circ 33' 27'' - 3^\circ 07' 51'' = 71^\circ 25' 36''.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец:

$$\Delta h_{ae1} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{a1} = 0,5 \cdot 24 \cdot 0,05470 = 0,6564 \text{ мм};$$

$$\Delta h_{ae2} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{a2} = 0,5 \cdot 24 \cdot 0,02920 = 0,3504 \text{ мм}.$$

Внешняя высота головки зуба:

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 3,2637 + 0,6564 = 3,9201 \text{ мм};$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1,4663 + 0,3504 = 1,8167 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец:

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2} = 0,3504 \text{ мм}; \quad \Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1} = 0,6564 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки зуба:

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 2,0576 + 0,3504 = 2,4080 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 3,8550 + 0,6564 = 4,5114 \text{ мм}.$$

Внешняя высота зуба:

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 3,9201 + 2,4080 = 6,3281 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 1,8167 + 4,5114 = 6,3281 \text{ мм}.$$

Расчет выполнен правильно, так как получено:

$$h_e = h_{e1} = h_{e2} = 6,3281 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1 = 43,9227 + 2 \cdot 3,9201 \cdot 0,96390 = 51,4799 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2 = 158,7989 + 2 \cdot 1,8167 \cdot 0,26627 = 159,7664 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1} \cos \delta_1 = 43,9227 - 2 \cdot 2,4080 \cdot 0,96390 = 39,2806 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2} \cos \delta_2 = 158,7989 - 2 \cdot 4,5114 \cdot 0,26627 = 156,3964 \text{ мм}.$$

Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до плоскости, в которой расположена внешняя окружность вершин зубьев):

$$A_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 158,7989 - 3,9201 \cdot 0,26627 = 78,3557 \text{ мм};$$

$$A_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2 = 0,5 \cdot 43,9227 - 1,8167 \cdot 0,96390 = 20,2103 \text{ мм}.$$

Геометрический расчет конической зубчатой передачи с круговыми зубьями осевой формы II. Окружную толщину зуба шестерни s_{nm1} и колеса s_{nm2} в расчетном сечении (среднем нормальном сечении на середине зубчатого венца) определяют так же, как и при осевой форме зуба I. Тогда для осевой формы зуба II: $s_{nm1} = 4,6529 \text{ мм}$ и $s_{nm2} = 2,7770 \text{ мм}$.

Высота ножки зуба шестерни h_{f1} и колеса h_{f2} в расчетном сечении при коэффициенте тангенциального смещения $x_\tau \neq 0$ рассчитывается так же, как и при осевой форме зуба I. Тогда для осевой формы зуба II: $h_{f1} = 2,0576 \text{ мм}$; $h_{f2} = 3,8550 \text{ мм}$.

Промежуточная расчетная величина K (округляется до целого числа, кратного 10) :

$$K = \frac{20777 d_0 - 23835 R_m}{d_0 z_c} = \frac{20777 \cdot 125 - 23835 \cdot 70,4777}{125 \cdot 48,76474} = 150,5.$$

Принимаем $K = 150$.

Сумма углов ножек шестерни и колеса в минутах при $\beta_m = 35^\circ$:

$$\theta_{f\Sigma} = K / \sin \beta_m = 150 / 0,57358 = 261,52'$$

Угол ножки зуба при $\pi = 3,14159$:

$$\theta_{f1} = \theta_{f\Sigma} s_{mm2} / (\pi m_{mm}) = 261,52' \cdot 2,7770 / (3,14159 \cdot 2,3650) = 97,75' = 1,62917^\circ = 1^\circ 37' 45'';$$

$$\theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1} = 261,52' - 97,75' = 163,77' = 2,72950^\circ = 2^\circ 43' 46''.$$

По табл. 2.19 коэффициент угла головки зуба: для шестерни $K_{a1} = 0,85$; для колеса $K_{a2} = 1,00$.

Угол головки зуба:

$$\theta_{a1} = K_{a1} \theta_{f2} = 0,85 \cdot 2,72950^\circ = 2,32008^\circ = 2^\circ 19' 12'';$$

$$\theta_{a2} = K_{a2} \theta_{f1} = 1,00 \cdot 1,62917^\circ = 1,62917^\circ = 1^\circ 37' 45''.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец:

$$\Delta h_{ae1} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{a1} = 0,5 \cdot 24 \operatorname{tg} 2,32008^\circ = 0,4862 \text{ мм};$$

$$\Delta h_{ae2} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{a2} = 0,5 \cdot 24 \operatorname{tg} 1,62917^\circ = 0,3413 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец:

$$\Delta h_{fe1} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{f1} = 0,5 \cdot 24 \operatorname{tg} 1,62917^\circ = 0,3413 \text{ мм};$$

$$\Delta h_{fe2} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{f2} = 0,5 \cdot 24 \operatorname{tg} 2,72950^\circ = 0,5721 \text{ мм}.$$

Уменьшение высоты головки зуба в расчетном сечении:

$$\delta h_{a1} = 0,5b (\operatorname{tg} \theta_{f2} - \operatorname{tg} \theta_{a1}) = 0,5 \cdot 24 (\operatorname{tg} 2,72950^\circ - \operatorname{tg} 2,32008^\circ) = 0,0858 \text{ мм};$$

$$\delta h_{a2} = 0,5b (\operatorname{tg} \theta_{f1} - \operatorname{tg} \theta_{a2}) = 0,5 \cdot 24 (\operatorname{tg} 1,62917^\circ - \operatorname{tg} 1,62917^\circ) = 0.$$

Высота головки зуба в расчетном сечении:

$$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1}) m_{mm} - \delta h_{a1} = (1 + 0,38) 2,3650 - 0,0858 = 3,1779 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_{n2}) m_{mm} - \delta h_{a2} = (1 - 0,38) 2,3650 - 0 = 1,4663 \text{ мм}.$$

Внешняя высота головки зуба:

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 3,1779 + 0,4862 = 3,6641 \text{ мм};$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1,4663 + 0,3413 = 1,8076 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки зуба:

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 2,0576 + 0,3413 = 2,3985 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 3,8550 + 0,5721 = 4,4271 \text{ мм}.$$

Таблица 2.19 – Значения коэффициента угла головки зуба K_a конической передачи с круговыми зубьями осевой формы II (при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$; $\alpha_n = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $\beta_m = 35^\circ$; $K_0 = R_m / d_0 = 0,3...0,7$)

Число зубьев шестерни z_1	Значение коэффициента угла головки зуба K_a при передаточном числе u			
	св. 1,25 до 1,6	св. 1,6 до 2,5	св. 2,5 до 4,0	св. 4,0
6...9	–	–	–	0,75/1,00
10...11	–	–	0,80/1,00	0,80/1,00
12...13	–	0,90/1,00	0,85/1,00	0,85/1,00
14...15	0,90/0,90	0,90/1,00	0,90/1,00	0,85/1,00
16...17	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
18...19	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
20...24	1,00/1,00	1,00/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
Св. 25	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00

Примечание. В числителе дроби приведены значения K_a для шестерни, в знаменателе – для колеса

Внешняя высота зуба:

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 3,6641 + 2,3985 = 6,0626 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 1,8076 + 4,4271 = 6,2347 \text{ мм}.$$

Угол конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 15^\circ 26' 33'' + 2^\circ 19' 12'' = 17^\circ 45' 45'';$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 74^\circ 33' 27'' + 1^\circ 37' 45'' = 76^\circ 11' 12''.$$

Угол конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 15^\circ 26' 33'' - 1^\circ 37' 45'' = 13^\circ 48' 48'';$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 74^\circ 33' 27'' - 2^\circ 43' 46'' = 71^\circ 49' 41''.$$

Внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1 = 43,9227 + 2 \cdot 3,6641 \cdot 0,96390 = 50,9864 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2 = 158,7989 + 2 \cdot 1,8076 \cdot 0,26627 = 159,7615 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1} \cos \delta_1 = 43,9227 - 2 \cdot 2,3985 \cdot 0,96390 = 39,2989 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2} \cos \delta_2 = 158,7989 - 2 \cdot 4,4271 \cdot 0,26627 = 156,4413 \text{ мм}.$$

Расчетное базовое расстояние:

$$A_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 158,7989 - 3,6641 \cdot 0,26627 = 78,4239 \text{ мм};$$

$$A_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2 = 0,5 \cdot 43,9227 - 1,8076 \cdot 0,96390 = 20,2191 \text{ мм}.$$

8. Выбор марки стали для изготовления конических зубчатых колес. Для варианта т.о. V марки сталей одинаковы для шестерни и колес (см. табл. 2.2). При выборе конкретной марки стали по табл. 2.1 диаметр заготовки шестерни $D_{заг}$ (рис. 2.24, а) не должен превышать предельного значения $D_{пред}$, а для колеса толщины заготовки диска $C_{заг}$ и обода $S_{заг}$ (рис. 2.24, б) – предельного значения $S_{пред}$.

Тогда в нашем примере (для зуба осевой формы I):

$$D_{заг} = d_{ae1} + 6 = 51,4799 + 6 \approx 57,5 \text{ мм};$$

$$C_{заг} = 0,5b = 0,5 \cdot 24 = 12 \text{ мм};$$

$$S_{заг} = 8m_{te} = 8 \cdot 3,3787 \approx 27 \text{ мм}.$$

По табл. 2.1 принимаем для изготовления шестерни и колеса легированную хромистую сталь 20Х.

При этом выполняются условия:

а) для шестерни

$$D_{заг} = 57,5 \text{ мм} < D_{пред} = 200 \text{ мм};$$

б) для колеса

$$C_{заг} = 12 \text{ мм} \text{ и } S_{заг} = 27 \text{ мм} < S_{пред} = 125 \text{ мм}.$$

При выполнении выше указанных условий для шестерни и колеса гарантируется получение твердости активной поверхности зубьев при варианте т.о. V в диапазоне 56... 63HRC_Э.

9. Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки, не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости, что позволит предотвратить остаточные деформации или хрупкое разрушение поверхностного слоя.

По табл. 2.4 предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H \max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса и рассчитываются по формуле:

$$[\sigma_{H \max}]_1 = [\sigma_{H \max}]_2 = [\sigma_{H \max}] = 40H_{\text{HRC}\Sigma\text{ПОВ}} = 40 \cdot 59,5 = 2380 \text{ Н/мм}^2.$$

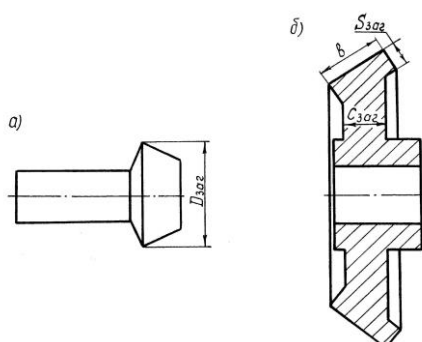


Рис. 2.24. Заготовки конических зубчатых колес:
 а – заготовка шестерни; б – заготовка колеса;
 $D_{заг}$ – диаметр заготовки шестерни; $C_{заг}$ – толщина заготовки диска колеса; $S_{заг}$ – толщина заготовки

обода колеса

Расчетные максимальные контактные напряжения $\sigma_{H \max}$ при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H} = 1007 \sqrt{2} = 1424 \text{ Н / мм}^2,$$

где $\sigma_H = 1007 \text{ Н / мм}^2$ – см. п.4; $K_H = T_{\text{нук}} / T_{\text{max}} = 2,0$ – коэффициент кратковременной перегрузки (см. исходные данные).

Контактная прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняется условие

$$\sigma_{H \max} = 1424 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma_{H \max}] = 2380 \text{ Н / мм}^2.$$

10. Проверочный расчет передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Данный расчет выполняется с целью предупреждения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки.

По табл. 2.4 предельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F \max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{F \max}]_1 = [\sigma_{F \max}]_2 = [\sigma_{F \max}] = 1200 \text{ Н / мм}^2.$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F 1} K_H = 362 \cdot 2 = 724 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F 2} K_H = 369 \cdot 2 = 738 \text{ Н / мм}^2,$$

где $\sigma_{F \max 1}$ и $\sigma_{F \max 2}$ – см. п.6.

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F \max 1} = 724 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma_{F \max}]_1 = 1200 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\sigma_{F \max 2} = 738 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma_{F \max}]_2 = 1200 \text{ Н / мм}^2.$$

11. Силы в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями. Результирующую силу F_n на среднем делительном диаметре d_m конического зубчатого колеса, нормальную к активной поверхности зуба, раскладывают на составляющие: окружную F_t , радиальную F_r , осевую F_a .

Окружная сила в зацеплении $F_t = 3900 \text{ Н}$ была определена в п.4. При этом

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 3900 \text{ Н}.$$

Направления сил F_{t1} и F_{t2} противоположны.

Для конической передачи с круговыми зубьями радиальную и осевую силы вначале определяют только для шестерни, используя зависимости:

$$F_{r1} = F_{t1} (\text{tg } \alpha_n \cos \delta_1 \mp \sin \beta_m \sin \delta_1) / \cos \beta_m;$$

$$F_{a1} = F_{t1} (\text{tg } \alpha_n \sin \delta_1 \pm \sin \beta_m \cos \delta_1) / \cos \beta_m.$$

При $\alpha_n = 20^\circ$ и $\beta_m = 35^\circ$ данные зависимости имеют вид:

$$F_{r1} = F_{t1} (0,444 \cos \delta_1 \mp 0,7 \sin \delta_1);$$

$$F_{a1} = F_{t1} (0,444 \sin \delta_1 \pm 0,7 \cos \delta_1).$$

Верхние знаки принимают при совпадении направления линии зуба шестерни с направлением её вращения (если смотреть на шестерню со стороны вершины делительного конуса), нижние – при несовпадении направления линии зуба с направлением вращения шестерни.

Совпадение направления линии зуба шестерни с направлением её вращения наблюдается у шестерни с левым зубом при вращении её против часовой стрелки (рис. 2.25, а) или с правым зубом при вращении шестерни по часовой стрелке (рис. 2.25, б).

Несовпадение наблюдается у шестерни с левым зубом при вращении её по часовой стрелке (рис. 2.25, в) или с правым зубом при вращении её против часовой стрелки (рис. 2.25, г).

Таким образом, рассчитанные по выше указанным зависимостям силы F_{r1} и F_{a1} могут иметь знак «плюс» или «минус». Направление этих сил на шестерне в зависимости от полученного знака показано на рис. 2.25, д. Для колеса силы F_{r2} и F_{a2} имеют противоположное направление.

В конической передаче с круговыми зубьями во избежание заклинивания зубьев при значительных зазорах в подшипниках следует добиваться обеспечения направления осевой силы на шестерне F_{a1} в сторону основания делительного конуса (на рис. 2.25, д направление $+F_{a1}$). Но для этого должно быть обеспечено совпадение направления линии зуба и направление её вращения, что без особых затруднений достигается в нереверсивных передачах (приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторов и т.п.). В реверсивных приводах повышаются требования к зазорам в подшипниках конической передачи.

В нашем примере привод реверсивный, поэтому рассмотрим два варианта:

а) вариант 1 – направление линии зуба шестерни и направление её вращения совпадают (рис. 2.25, е): зуб левый, направление вращения – против часовой стрелки, т.е. влево:

$$F_{r1} = F_{t1}(0,444 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1) = 3900(0,444 \cos 15,44245^\circ - 0,7 \sin 15,44245^\circ) = 942 \text{ H};$$

$$F_{a1} = F_{t1}(0,444 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1) = 3900(0,444 \sin 15,44245^\circ + 0,7 \cos 15,44245^\circ) = 3093 \text{ H};$$

б) вариант 2 – направление линии зуба и направление вращения шестерни не совпадают (рис. 2.25, ж): зуб левый, направление вращения – по часовой стрелке, т.е. вправо:

$$F_{r1} = F_{t1}(0,444 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1) = 3900(0,444 \cos 15,44245^\circ + 0,7 \sin 15,44245^\circ) = 2396 \text{ H};$$

$$F_{a1} = F_{t1}(0,444 \sin \delta_1 - 0,7 \cos \delta_1) = 3900(0,444 \sin 15,44245^\circ - 0,7 \cos 15,44245^\circ) = -2170 \text{ H}.$$

Направление сил F_{t1} , F_{r1} и F_{a1} на шестерне и F_{t2} , F_{r2} и F_{a2} на колесе для варианта 1 показано на рис. 2.25, е; для варианта 2 – на рис. 2.25, ж. Для наглядности шестерня и колесо условно раздвинуты.

Принимая во внимание то обстоятельство, что на промежуточном валу редуктора рассматриваемого реверсивного механического привода (см. рис. 2.16), кроме конического колеса быстроходной ступени расположена цилиндрическая косозубая шестерня тихоходной ступени, желательно, чтобы направления осевой силы F_{a2} для конического колеса и осевой силы F_{a1} для цилиндрической косозубой шестерни были противоположны, что позволит уменьшить осевые нагрузки на подшипниковые опоры промежуточного вала.

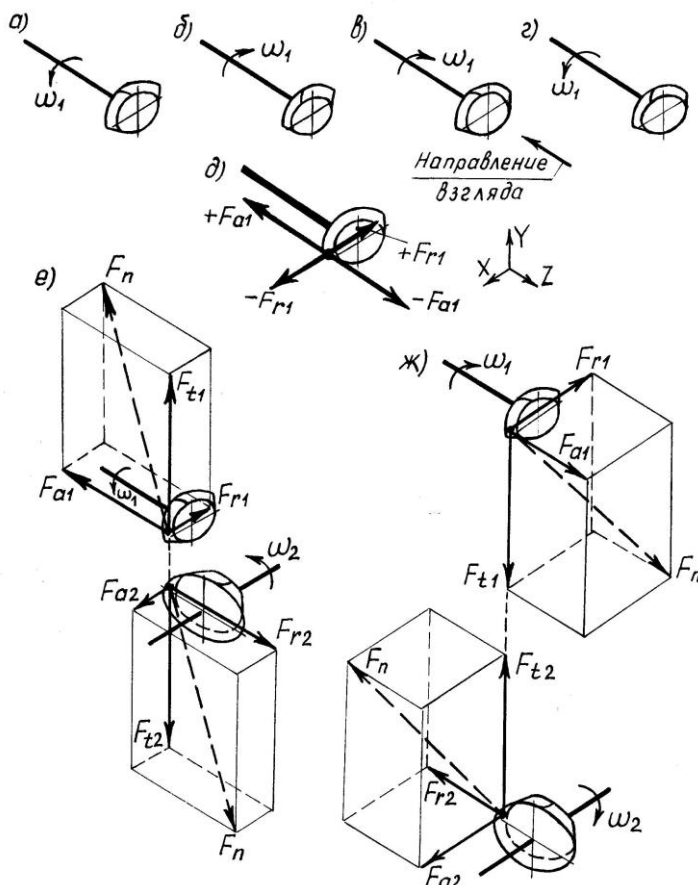


Рис. 2.25. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи с круговыми зубьями

ПРИМЕР 2.4. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В коническо-цилиндрическом двухступенчатом горизонтальном редукторе механического привода (рис. 2.16) коническую передачу с круговыми зубьями заменить конической передачей с прямыми зубьями, используя исходные данные примера 2.1.

Порядок расчета

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес и определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Для прямозубой конической передачи сохраняем вариант термообработки V, принятый в примере 2.3 для конической передачи с круговыми зубьями. При этом сохраняются допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]=1141\text{H}/\text{мм}^2$ для передачи (см. п.1 примера 2.3).

2. Основные параметры передачи. В конической передаче коэффициент K_{be} ширины b зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e рекомендуется: $K_{be}=b/R_e \leq 0,3$. Принимаем наиболее распространенное значение $K_{be}=0,285$. Передаточное число $u = z_2/z_1$ для понижающей передачи $u = i = 3,62$.

С целью повышения жесткости опор конической зубчатой передачи предполагаем использование конических роликоподшипников (роликовые опоры).

Определяем величину

$$\frac{K_{be} u}{2 - K_{be}} = \frac{0,285 \cdot 3,62}{2 - 0,285} = 0,60.$$

По табл. 2.14 для $K_{be} u / (2 - K_{be}) = 0,60$ и роликовых опор при твердости активных поверхностей зубьев a ($H_1 > 45\text{HRC}_3$, $H_2 > 45\text{HRC}_3$) для передачи с прямыми зубьями коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца передачи, при расчете по контактным напряжениям: $K_{H\beta} = 1,32$.

По табл. 2.7 коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1,25$ (режим работы двигателя 1 – равномерный; режим работы ведомой машины 2 – с малой неравномерностью).

Коэффициент \mathcal{G}_H , учитывающий влияние вида зубьев конической передачи при расчете её на сопротивление контактной усталости: для прямозубой конической передачи $\mathcal{G}_H = 0,85$ независимо от того, какой вариант термообработки принят.

При приведенном модуле упругости для стали $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{H}/\text{мм}^2$ и вращающем моменте на коническом колесе $T_2 = 264,6 \text{H} \cdot \text{м} = 264,6 \cdot 10^3 \text{H} \cdot \text{мм}$ внешний делительный диаметр колеса прямозубой конической передачи (предварительно)

$$d'_{e2} = 2,9 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A u}{\mathcal{G}_H [\sigma_H]^2}} = 2,9 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 264,6 \cdot 10^3 \cdot 1,32 \cdot 1,25 \cdot 3,62}{0,85 \cdot 1141^2}} = 194 \text{мм}.$$

Внешний делительный диаметр шестерни (предварительно) $d'_{e1} = d'_{e2}/u = 194/3,62 = 54 \text{мм}$.

По графику рис. 2.22, б принимаем число зубьев прямозубой шестерни $z_1^* = 19$. Окончательная величина числа зубьев шестерни z_1 принимается по табл. 2.16 в зависимости от твердости активных поверхностей зубьев.

В нашем примере для варианта т.о. V ($H_1 > 45\text{HRC}_3$ и $H_2 > 45\text{HRC}_3$) $z_1 = z_1^* = 19$.

При этом выполняется условие

$$z_1 = 19 > z_{1\text{min}} = 12,$$

где $z_{1\text{min}} = 12$ для прямых зубьев при $u > 3,15$ (см. табл. 2.17).

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 19 \cdot 3,62 = 69.$$

Фактическое передаточное число передачи

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 69 / 19 = 3,63.$$

Отклонение Δu передаточного числа u_ϕ от u :

$$\Delta u = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| 100\% = \left| \frac{3,63 - 3,62}{3,62} \right| 100\% = 0,3\% < [\Delta u] = 4\%.$$

Внешний окружной модуль

$$m_e = d'_{e1} / z_1 = 54 / 19 = 2,8421 \text{ мм}.$$

По табл. 2.10 принимаем стандартное значение $m_e = 3 \text{ мм}$ (1-й ряд).

Уточняем внешние делительные диаметры колеса шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} :

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3 \cdot 19 = 57 \text{ мм}; \quad d_{e2} = m_e z_2 = 3 \cdot 69 = 207 \text{ мм}.$$

Углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\delta_2 = \arctg u_\phi = \arctg 3,63 = 74,59807^\circ = 74^\circ 35' 53'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 74,59807^\circ = 15,40193^\circ = 15^\circ 24' 07''.$$

Внешнее делительное конусное расстояние при $\sin \delta_1 = \sin 15,40193^\circ = 0,26559$:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{57}{2 \cdot 0,26559} = 107,3083 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца шестерни и колеса

$$b = R_e K_{be} = 107,3083 \cdot 0,285 = 31 \text{ мм}.$$

При этом величина b не должна превосходить значения $10 m_e$. В нашем примере:

$$10 m_e = 10 \cdot 3 = 30 \text{ мм}.$$

$$b = 31 \text{ мм} > 10 m_e = 30 \text{ мм},$$

что недопустимо.

Принимаем $b = 30 \text{ мм}$.

Уточняем коэффициент K_{be} :

$$K_{be} = b / R_e = 30 / 107,3083 = 0,28 < 0,3$$

Величина $b = 30 \text{ мм}$ принята правильно.

Среднее делительное конусное расстояние

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = 107,3083 - \frac{30}{2} = 92,3083 \text{ мм}.$$

Средний окружной модуль

$$m_m = m_e (R_m / R_e) = 3 (92,3083 / 107,3083) = 2,5806 \text{ мм}.$$

До стандартного значения модуль m_m не округляют.

Средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 2,5806 \cdot 19 = 49,0314 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 2,5806 \cdot 69 = 178,0614 \text{ мм}.$$

3. Смещение в конической передаче с прямыми зубьями. При твердости активных поверхностей $H_1 - H_2 \leq 100 \text{ НВ}$ в конических зубчатых передачах с $u > 1$ шестерню выполняют с положительным радиальным смещением $x_1 > 0$, а колесо - с равным ему по абсолютной величине отрицательным радиальным смещением $x_2 = -x_1$. Для прямозубых конических передач расчетным является внешнее торцовое сечение и коэффициенты радиального (высотного) смещения x_1 и x_2 обозначают соответственно x_{e1} и x_{e2} . При этом в нашем примере:

$$x_{e1} = 2 \left(1 - \frac{1}{u_\phi^2} \right) \sqrt{\frac{1}{z_1}} = 2 \left(1 - \frac{1}{3,63^2} \right) \sqrt{\frac{1}{19}} = 0,42;$$

$$x_{e2} = -x_{e1} = -0,42.$$

При твердости активных поверхностей зубьев $H_1 - H_2 > 100 \text{ НВ}$ рекомендуется $x_{e1} = x_{e2} = 0$.

В конических передачах с $u \geq 2,5$ для достижения равнопрочности зубьев шестерни и колеса по изгибу применяют в сочетании с высотной коррекцией так называемую тангенциальную коррекцию, заключающуюся в увеличении расчетной толщины зуба шестерни в расчетном сечении и уменьшении на такую же величину толщины зуба колеса.

Для понижающей конической передачи с прямыми зубьями в нашем примере при $u_\phi = 3,63$ коэффициенты тангенциального смещения $x_{\tau 1}$ и $x_{\tau 2}$:

$$x_{\tau 1} = 0,03 + 0,008(u_\phi - 2,5) = 0,03 + 0,008(3,63 - 2,5) = 0,039;$$

$$x_{\tau 2} = -x_{\tau 1} = -0,039.$$

Для повышающих конических передач с прямыми зубьями $x_{\tau 1} = x_{\tau 2} = 0$.

4. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. В п.3 был уточнен коэффициент $K_{be} = 0,28$. Тогда величина

$$\frac{K_{be} u}{2 - K_{be}} = \frac{0,28 \cdot 3,63}{2 - 0,28} = 0,59,$$

где $u = u_\phi = 3,63$.

По табл. 2.14 для роликовых опор линейным интерполированием уточняем коэффициент $K_{H\beta} = 1,31$.

Средняя окружная скорость зубчатых колес передачи

$$v = \frac{\pi d_{m2} n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 178,0614 \cdot 131}{60 \cdot 10^3} = 1,22 \text{ м/с}.$$

По табл. 2.11 принимаем 9-ю степень точности передачи с прямыми зубьями.

Коэффициент K_{Hv} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по контактным напряжениям, принимают по той же табл. 2.13, что и для цилиндрических прямозубых передач. В нашем примере при $v = 1,22 \text{ м/с}$ для 9-й степени точности и твердости активных поверхностей зубьев a ($H_1 > 45\text{HRC}_3$; $H_2 > 45\text{HRC}_3$) линейным интерполированием $K_{Hv} = 1,04$ (зубья прямые).

Окружная сила в зацеплении при $T_2 = 264,6 \text{ Н} \cdot \text{м} = 264,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 264,6 \cdot 10^3}{178,0614} = 2972 \text{ Н}.$$

Тогда расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A \cdot \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{9_H b d_{m1} u_\phi}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2972 \cdot 1,31 \cdot 1,04 \cdot 1,25 \cdot \sqrt{3,63^2 + 1}}{0,85 \cdot 30 \cdot 49,0314 \cdot 3,63}} = 939 \text{ Н/мм}^2.$$

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается, так как выполняется условие

$$\sigma_H = 939 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 1141 \text{ Н/мм}^2.$$

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ – см. рекомендации, изложенные в п.4 примера 2.3.

5. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчета на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Так как для рассчитываемой прямозубой конической передачи был сохранен вариант т.о. V, принятый в примере 2.3 для конической передачи с круговыми зубьями, то при этом сохраняются и величины допускаемых напряжений для шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$ (см. п.5 примера 2.3):

$$[\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = [\sigma_F] = 375 \text{ Н/мм}^2.$$

6. Проверочный расчет передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе. По табл. 2.14 для $K_{be} u / (2 - K_{be}) = 0,59$ и роликовых опор при твердости активных поверхностей зубьев a ($H_1 > 45\text{HRC}_3$ и $H_2 > 45\text{HRC}_3$) для передачи с прямыми зубьями коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца конической передачи при расчете по напряжениям изгиба: $K_{F\beta} = 1,47$ (линейным интерполированием).

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, принимают по той же табл. 2.13, что и для цилиндрических прямозубых передач. В нашем примере при $v=1,22 м/с$ для 9-й степени точности и твердости активных поверхностей зубьев a ($H_1 > 45HRC_3$ и $H_2 > 45HRC_3$) линейным интерполированием $K_{Fv} = 1,04$ (зубья прямые).

Числа зубьев эквивалентных цилиндрических прямозубых зубчатых колес (эквивалентное число зубьев) z_v :

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{19}{\cos 15,40193^\circ} = 20;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{69}{\cos 74,59807^\circ} = 260.$$

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} для конических передач с прямыми зубьями принимают на основании того же графика, изображенного на рис. 2.20, что и для цилиндрических передач, в зависимости от z_v и коэффициента смещения $x = x_e$:

а) для шестерни $Y_{FS1} = 3,54$ при $z_{v1} = 20$ и $x_{e1} = 0,42$;

б) для колеса $Y_{FS2} = 3,61$ при $z_{v2} = 260$ и $x_{e2} = -0,42$.

Коэффициент \mathcal{G}_F , учитывающий влияние вида зубьев конической передачи при расчете её на сопротивление усталости зубьев при изгибе: для прямозубой конической передачи $\mathcal{G}_F \approx \mathcal{G}_H = 0,85$.

Тогда расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_A}{\mathcal{G}_F b m_m} Y_{FS1} = \frac{2972 \cdot 1,47 \cdot 1,04 \cdot 1,25}{0,85 \cdot 30 \cdot 2,5806} \cdot 3,54 = 306 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 306 \frac{3,61}{3,54} = 312 \text{ H / мм}^2.$$

Расчетные напряжения при изгибе должны быть $\sigma_F \leq [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \leq 1,1[\sigma_F]$.

В нашем примере сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается, так как для шестерни и колеса выполняется условие:

$$\sigma_{F1} = 306 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_F]_1 = 375 \text{ H / мм}^2;$$

$$\sigma_{F2} = 312 \text{ H / мм}^2 < [\sigma_F]_2 = 375 \text{ H / мм}^2.$$

7. Геометрический расчет конической прямозубой передачи. Конические зубчатые колеса с прямыми зубьями выполняют только с осевой формой зуба I – пропорционально понижающиеся зубья (рис. 2.8, а).

В качестве **исходных данных** для выполнения геометрического расчета прямозубой конической передачи принимаем величины: внешние делительные диаметры $d_{e1} = 57 \text{ мм}$ и $d_{e2} = 207 \text{ мм}$; внешнее делительное конусное расстояние $R_e = 107,3083 \text{ мм}$; коэффициенты радиального (высотного) смещения $x_{e1} = 0,42$ и $x_{e2} = -0,42$; коэффициенты тангенциального смещения $x_{\tau1} = 0,039$ и $x_{\tau2} = -0,039$; внешний окружной модуль $m_e = 3 \text{ мм}$; углы делительных конусов $\delta_1 = 15,40193^\circ = 15^\circ 24' 07''$ и $\delta_2 = 74,59807^\circ = 74^\circ 35' 53''$.

Для прямозубых конических зубчатых колес расчетным является внешнее торцовое сечение, для которого в соответствии с ГОСТ 13754–81 параметры внешнего торцового исходного контура: угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки исходного контура $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,2$.

Внешняя высота головки зуба:

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_{e1}) m_e = (1 + 0,42) 3 = 4,26 \text{ мм};$$

$$h_{ae2} = (h_a^* + x_{e2}) m_e = (1 - 0,42) 3 = 1,74 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки зуба:

$$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x_{e1})m_e = (1 + 0,2 - 0,42)3 = 2,34 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = (h_a^* + c^* - x_{e2})m_e = (1 + 0,2 + 0,42)3 = 4,86 \text{ мм}.$$

Угол ножки зуба:

$$\theta_{f1} = \arctg(h_{fe1} / R_e) = \arctg(2,34 / 107,3083) = 1,24921^\circ = 1^\circ 14' 57'';$$

$$\theta_{f2} = \arctg(h_{fe2} / R_e) = \arctg(4,86 / 107,3083) = 2,59316^\circ = 2^\circ 35' 35''.$$

Угол головки зуба:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 2,59316^\circ = 2^\circ 35' 35'';$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} = 1,24921^\circ = 1^\circ 14' 57''.$$

Угол конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 15^\circ 24' 07'' + 2^\circ 35' 35'' = 17^\circ 59' 42'';$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 74^\circ 35' 53'' + 1^\circ 14' 57'' = 75^\circ 50' 50''.$$

Угол конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 15^\circ 24' 07'' - 1^\circ 14' 57'' = 14^\circ 09' 10'';$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 74^\circ 35' 53'' - 2^\circ 35' 35'' = 72^\circ 00' 87''.$$

Окружная толщина зуба по внешней делительной окружности при $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,36397$ и $\pi = 3,14159$:

$$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_{e1} \operatorname{tg} \alpha + x_{r1})m_e = (0,5\pi + 2 \cdot 0,42 \cdot 0,36397 + 0,039)3 = 5,7466 \text{ мм};$$

$$s_{e2} = \pi m_e - s_{e1} = \pi \cdot 3 - 5,7466 = 3,6782 \text{ мм}.$$

Внешняя высота зуба:

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 4,26 + 2,34 = 6,60 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 1,74 + 4,86 = 6,60 \text{ мм}.$$

Расчет выполнен правильно, так как получено

$$h_e = h_{e1} = h_{e2} = 6,60 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1 = 57 + 2 \cdot 4,26 \cdot 0,96409 = 65,2140 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2 = 207 + 2 \cdot 1,74 \cdot 0,26559 = 207,9243 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1} \cos \delta_1 = 57 - 2 \cdot 2,34 \cdot 0,96409 = 52,4881 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2} \cos \delta_2 = 207 - 2 \cdot 4,86 \cdot 0,26559 = 204,4185 \text{ мм}.$$

Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до плоскости, в которой расположена внешняя окружность вершин зубьев):

$$A_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 207 - 4,26 \cdot 0,26559 = 102,3686 \text{ мм};$$

$$A_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2 = 0,5 \cdot 57 - 1,74 \cdot 0,96409 = 26,8225 \text{ мм}.$$

8. Выбор марки стали для изготовления конических зубчатых колес. Для варианта т.о. V марки сталей одинаковы для шестерни и колеса (см. табл. 2.2.) При выборе конкретной марки стали по табл. 2.1 диаметр заготовки шестерни $D_{заг}$ (рис. 2.24, а) не должен превышать предельного значения $D_{пред}$, а для колеса толщина заготовки диска $C_{заг}$ и обода $S_{заг}$ (рис. 2.24, б) – предельного значения $S_{пред}$.

Тогда в нашем примере:

$$D_{заг} = d_{ae1} + 6 = 65,2140 + 6 \approx 71,2 \text{ мм};$$

$$C_{заг} = 0,5b = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ мм};$$

$$S_{заг} = 8m_e = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм}.$$

По табл. 2.1 принимаем для изготовления шестерни и колеса легированную хромистую сталь 20X. При этом выполняются условия:

а) для шестерни $D_{заг} = 71,2 \text{ мм} < D_{пред} = 200 \text{ мм}$;

б) для колеса $C_{заз} = 15 \text{ мм}$ и $S_{заз} = 24 \text{ мм} < S_{пред} = 125 \text{ мм}$.

При выполнении выше указанных условий для шестерни и колеса гарантируется получение твердости активной поверхности зубьев при варианте т.о. V в диапазоне 56... 63HRC_Э.

9. Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки, не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости, что позволит предотвратить остаточные деформации или хрупкое разрушение поверхностного слоя.

По табл. 2.4 предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H \max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев, для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса и рассчитываются по формуле:

$$[\sigma_{H \max}]_1 = [\sigma_{H \max}]_2 = [\sigma_{H \max}] = 40 H_{\text{HRC}_{\text{Э}} \text{ ПОВ}} = 40 \cdot 59,5 = 2380 \text{ Н / мм}^2.$$

Расчетные максимальные контактные напряжения $\sigma_{H \max}$ при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H} = 939 \sqrt{2} = 1328 \text{ Н / мм}^2,$$

где $\sigma_H = 939 \text{ Н / мм}^2$ – см. п.4; $K_H = T_{\text{мик}} / T_{\text{макс}} = 2$ – коэффициент кратковременной перегрузки (см. исходные данные).

Контактная прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняется условие

$$\sigma_{H \max} = 1328 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma_{H \max}] = 2380 \text{ Н / мм}^2.$$

10. Проверочный расчет передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Данный расчет выполняется с целью предупреждения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки.

По табл. 2.4 предельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F \max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой, для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{F \max}]_1 = [\sigma_{F \max}]_2 = 1200 \text{ Н / мм}^2.$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} K_H = 306 \cdot 2 = 612 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} K_H = 312 \cdot 2 = 624 \text{ Н / мм}^2,$$

где σ_{F1} и σ_{F2} – см. п.6.

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F \max 1} = 612 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma_{F \max}]_1 = 1200 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\sigma_{F \max 2} = 624 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma_{F \max}]_2 = 1200 \text{ Н / мм}^2.$$

11. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи с прямыми зубьями. Результирующую силу F_n на среднем делительном диаметре d_m конического зубчатого колеса, нормальную к активной поверхности зуба, раскладывают на составляющие: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a .

Окружная сила в зацеплении $F_t = 2972 \text{ Н}$ была определена в п.4. При этом

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2972 \text{ Н}.$$

Направления сил F_{t1} и F_{t2} противоположны.

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_{t1} \text{ tg} \alpha \cos \delta_1 = 2972 \text{ tg} 20^\circ \cos 15,40193^\circ = 1043 \text{ Н}.$$

Осевая сила на колесе $F_{a2} = F_{r1} = 1043 \text{ Н}$.

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_{t1} \text{ tg} \alpha \sin \delta_1 = 2972 \text{ tg} 20^\circ \sin 15,40193^\circ = 287 \text{ Н}.$$

Радиальная сила на колесе $F_{r2} = F_{a1} = 287 \text{ Н}$.

Направление силы F_{r1} противоположно направлению силы F_{a2} , направление силы F_{a1} противоположно направлению силы F_{r2} .

Схема сил в зацеплении конической зубчатой передачи с прямыми зубьями при различных направлениях вращения шестерни приведена на рис. 2.26.

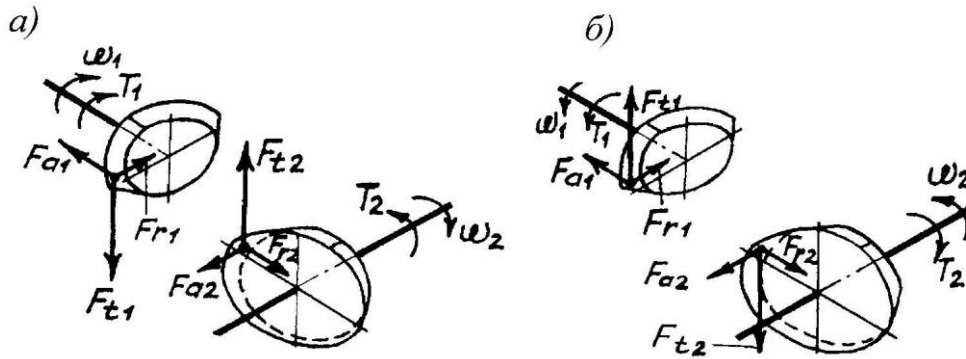


Рис. 2.26. Схема сил в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи

ПРИМЕР 2.5. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО СООСНОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цилиндрический соосный двухступенчатый редуктор состоит из быстроходной и тихоходной ступеней, имеющих одинаковое межосевое расстояние a_w (рис. 2.27).

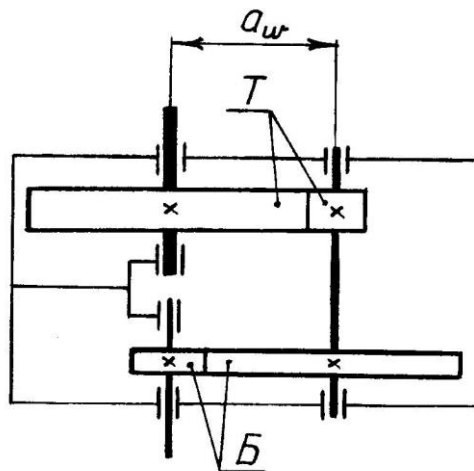


Рис. 2.27. Схема цилиндрического соосного двухступенчатого редуктора:
Б – быстроходная ступень, Т – тихоходная ступень

Расчет передач данного редуктора, независимо от его исполнения (горизонтальное или вертикальное расположение осей валов), следует начинать с расчета тихоходной ступени, как более нагруженной. Если тихоходная ступень является косозубой, то расчет её выполняют в соответствии с методикой, изложенной в примере 2.1, если прямозубой – в соответствии с методикой, изложенной в примере 2.2.

После расчета тихоходной ступени приступают к расчету быстроходной ступени редуктора.

На начальной стадии расчета этой ступени выбирают соответствующий вариант термообработки и определяют расчетную величину допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$. Однако межосевое расстояние a_w для быстроходной ступени не рассчитывают, а принимают

равным межосевому расстоянию тихоходной цилиндрической ступени. Дальнейший расчет быстроходной ступени проводят в соответствии с методикой, изложенной в примерах 2.1...2.2 в зависимости от вида зубьев данной ступени. Предпочтение следует отдавать косозубым цилиндрическим быстроходным ступеням.

Основной недостаток соосных цилиндрических двухступенчатых редукторов – недогрузка быстроходных ступеней. Поэтому при расчете быстроходной ступени, независимо от принятого варианта термообработки, назначают коэффициент $\psi_{ba} = b_w / a_w = 0,15...0,25$.

3. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

3.1.1. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ, ПРИМЕНЕНИЕ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса (рис. 3.1) и относится к зубчато-винтовой передаче, движение в которой преобразуется по принципу винтовой пары с присущим ей повышенным скольжением.

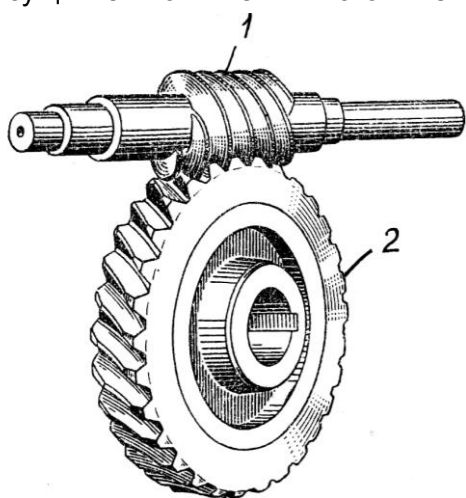


Рис. 3.1. Червячная передача:
1 – червяк; 2 – червячное колесо

При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями червячного колеса и приводят его во вращение. Применяют червячную передачу при необходимости передачи вращательного движения между осями, перекрещивающимися под углом 90° .

Ведущим в данной передаче является червяк, представляющий собой винт с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой. Резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной, а также правой или левой. Наиболее распространены червяки с правой резьбой, имеющие число заходов $z_1 = 1; 2$ и 4. Вал с нарезанным червяком называют вал-червяк.

Червячное колесо является косозубым зубчатый колесом с зубьями вогнутой дуговой формы, способствующей некоторому облеганию червяка и соответственно увеличению длины контактной линии. Такая форма зубьев способствует увеличению их прочности на изгиб. Направление и угол подъема зубьев червячного колеса такие же, как и у витков резьбы червяка.

Различают два основных вида червячной передачи: цилиндрическая или просто червячная передача (с цилиндрическим червяком) (рис. 3.2, а) и глобоидная (с глобоидным червяком) (рис. 3.2, б). Качественные показатели глобоидной передачи выше, но она сложна в изготовлении, сборке и чувствительна к осевому смещению червяка. Поэтому на практике наибольшее применение находят червячные передачи с цилиндрическими червяками, как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

Передаточное отношение червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса; n_1 и n_2 – частоты вращения червяка и колеса; z_1 и z_2 – число заходов (витков) червяка и число зубьев колеса.

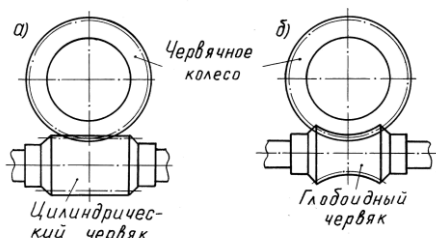


Рис. 3.2. Цилиндрическая и глобоидная червячные передачи

Анализ формулы для определения передаточного отношения i показывает, что оно может быть довольно большим.

Так, например, при однозаходном червяке ($z_1 = 1$) и червячном колесе с $z_2 = 100$ передаточное отношение передачи $i = 100$. При одном и том же передаточном отношении червячная передача гораздо компактнее обыкновенной зубчатой передачи.

Возможность осуществления большого передаточного отношения при одной ступени передачи, компактность, плавность и бесшумность, повышенная кинематическая точность – основные достоинства червячных передач. Благодаря этим достоинствам червячные передачи широко применяют в станках, автомобилях, подъемно-транспортных и других машинах.

Одноступенчатые червячные редукторы общего назначения выполняют с передаточным отношением $i = 8 \dots 80$, двухступенчатые - $i = 100 \dots 6300$. Одноступенчатые червячные передачи специального исполнения проектируют так же с $i > 80$.

При работе червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса, что вызывает существенные потери в зацеплении. По этой причине КПД червячной передачи значительно меньше КПД зубчатой передачи, что является основным недостатком червячной передачи. К недостаткам относятся также изнашивание зубьев червячного колеса и склонность к заеданию витков червяка и зубьев колеса, что требует применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов (бронзы или латуни). Существенным недостатком червячной передачи является большое тепловыделение в зоне зацепления, что может привести к нагреву масла до температуры, превышающей предельную, при которой оно теряет свои защитные способности (происходит разрушение масляной пленки в зоне контакта и появляется возможность заедания). Поэтому для червячной передачи, в отличие от зубчатой, обязательным является выполнение теплового расчета и, при необходимости, принятие специальных мер, обеспечивающих отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса; искусственный обдув вентилятором, устанавливаемым на валу червяка; охлаждение масла водой, проходящей через змеевик, установленный внутри масляной ванны и др.).

Вследствие отмеченных недостатков червячные передачи применяют значительно реже зубчатых и только для передачи небольших и средних мощностей (обычно не более 30 кВт при длительной работе). При работе в повторно-кратковременном режиме они могут оказаться эффективными и при больших мощностях.

3.1.2. ТИПЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ И ОБРАБОТКА ИХ ВИТКОВ [9]

Цилиндрические червяки выполняют с линейчатыми (прямолинейными) и нелинейчатыми (криволинейными) боковыми (рабочими) поверхностями витков. Наибольшее распространение получили три вида линейчатых червяков: архимедов (ZA), конволютный (ZN1 и ZN2) и эвольвентный (ZJ). Винтовая поверхность этих червяков образуется винтовым движением отрезка прямой линии. У нелинейчатого червяка рабочая поверхность витка образуется винтовым движением кривой линии (например, нелинейчатый червяк ZT, образованный тором).

В зависимости от вида червяка профиль витка рассматривают в определенных сечениях (рис. 3.3): А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения, касательные к основному цилиндру с диаметром d_b ; N1-N1 – сечение, нормальное витку; N2-N2 – сечение, нормальное впадине; Т-Т –

торцовое сечение (перпендикулярное оси червяка).

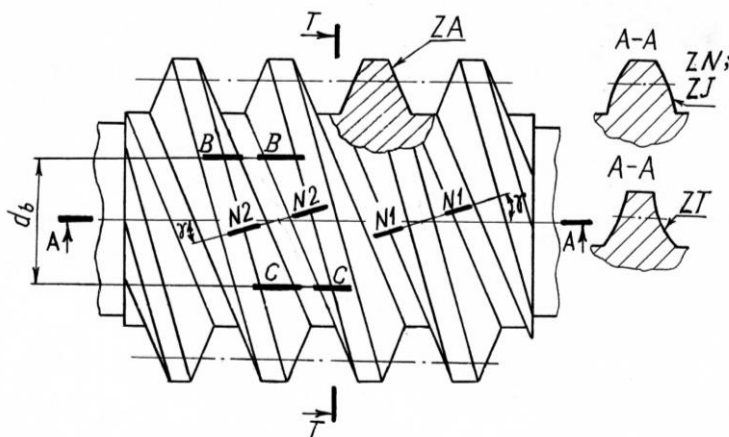


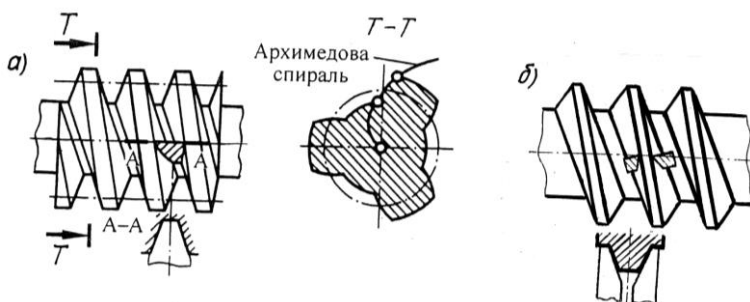
Рис. 3.3. Сечения цилиндрических червяков:

А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения, касательные к основному цилиндру с диаметром d_b ;

N1-N1 – сечение, нормальное витку;

N2-N2 – сечение, нормальное впадине; Т-Т – торцовое сечение

Архимедов червяк ZA имеет прямолинейный профиль витка в осевом сечении А-А и криволинейный (выпуклый) профиль в нормальных сечениях N1-N1 и N2-N2 (рис. 3.3 и 3.4). В торцовом



сечении Т-Т (рис. 3.3 и 3.4).

сечении Т-Т витки очерчены архимедовой спиралью (рис. 3.4, а).

Рис. 3.4. Архимедов червяк ZA и схема установки двустороннего (а) и односторонних (б) резцов при его нарезании

Червяк ZA является наиболее технологичным, так как обработка его на токарном станке практически ничем не отличается от обработки винта с трапециевидальной резьбой. Резец в данном случае устанавливают так, чтобы его режущие кромки лежали в осевой плоскости червяка. Установка двустороннего резца с прямолинейным профилем показана на рис. 3.4, а. Однако использование данного резца целесообразно только для нарезания червяков с малым углом подъема γ линии витка на делительном цилиндре вследствие различия условий резания по левой и правой сторонам. Для чистового нарезания червяков ZA с углом $\gamma < 10^\circ$ рекомендуется раздельная обработка левой и правой сторон витка односторонними резцами.

Установка односторонних резцов показана на рис. 3.4, б. При нарезании витков червяка односторонним резцом возможна поочередная обработка обеих сторон впадины одним резцом путем разворота червяка.

При углах подъема линии витка $\gamma \geq 8^\circ$ целесообразно использовать конволютные червяки ZN.

Конволютные червяки ZN1 и ZN2 имеют в осевом сечении А-А криволинейный (выпуклый) профиль витка (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т – удлиненную или укороченную эвольвенту (рис. 3.5, а).

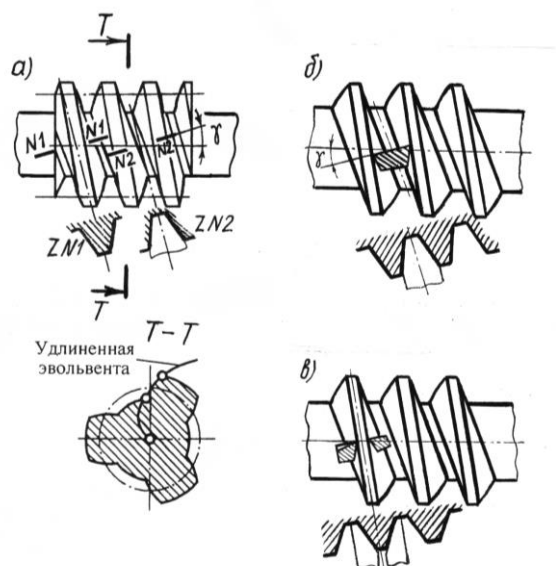


Рис. 3.5. Конволютный червяк ZN (а) и схемы установки резцов с прямолинейным профилем: б – двустороннего резца для нарезания витка червяка ZN2; в – односторонних резцов для нарезания витка червяка ZN1

Виток конволютного червяка ZN1 имеет прямолинейный профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине. Виток конволютного червяка ZN2 имеет криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и прямолинейный профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине.

Установка двустороннего резца для нарезания витка червяка ZN2 с прямолинейным профилем в нормальном по впадине сечении N2-N2 показана на рис. 3.5, б. Однако нарезание червяков с большим делительным углом подъема γ линии витка одним двусторонним резцом не рекомендуется из-за неблагоприятных условий резания.

Установка односторонних резцов при нарезании витка червяка ZN1 с прямолинейным профилем в нормальном по витку сечении показана на рис. 3.5, в. Нарезание в данном случае, в отличие от нарезания червяка ZN2, выполняется раздельно для каждой стороны впадины.

Эвольвентный червяк ZJ имеет криволинейный (выпуклый) профиль витка в осевом сечении А-А (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т витки очерчены эвольвентой (рис. 3.6).

При нарезании эвольвентного червяка ZJ односторонние резцы, имеющие прямолинейный профиль, устанавливают так, чтобы горизонтальная плоскость, проходящая через режущую кромку, была касательной к основному цилиндру диаметром d_b (рис. 3.6). Однако установка резцов со смещением от осевой плоскости червяка вследствие неблагоприятных условий резания при углах подъема линии витка более 5° не рекомендуется. Червяки с углом подъема линии витка больше 5° рекомендуется нарезать профильными резцами с криволинейным профилем в осевом или нормальном сечениях.

Смещение резца от осевой плоскости при его установке подсчитывают по формуле $r_b = z_1 m / (2 \pi g \alpha_b)$, где r_b – основной радиус червяка; z_1 – число заходов (витков) червяка; m – модуль; $\alpha_b = \gamma_b$ – профильный угол резца, равный основному углу подъема линии витка ($\cos \gamma_b = \cos 20^\circ \cdot \cos \gamma$), здесь γ – делительный угол подъема линии витка.

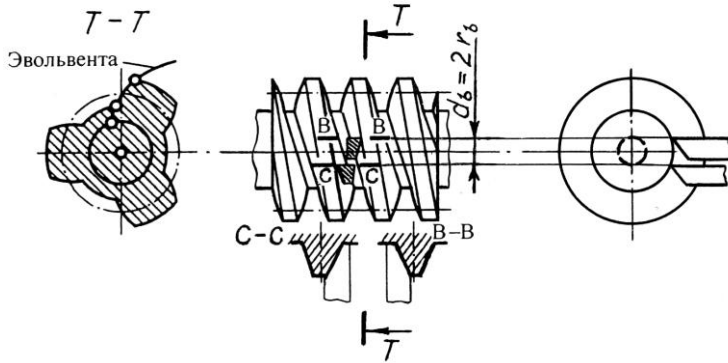


Рис. 3.6. Эвольвентный червяк ZJ и схема установки резцов для нарезания витков правого направления

Нелинейчатый червяк ZT с вогнутым профилем витка обрабатывают инструментом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

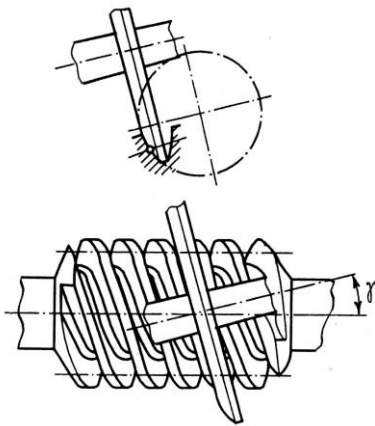


Рис. 3.7. Схема обработки нелинейчатого червяка ZT с вогнутым профилем витка

Передачи с нелинейчатыми червяками ZT отличается повышенная нагрузочная способность, так как они имеют большую поверхность контакта с зубьями червячных колес.

Шлифование цилиндрических червяков является финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, термообработанных до твердости 51HRC₃ и более.

Шлифование архимедовых червяков ZA производят тремя способами:

1. Шлифование дисковым шлифовальным кругом (рис. 3.8, а). Для получения точного профиля витка шлифуемого червяка правка шлифовального круга должна производиться по различным для каждого червяка кривым. Дисковым кругом с прямолинейной образующей конусной части шлифование можно выполнять только червяков 8...9-й степени точности ввиду значительных искажений профиля.
2. Шлифование чашечным конусным кругом с прямолинейной образующей конуса при получении приближенного профиля в пределах 8..9-й степени точности (рис. 3.8, б). В данном случае профиль витка ближе к архимедовой спирали, чем при шлифовании дисковым кругом. Для получения точного профиля шлифуемого червяка правку шлифовального круга необходимо осуществлять по кривой.
3. Шлифование пальцевым кругом, имеющим прямолинейный профиль (рис. 3.8, в), применяют для шлифования крупномодульных червяков с приближенным профилем 8..9-й степени точности.

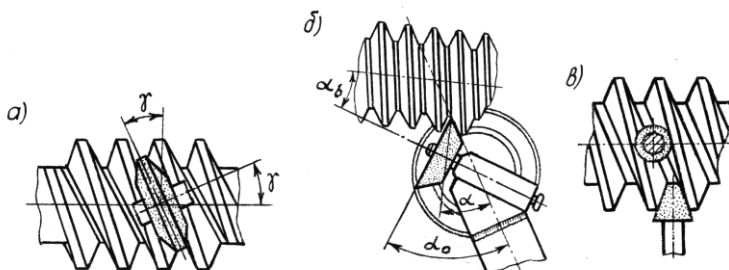


Рис. 3.8. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании архимедовых червяков ZA: а – схема установки дискового круга

при двустороннем шлифовании; б – схема установки чашечного круга; в – схема установки пальцевого круга

Шлифование конволютных червяков ZN конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к некоторому искривлению прямолинейного профиля витка и получению криволинейного профиля как у нелинейчатых червяков. Однако червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление.

Шлифование эвольвентных червяков ZJ производят дисковым кругом с прямолинейной образующей при одностороннем шлифовании витка (рис. 3.9, а) и чашечным конусным кругом (рис. 3.9, б). В последнем случае также шлифуется только одна сторона витка.

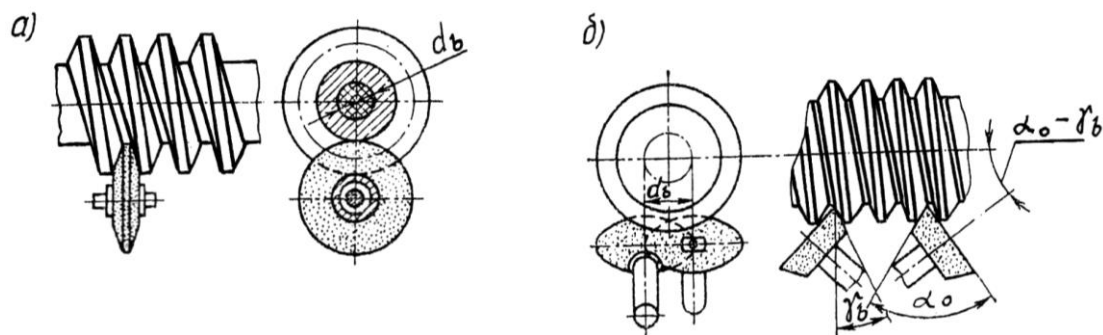


Рис. 3.9. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании эвольвентных червяков ZJ:

а – схема установки дискового круга при шлифовании одной стороной;

б – схема установки чашечного круга: d_b – основной диаметр червяка;

γ_b – основной угол подъема линии витка

Шлифование нелинейчатых червяков ZT с вогнутым профилем витка производят кругом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

Кроме выше рассмотренных червяков ZA, ZN, ZJ и ZT в последнее время широкое распространение получили **цилиндрические червяки ZK1 и ZK2, образованные конусом** (рис. 3.10).

Червяк ZK1 (рис. 3.10, а) обрабатывается дисковой фрезой с прямолинейным профилем, которая устанавливается таким образом, что средняя точка А фрезы располагается в осевой плоскости червяка, а ось вращения её наклоняется на угол, равный делительному углу подъема γ линии витка червяка.

Червяк ZK2 (рис. 3.10, б) обрабатывается пальцевой фрезой, ось вращения которой пересекается с осью червяка под прямым углом.

В осевом сечении А-А витки червяков ZK1 и ZK2 имеют криволинейный (выпуклый) профиль. Для данных червяков, термообработанных до твердости 51HRCэ и более, финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, как и для ранее рассмотренных червяков, является шлифование. Витки червяков ZK1 шлифуют дисковым кругом с одной или двумя конусными сторонами (рис. 3.8, а), а червяков ZK2 – пальцевым кругом (рис. 3.8, в).

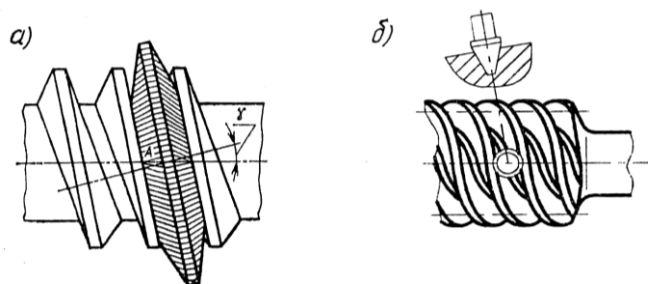


Рис. 3.10. Схема установки дисковой фрезы с прямолинейным профилем при нарезании червяка ZK1 (а) и пальцевой фрезы при нарезании червяка ZK2 (б)

Степень точности силовой червячной передачи выбирают согласно ГОСТ 3675-

81 в зависимости от скорости скольжения v_s витков червяка относительно зубьев колеса:

а) $v_s \leq 10$ м/с – степень точности 7 (червяк цементован и закален или только закален, шлифован и полирован; колесо нарезается шлифованными червячными фрезами); передачи при повышенных требованиях к габаритам;

б) $v_s \leq 5$ м/с – степень точности 8 (допускается червяк нешлифованный с твердостью поверхности витков $H_1 \leq 350$ НВ; колесо нарезается шлифованной червячной фрезой); требования к габаритам и точности – средние;

в) $v_s \leq 2$ м/с – степень точности 9 (червяк нешлифованный с $H_1 \leq 350$ НВ; колесо нарезается любым способом); передачи кратковременно работающие и с ручным приводом.

Для червячных передач с высокой кинематической точностью предусмотрены степени точности 5 и 6.

3.1.3. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯКА И ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА

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

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами. Поэтому жесткость и прочность червяка обеспечивают изготовлением его из стали. Поскольку при приработке червяк служит в качестве формообразующего элемента, прочность и твердость его поверхности должны быть выше соответствующих свойств зубьев колеса.

Материалы **червяка** делят на группы: 1) нетермообрабатываемые; 2) улучшаемые; 3) поверхностно-закаливаемые; 4) цементуемые под закалку; 5) подвергаемые азотированию и хромированию.

Наиболее применяемый материал – сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63 HRCэ. Во всех случаях необходимо шлифование и полирование витков червяка.

Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю позволяет исключить шлифование червяка.

Улучшенные червяки применяют в малонагруженных передачах (при мощности на червяке < 1 кВт).

Червяки без термообработки применяют лишь во вспомогательных малонагруженных передачах (обычно с ручным приводом).

Червячное колесо выполняют составным: венец – из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов; центр – из стали, при небольших нагрузках – из чугуна.

Материал **венца колеса**:

а) при скорости скольжения $v_s \geq 4$ м/с – оловянные бронзы:

Бр010Н1Ф1 – при $v_s \leq 5...25$ м/с;

Бр010Ф1 – при $v_s \leq 5...12$ м/с;

Бр05Ц5С5 – при $v_s \leq 5...8$ м/с;

б) при $v_s = 2...5$ м/с – безоловянные бронзы БрА10Ж4Н4, БрА10Ж3Мц1,5, БрА9Ж3Л;

в) при $v_s = 2...4$ м/с – латунь ЛАЖМц66-6-3-2;

г) при $v_s < 2$ м/с – мягкие серые чугуны СЧ15, СЧ20 (привод ручной).

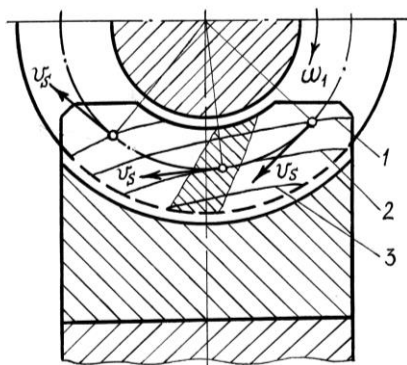
3.1.4. ХАРАКТЕР И ПРИЧИНЫ ОТКАЗОВ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Так как венец червячного колеса изготовляют из менее прочного материала, чем червяк, то выход из строя передачи, как правило, связан с повреждением зубьев колеса. Опыт эксплуатации червячных передач показал, что выход их из строя обусловлен в основном следующими причинами (в порядке убывания отказов):

1. **Износ зубьев колеса** ограничивает ресурс большинства червячных передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязнении смазочного материала, неточном монтаже и повышенной шероховатости рабочих поверхностей витков червяка.

2. **Заедание** – микросварка сопряженных поверхностей зубьев колеса и витков червяка под нагрузкой при отсутствии разделяющего масляного слоя. Заедание ограничивает в первую очередь нагрузочную способность червячной передачи. Причина заедания – высокие скорости

скольжения v_s контактирующих поверхностей и скольжение вдоль линий контакта. Особенно это характерно для средней части зуба (заштрихованная зона на рис. 3.11), где направление вектора v_s почти совпадает с направлением контактных линий и масляный слой в такой зоне образоваться не может. Всё это и создаёт условия для возникновения заедания. Заедание при твердых материалах венцов колес (безоловянные бронзы и латуни) приводит к образованию и



последующему разрушению мостиков микросварки между контактируемыми поверхностями витков и зубьев колеса. Последние катастрофически изнашиваются и повреждаются частицами материала зубьев колеса, приварившимися к виткам червяка.

В случае применения мягких материалов венцов колес (оловянные бронзы) заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос («намазывание») материала зубьев на рабочую поверхность витков червяка, и передача продолжает работать ещё некоторое время, обусловленное интенсивностью изнашивания.

Рис. 3.11. Расположение контактных линий и вектора скорости скольжения v_s на зубе колеса:

1, 2, 3... - линии контакта витков червяка и зубьев колеса в процессе зацепления

3. **Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев колес** наиболее опасно для венцов из оловянных бронз. Причина этого отказа – контактные напряжения, превышающие предел выносливости оловянной бронзы для данного числа циклов нагружения.

4. **Усталостная поломка зубьев колеса** происходит в результате значительного их износа.

5. **Пластические деформации активных поверхностей зубьев колеса** наблюдаются при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи).

6. **Статическая поломка зуба колеса** возможна при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке передачи), однако данный отказ встречается наиболее редко.

7. **Нагрев масла** в картере корпуса до температуры, превышающей предельную, приводит к потере им защитных свойств и опасности заедания. Перегрев масла исключают выполнением теплового расчета и, при необходимости, предусматривают отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса, искусственное охлаждение, например, обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора и т.п.).

3.1.5. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет червячной передачи проводят только для зубьев червячного колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса (при этом индекс «2», который относится к колесу, в обозначениях напряжений обычно не указывают).

Заедание, интенсивность износа и усталостное выкрашивание зависят от контактных напряжений σ_H . Поэтому **расчет по контактным напряжениям** по условию

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad (3.1)$$

для червячных передач является основным. Он проводится для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой и обеспечивает выполнение определяющих условий: а) для оловянных бронз – сопротивление контактной усталости; б) для безоловянных бронз, латуни и чугунов – сопротивление заеданию и усиленному износу. Причину выхода передачи из строя при основном расчете по контактным напряжениям учитывают при выборе допускаемых напряжений $[\sigma_H]$.

Расчет по напряжениям изгиба σ_F с целью исключения усталостной поломки зубьев колеса при их изгибе по условию

$$\sigma_F \leq [\sigma_F] \quad (3.2)$$

проводится при этом как проверочный. Как и основной расчет, он выполняется для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой. В большинстве случаев напряжения изгиба σ_F не определяют размеры передачи и являются значимыми только при больших числах зубьев колес ($z_2 > 90$).

Дополнительно проводится **расчет на статическую прочность** зубьев колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи), не учитываемой в основном расчете:

1) на контактную прочность активных поверхностей зубьев по условию

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}] \quad (3.3)$$

с целью предотвращения пластических деформаций;

2) на изгибную прочность зубьев колеса по условию

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}] \quad (3.4)$$

с целью исключения их статической поломки.

Тепловой расчет червячной передачи по условию

$$t \leq [t] \quad (3.5)$$

исключает нагрев масла в корпусе до температуры t , превышающей допустимую $[t]$.

3.2. ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

При проектировании закрытых червячных передач допускаемые напряжения вычисляют по эмпирическим формулам только для зубьев червячного колеса в зависимости от материала, принятого для их изготовления (оловянная или безоловянная бронза, латунь) с учетом твердости поверхности витков червяка и их финишной обработки (шлифованные или нешлифованные), принимая во внимание основную причину выхода из строя.

Червяки изготавливают в основном из легированных сталей марок 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до твердости $H_1 = 45...55$ HRCэ и последующим шлифованием и полированием витков. Высокие качественные показатели передачи получают при использовании сталей марок 18ХГТ и 20Х, подвергнутых цементации с последующей закалкой до твердости поверхности $H_1 = 56...63$ HRCэ (витки шлифованные и полированные). Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю позволяют исключить шлифование червяка и проводить только полирование витков.

Наиболее технологичными являются эвольвентные червяки *ZJ* и образованные конусом *ZK1* и *ZK2*.

В качестве материалов **венцов червячных колёс** применяют оловянные или безоловянные бронзы, реже – латуни (табл. 3.1). Но так как выбор материала венца червячного колеса связан со скоростью скольжения в зацеплении, то предварительно ожидаемое её значение (м/с) определяют по формуле:

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.6)$$

где n_1 - частота вращения червяка, мин^{-1} ; T_2 - вращающий момент на червячном колесе, $H \cdot м$.

Таблица 3.1 – **Материалы венцов червячных колёс**

Материал венца червячного колеса	Марка бронзы	Способ отливки	σ_B	σ_T	Скорость скольжения в зацеплении v_s , м/с
			$H / \text{мм}^2$		
Бронза оловянная	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	≤ 25
	БрО10Ф1	К	250	200	≤ 12
		П	215	135	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	≤ 8
П		145	80		
Бронза безоловянная	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	$\leq 4...5$
		К	650	430	
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	
		П	450	300	
	БрА9Ж3Л	Ц	500	200	
		К	490	195	
	П	390	195		

Примечания: 1. Способы отливки: Ц – центробежный; К – в кокиль; П – в песок (при единичном типе производства).

2. Химический состав материалов: О – олово; Н – никель; Ф – фосфор; Ц – цинк; А – алюминий; Ж – железо; Мц – марганец; Л – литейная. Цифры указывают среднее содержание составных элементов в %, остальное – медь.

3. Кроме бронзы, для венцов червячных колес при $v_s \leq 4$ м/с используют латунь ЛАЖМц 66-6-3-2 с механическими характеристиками: $\sigma_B = 500$ Н/мм²; $\sigma_B = 330$ Н/мм² - при способе отливки Ц; $\sigma_B = 450$ Н/мм²; $\sigma_B = 295$ Н/мм² - при способе отливки К; $\sigma_B = 400$ Н/мм²; $\sigma_B = 260$ Н/мм² - при способе отливки П.

3.2.1. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ $[\sigma_H]$ ПРИ ДЛИТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ ПЕРЕДАЧИ

Материал венца колеса – оловянная бронза. Так как оловянная бронза обеспечивает достаточное сопротивление заеданию, то допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для неё выбирают из условия сопротивления контактной усталости в условиях неизбежного износа. При этом следует учитывать, что для бронз кривые усталости при контактных напряжениях имеют очень длинные наклонные участки – до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения и не имеют перелома. Поэтому за исходные выбирают напряжения σ_H^0 , равные условному пределу ограниченной выносливости при условном числе циклов нагружения $N_0 = 10^7$ (рис. 3.12, а).

Тогда для зубьев червячного колеса, венец которого выполнен из оловянной бронзы, при сопряжённом червяке с твёрдостью поверхности витков $H_1 \geq 45$ HRCэ (витки шлифованы и полированы) допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (Н/мм²):

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 C_v Z_N = 0,9 \sigma_B C_v Z_N, \quad (3.7)$$

где $\sigma_H^0 = 0,9 \sigma_B$ - условный предел контактной выносливости (Н/мм²) при условном числе циклов нагружения $N_0 = 10^7$ для венца из оловянной бронзы, сопряжённого с червяком, имеющего твердость поверхности витков $H_1 \geq 45$ HRCэ; σ_B - временное сопротивление (предел прочности) для бронзы при растяжении (табл. 3.1); C_v - коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зуба червячного колеса в зависимости от скорости скольжения v_s :

$v_s, \text{м/с}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Z_N - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса при расчёте на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{N_0}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \text{ при условии } 0,67 \leq Z_N \leq 1,15. \quad (3.8)$$

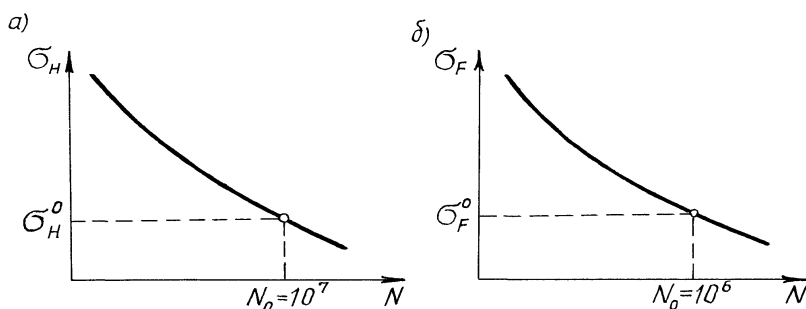


Рис.3.12. Кривые усталости образцов из бронзы:
а - для контактных напряжений; б - для напряжений изгиба

Если получилось $Z_N < 0,67$, то принимают $Z_N = 0,67$; если получилось $Z_N > 1,15$, то следует принять $Z_N = 1,15$.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_n (часы) определяют по формуле:

$$N_{HE} = 60 n_2 L_n K_{HE}, \quad (3.9)$$

где n_2 - частота вращения червячного колеса, мин⁻¹; K_{HE} - коэффициент приведения или эквивалентности при расчёте на сопротивление контактной усталости:

Типовой режим нагружения.....	0	1	2	3	4	5
K_{HE}	1	0,416	0,2	0,121	0,081	0,034

Материал венца колеса – безоловянная бронза. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для безоловянных бронз определяют из условия сопротивления заеданию и усиленному износу в зависимости от скорости скольжения v_s в зацеплении:

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 - 25v_s = 300 - 25v_s, \quad (3.10)$$

где $[\sigma_H]$ - $H/мм^2$; v_s - $м/с$.

В формуле (3.10) $\sigma_H^0 = 300 H/мм^2$ - для венца из безоловянной бронзы, работающего в паре с сопряженным червяком, имеющим твердость поверхности витков $H_1 \geq 45 HRC_э$.

Из зависимости (3.10) следует, что безоловянные бронзы невозможно применять при высоких скоростях скольжения в зацеплении (например, при $v_s = 12 м/с$ $[\sigma_H] = 0$).

Значения $[\sigma_H]$ для безоловянных бронз не зависят от числа циклов нагружения, поэтому в формуле (3.10) коэффициент долговечности отсутствует.

3.2.2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА $[\sigma_F]$ ПРИ ДЛИТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ ПЕРЕДАЧИ

Экспериментальные исследования показали, что кривые усталости для напряжений изгиба образцов из бронзы, как и для контактных напряжений, имеют очень длинные наклонные участки – до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения. Поэтому за исходные выбирают напряжения σ_F^0 , равные условному пределу ограниченной изгибной выносливости при условном числе циклов нагружения $N_0 = 10^6$ (рис. 3.12,б).

Тогда для зубьев червячного колеса, выполненных из оловянной и безоловянной бронз (а также из латуни) допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ ($H/мм^2$) при длительной работе передачи с номинальной нагрузкой

$$[\sigma_F] = \sigma_F^0 Y_N, \quad (3.11)$$

где $\sigma_F^0 = 0,20\sigma_T + 0,06\sigma_B$ - передача реверсивная; (3.12)

$\sigma_F^0 = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$ - передача нереверсивная; (3.13)

σ_F^0 - $H/мм^2$; σ_T, σ_B - $H/мм^2$ (табл. 3.1); Y_N - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчёте по напряжениям изгиба:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}, \text{ при условии } 0,54 \leq Y_N \leq 1. \quad (3.14)$$

Если получилось $Y_N < 0,54$, то принимают $Y_N = 0,54$; если получилось $Y_N > 1$, то следует принять $Y_N = 1$.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_h (часы) определяют по формуле:

$$N_{FE} = 60n_2 L_h K_{FE}, \quad (3.15)$$

где K_{HE} - коэффициент приведения или эквивалентности при расчёте на сопротивление усталости зубьев при изгибе:

Типовой режим нагружения.....	0	1	2	3	4	5
K_{FE}	1	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

3.2.3. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ $[\sigma_{H \max}]$ И НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА $[\sigma_{F \max}]$ ПРИ ПРОВЕРКЕ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА НА КОНТАКТНУЮ И ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТИ В МОМЕНТ ДЕЙСТВИЯ ПИКОВОЙ НАГРУЗКИ (ПРИ КРАТКОВРЕМЕННОЙ ПЕРЕГРУЗКЕ)

Пределные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H \max}]$ ($H/мм^2$) и напряжения изгиба $[\sigma_{F \max}]$ ($H/мм^2$) определяют в зависимости от материала венца червячного колеса:

оловянные бронзы..... $[\sigma_{H \max}] = 4\sigma_T$; $[\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T$; (3.16)

безоловянные бронзы и латуни... $[\sigma_{H \max}] = 2\sigma_T$; $[\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T$. (3.17)

3.3 ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ

Исходные данные:

- а) передаточное отношение $i = 28,2$;
- б) вращающий момент на червячном колесе $T_2 = 450 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- в) частота вращения червяка $n_1 = 1410 \text{ мин}^{-1}$;
- г) частота вращения червячного колеса $n_2 = 50 \text{ мин}^{-1}$;
- д) требуемый ресурс передачи $L_n = 15 \cdot 10^3 \text{ ч}$;
- е) типовой режим нагружения 2 – средний равновероятный;
- ж) коэффициент кратковременной перегрузки $K_{\Pi} = T_{\text{тик}} / T_{\text{ном}} = 2$;
- з) производство среднесерийное;
- и) передача реверсивная, нестандартная; работа в условиях цеха.

Порядок расчета

Выбор материала червяка. Учитывая рекомендации, изложенные в п.3.2, для червяка используем сталь 18ХГТ (цементованная и закалённая до твердости 56...63 HRC_э). Витки червяка шлифованные и полированные. Тип червяка – эвольвентный (ZJ).

Вычисление предварительного значения скорости скольжения v_s в червячном зацеплении и выбор материала венца червячного колеса. Предварительная величина скорости скольжения в зацеплении определяется по формуле (3.6):

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1410 \sqrt[3]{450} = 4,86 \text{ м/с}.$$

На основании полученного значения скорости скольжения v_s выбирают материал для изготовления венца червячного колеса. Однако в технической литературе существуют различные рекомендации по его выбору.

В работах [1], [2] ... [5], [7] рекомендуется при скорости скольжения $v_s > 5 \text{ м/с}$ применять в качестве материала венцов червячных колёс оловянную бронзу, а при $v_s \leq 5 \text{ м/с}$ - безоловянную бронзу (при $v_s \leq 4 \text{ м/с}$ допускается использовать латуни).

Д.Н. Решетов [6] рекомендует при $v_s \geq 4 \text{ м/с}$ венцы червячных колёс изготавливать из оловянной бронзы, а при $v_s < 4 \text{ м/с}$ - из безоловянной бронзы или латуни.

Для интенсивно работающих червячных передач независимо от скорости скольжения v_s авторы работы [10] рекомендуют венцы червячных колёс изготавливать только из оловянной бронзы.

Таким образом, учитывая то обстоятельство, что на практике для изготовления венцов червячных колёс используют как оловянную, так и безоловянную бронзы, рассмотрим методику расчета червячной передачи для двух вариантов: вариант 1 (материал венца червячного колеса - безоловянная бронза) и вариант 2 (материал венца колеса - оловянная бронза).

При скорости скольжения $v_s = 4...5 \text{ м/с}$ студент может использовать в качестве материала венца червячного колеса как безоловянную, так и оловянную бронзу. При $v_s > 5 \text{ м/с}$ используется только оловянная бронза.

Сравнение размеров червячной передачи с венцом колеса из безоловянной и оловянной бронз показывает, что при одной и той же нагрузке применение оловянной бронзы позволяет уменьшить размеры червячной пары (см. вариант 2).

Вариант 1. Материала венца червячного колеса - безоловянная бронза

При скорости скольжения в зацеплении $v_s \leq 5 \text{ м/с}$ авторы работ [1], [2] ... [5], [7] рекомендуют венец червячного колеса изготавливать из безоловянной бронзы. По табл. 3.1 принимаем безоловянную бронзу БрА9ЖЗЛ: способ отливки – центробежный, временное сопротивление (предел прочности при растяжении) $\sigma_B = 500 \text{ Н/мм}^2$, предел текучести $\sigma_T = 200 \text{ Н/мм}^2$.

Далее расчет червячной передачи для варианта 1 проводим в следующей последовательности.

1. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при длительной работе передачи (для периода установившегося движения). Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ определяют только для зубьев червячного колеса.

Для венцов червячных колёс из безоловянной бронзы основная причина выхода из строя – заедание. Поэтому для безоловянной бронзы допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ определяют по формуле (3.10) из условия сопротивления заеданию и усиленному износу в зависимости от скорости скольжения v_s в зацеплении:

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 4,86 = 178,5 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Подбор основных параметров червячной передачи. Число витков (заходов) червяка z_1 выбирают в зависимости от передаточного отношения i :

i	св. 8 до 14	св. 14 до 30	св. 30
z_1	4	2	1

Принимаем $z_1 = 2$.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 i = 2 \cdot 28,2 = 56,4.$$

Принимаем $z_2 = 56$. Уточняем $i = z_2 / z_1 = 56 / 2 = 28$.

Модули упругости материалов червяка и колеса: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ - сталь; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ - бронза. Тогда приведённый модуль упругости материалов контактируемых витков червяка и зубьев червячного колеса

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 0,9 \cdot 10^5} = 1,26 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент диаметра червяка q для силовых передач рекомендуется в диапазоне:

$$q = (0,22 \dots 0,4) z_2 = (0,22 \dots 0,4) 56 = 12,32 \dots 22,4.$$

Минимальное допустимое значение q из условия жёсткости червяка по данным [3], [6]:

$$q_{min} = 0,212 z_2 = 0,212 \cdot 56 = 11,87.$$

По табл. 3.2 принимаем стандартное значение $q = 16$. Тогда $q / z_2 = 16 / 56 = 0,286$.

Таблица 3.2 – Стандартные значения коэффициентов q диаметра червяка

q	1-й ряд	6,3;	8;	10;	12,5;	16;	20;	25
	2-й ряд	7,1;	9;	11,2;	14;	18;	22,4	

Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд

При вращающем моменте на червячном колесе $T_2 = 450 \text{ Н} \cdot \text{м} = 450 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ предварительная величина межосевого расстояния a'_w червячной передачи:

$$a'_w = 0,62(q/z_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{(q/z_2) [\sigma_H]^2}} = 0,62(0,286 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 450 \cdot 10^3}{0,286 \cdot 178,5^2}} = 146,6 \text{ мм}.$$

Полученное значение a'_w округляется до ближайшего из ряда *Ra40* нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69):

... 60; 62; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400 ...

Принимаем $a_w = 150 \text{ мм}$.

Предварительная величина модуля зацепления

$$m' = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 150}{16 + 56} = 4,17 \text{ мм}.$$

По табл. 3.3 принимаем ближайшее стандартное значение $m = 4 \text{ мм}$.

Коэффициент смещения режущего инструмента

$$x = \frac{a_w - 0,5m(z_2 + q)}{m} = \frac{150 - 0,5 \cdot 4(56 + 16)}{4} = 1,5.$$

Таблица 3.3 – Стандартные значения модулей m червячных передач, мм

m	1-й ряд	1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;
	2-й ряд	1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12
	3-й ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 4,5; 9; 11; 14; 18; 22;

Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд

Коэффициент смещения x должен находиться в пределах от -1 до +1 (для червячных передач со всеми типами червяков, кроме Z7). На практике предпочтение отдают положительным смещениям $x=0...0,75$ (реже $x \leq 1$), при которых одновременно повышается прочность зубьев червячного колеса.

В данном варианте расчета полученная величина $x=1,5$ значительно превышает рекомендуемые значения.

Изменить коэффициент смещения x можно, изменяя число зубьев червячного колеса z_2 на 1...2 зуба. Однако при этом фактическое передаточное отношение $i_\phi = z_2/z_1$, не должно отличаться от ранее принятого i (в нашем случае $i = 28$) более, чем на 5%, т.е.:

$$\square i = \frac{|i - i_\phi|}{i} 100\% \leq [\square i] = 5\% .$$

С целью уменьшения коэффициента смещения x в данном варианте расчета изменим число зубьев червячного колеса z_2 .

Принимаем $z_2 = 57$. Тогда

$$x = \frac{150 - 0,5 \cdot 4(57 + 16)}{4} = 1 .$$

Принимаем $z_2 = 58$. Тогда

$$x = \frac{150 - 0,5 \cdot 4(58 + 16)}{4} = 0,5 ,$$

что соответствует рекомендуемому диапазону положительных смещений $x = 0...0,75$.

При этом: $i_\phi = z_2/z_1 = 58/2 = 29$;

$$\square i = \frac{|i - i_\phi|}{i} 100\% = \frac{|28 - 29|}{28} 100\% = 3,57\% \leq 5\% ,$$

что допустимо.

Окончательно принимаем $z_2 = 58$ и коэффициент смещения $x = 0,5$ (положительное смещение инструмента).

В дальнейших расчетах используем фактическое передаточное отношение $i_\phi = 29$. При этом фактическая частота вращения червячного колеса

$$n_2 = n_1/i_\phi = 1410/29 = 49 \text{ мин}^{-1} .$$

3. Определение действительного значения скорости скольжения v_s в зацеплении и уточнение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$. Начальный диаметр червяка d_{w1} при коэффициенте смещения $x = 0,5$ (подставляется со своим знаком: "+" или "-"):

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 4(16 + 2 \cdot 0,5) = 68,00 \text{ мм} .$$

Угол подъема витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right) = \arctg\left(\frac{2}{16 + 2 \cdot 0,5}\right) = 6,710^\circ .$$

Окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$v_{w1} = \pi d_{w1} n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 68 \cdot 1410 / (60 \cdot 10^3) = 5,02 \text{ м/с} .$$

Действительное значение скорости скольжения v_s в червячном зацеплении:

$$v_s = v_{w1} / \cos \gamma_w = 5,02 / \cos 6,710^\circ = 5,05 \text{ м/с} .$$

Так как действительное значение v_s примерно соответствует предельным значениям для безоловянных бронз (см. табл. 3.1), то предварительно принятый материал венца колеса оставляем без изменения.

Если получилось $v_s \square 5 \text{ м/с}$, то следует безоловянную бронзу заменить оловянной (например БрО10Ф1, см. табл. 3.1) и для принятых параметров червячной передачи дальнейший расчёт проводить для венца червячного колеса из оловянной бронзы.

В нашем примере для венца червячного колеса из безоловянной бронзы допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ уточняем по формуле (3.10):

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 5,05 = 173,5 \text{ Н/мм}^2 .$$

4. КПД червячной передачи

$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 6,710^\circ}{\operatorname{tg}(6,710^\circ + 1,63^\circ)} = 0,80.$$

где φ - приведённый угол трения, уменьшающийся с увеличением скорости скольжения v_s , так как при этом улучшаются условия образования масляного слоя (табл. 3.4).

5. Определение сил, действующих в червячном зацеплении. Силу взаимодействия червяка и колеса принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления W . Её задают тремя взаимно перпендикулярными составляющими: F_t , F_a , F_r (рис. 3.13).

Окружная сила на колесе F_{t2} , равная по модулю осевой силе F_{a1} на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 10^3}{232} = 3879 \text{ Н},$$

где $d_{w2} = mz_2 = 4 \cdot 58 = 232 \text{ мм}$ – начальный диаметр червячного колеса.

Окружная сила на червяке F_{t1} , равная по модулю осевой силе F_{a2} на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{i_{\text{ч}} \eta_{\text{ч}} d_{w1}} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 10^3}{29 \cdot 0,80 \cdot 68,00} = 570 \text{ Н},$$

Радиальная сила F_r , раздвигающая червяк и колесо:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} 20^\circ = 3879 \operatorname{tg} 20^\circ = 1412 \text{ Н}.$$

Таблица 3.4 – Приведённые углы трения между стальным червяком и зубьями червячного колеса из бронзы

v_s , м/с	φ	v_s , м/с	φ	v_s , м/с	φ
0,01	5,7...6,8°	1	2,5...3,2°	4	1,3...1,7°
0,1	4,5...5,2°	1,5	2,3...2,8°	7	1...1,5°
0,25	3,7...4,3°	2	2...2,5°	10	0,9...1,3°
0,5	3,2...3,7°	3	1,5...2°	15	0,8...1,2°

Примечание. Меньшее значение φ - для оловянной бронзы, большее – для безоловянной бронзы и латуни.

6. Определение коэффициента нагрузки K . Для червячной передачи коэффициент нагрузки K определяют как произведение коэффициента концентрации нагрузки K_β по длине зуба червячного колеса на динамический (скоростной) коэффициент K_v , т.е. $K = K_\beta K_v$.

Коэффициент K_β принимают: $K_\beta = 1$ - при постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0); $K_\beta \approx 1,1$ - при переменной нагрузке (типовые режимы нагружения 1...5).

В нашем примере для типового режима нагружения 2 (см. исходные данные) $K_\beta = 1,1$.

Коэффициент K_v принимают в зависимости от окружной скорости v_2 червячного колеса:

v_2 , м/с.....	≤ 3	5	10	15
K_v	1	1,1	1,2	1,3

В нашем примере:

$$v_2 = \pi d_2 n_2 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 232 \cdot 49 / (60 \cdot 10^3) = 0,59 \text{ м/с},$$

где $d_2 = d_{w2} = 232 \text{ мм}$.

Тогда коэффициент нагрузки:

$$K = K_\beta K_v = 1,1 \cdot 1 = 1,1.$$

7. Проверочный расчет червячной передачи по контактным напряжениям. Расчетные контактные напряжения σ_H при контакте в полюсе зацепления W :

$$\sigma_H = 0,94 \cos \gamma_w \sqrt{\frac{E_{\text{нп}} F_{t2} K}{d_{w1} d_{w2}}} = 0,94 \cos 6,710^\circ \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 3879 \cdot 1,1}{68 \cdot 232}} = 172,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Уточнённая величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H] = 173,5 \text{ Н/мм}^2$ (см. п.3).

Так как $\sigma_H < [\sigma_H]$, то ранее найденные размеры червячной передачи принимаем за окончательные. При этом обеспечивается отсутствие заедания в червячной передаче.

Если получилось $\sigma_H > [\sigma_H]$, то превышение σ_H над $[\sigma_H]$ должно быть не более 5%, т.е.

$$\square \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \leq 5\%$$

При $\square \sigma_H > 5\%$ следует увеличить межосевое расстояние a_w .

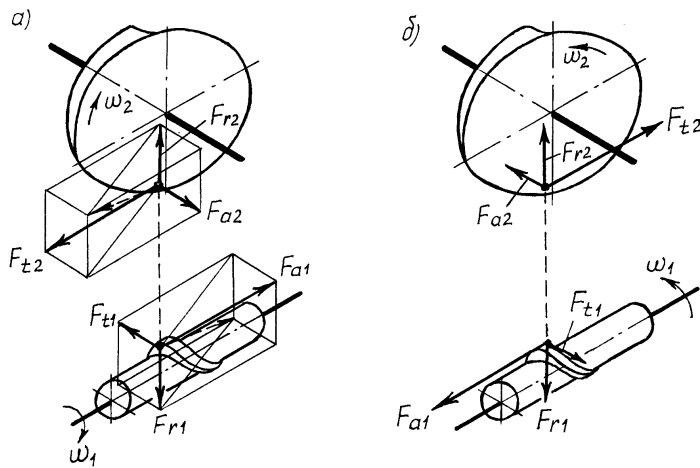


Рис. 3.13. Схема сил в червячном зацеплении

8. Определение геометрических размеров червяка и червячного колеса. Основные геометрические размеры червячной передачи с цилиндрическим червяком представлены на рис. 3.14.

Геометрические размеры нарезанной части червяка.

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm = 16 \cdot 4 = 64 \text{ мм.}$$

Высота головки витка червяка

$$h_{a1} = h_a^* m = 1 \cdot 4 = 4 \text{ мм,}$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки витка (для всех типов червяков).

Диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 64 + 2 \cdot 4 = 72 \text{ мм.}$$

Коэффициент радиального зазора c^* :

$c^* = 0,2 \cos \gamma$ – для эвольвентного червяка; $c^* = 0,2$ – для остальных типов червяков.

В нашем примере для эвольвентного червяка

$$c^* = 0,2 \cos \gamma = 0,2 \cos 7,125^\circ = 0,198,$$

где $\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{16}\right) = 7,125^\circ$ – угол подъема витка червяка на делительном цилиндре.

Высота ножки витка червяка

$$h_{f1} = h_f^* m = (h_a^* + c^*) m = (1 + 0,198) 4 = 4,792 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 64 - 2 \cdot 4,792 = 54,42 \text{ мм.}$$

Длина нарезанной части червяка b_1 (табл. 3.5):

$$b_1 \geq (11 + 0,1z_2) m = (11 + 0,1 \cdot 58) 4 = 67,2 \text{ мм.}$$

Учитывая примечание 1 к табл. 3.5. увеличиваем b_1 на 25 мм:

$$b_1 = 67,2 + 25 = 92,2 \text{ мм.}$$

Принимаем окончательно $b_1 = 93 \text{ мм.}$

Геометрические размеры венца червячного колеса.

Делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = mz_2 = 4 \cdot 58 = 232 \text{ мм.}$$

Для червячной передачи без смещения и со смещением начальный d_{w2} и делительный d_2 диаметры колеса совпадают, т.е. $d_{w2} = d_2$.

Высота головки зуба колеса

$$h_{a2} = (h_a^* + x)m = (1 + 0,5)4 = 6 \text{ мм},$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба (равен коэффициенту высоты головки витка); x – коэффициент смещения, подставляемый со своим знаком («+» или «-»).

Диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 232 + 2 \cdot 6 = 244 \text{ мм}.$$

Высота ножки зуба колеса

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x)m = (1 + 0,198 - 0,5)4 = 2,792 \text{ мм},$$

где c^* – коэффициент радиального зазора (см. выше).

При определении h_{f2} коэффициент смещения x также подставляют со своим знаком.

Диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 232 - 2 \cdot 2,792 = 226,42 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса (округляется до целого числа)

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 244 + \frac{6 \cdot 4}{2 + 2} = 250 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр $d_{aM2} = 250 \text{ мм}$.

Ширину венца b_2 червячного колеса рассчитывают по различным формулам в зависимости от числа заходов z_1 червяка (округляется до целого числа):

а) при $z_1 = 1$ и 2

$$b_2 \leq 0,75d_{a1};$$

б) при $z_1 = 4$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}.$$

В нашем варианте расчета при $z_1 = 2$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 72 = 54 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 54 \text{ мм}$.

Условный угол обхвата 2δ червяка венцом червячного колеса:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}\right) = \arcsin\left(\frac{54}{72 - 0,5 \cdot 4}\right) \approx 50^\circ.$$

$2\delta = 2 \cdot 50^\circ = 100^\circ$ - находится в рекомендуемом диапазоне $2\delta = 90 \dots 120^\circ$.

9. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ для зубьев червячного колеса при длительной работе передачи (для установившегося движения). Для венцов червячных колес, выполненных из оловянных и безоловянных бронз, допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ определяют по формуле (3.11).

Для реверсивной передачи (см. исходные данные) напряжения σ_F^0 по формуле (3.12):

$$\sigma_F^0 = 0,20\sigma_T + 0,06\sigma_B = 0,20 \cdot 200 + 0,06 \cdot 500 = 70 \text{ Н/мм}^2,$$

где σ_T и σ_B для бронзы БрА9ЖЗЛ по табл. 3.1.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_h при коэффициенте приведения $K_{FE} = 0,1$ (для типового режима нагружения 2) определяем по формуле (3.15):

$$N_{FE} = 60n_2L_hK_{FE} = 60 \cdot 49 \cdot 15 \cdot 10^3 \cdot 0,1 = 4,41 \cdot 10^6.$$

По формуле (3.14) коэффициент долговечности Y_N :

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{4,41 \cdot 10^6}} = 0,85.$$

Коэффициент долговечности Y_N должен находиться в диапазоне $0,54 \leq Y_N \leq 1$. У нас это условие выполняется.

Тогда по формуле (3.11) допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$:

$$[\sigma_F] = \sigma_F^0 Y_N = 70 \cdot 0,85 = 59,5 \text{ Н / мм}^2.$$

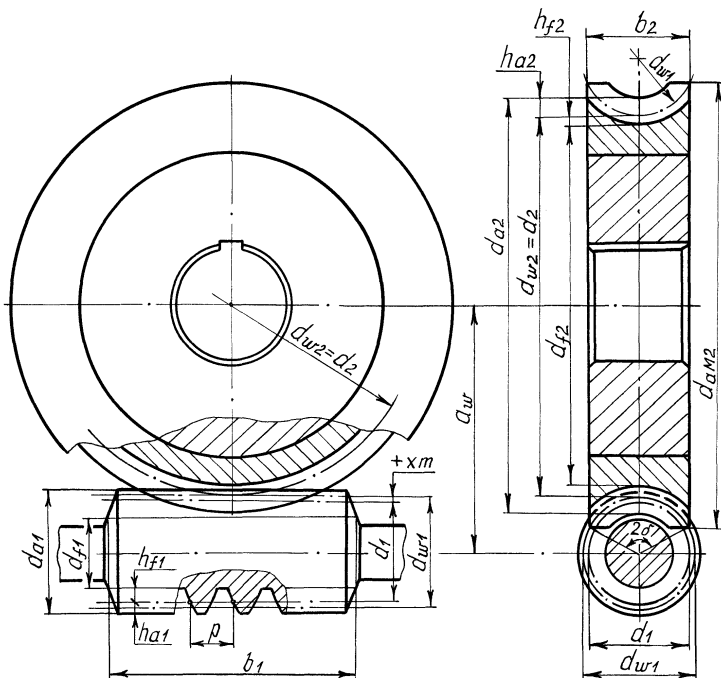


Рис. 3.14. Основные геометрические размеры червячной передачи с цилиндрическим червяком

Таблица 3.5 – Уравнения для определения длины нарезаемой части червяка b_1

Коэффициент смещения x	Расчётные уравнения при z_1	
	1 и 2	4
-1	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
1	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

Примечания:

1. Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при $m < 10$ мм b_1 увеличивают на 25 мм, при $m = 10 \dots 16$ мм – на 35...40 мм в связи с возможным искажением профиля витка при входе и выходе режущего инструмента.
2. При промежуточных значениях x величину b_1 определяют для двух крайних значений x рассматриваемого диапазона и в качестве расчётной величины b_1 принимают наибольшее из двух значений.

10. Проверочный расчёт зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба. Эквивалентное число зубьев z_{v2} по аналогии с косозубым цилиндрическим колесом при угле наклона зуба γ_w :

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w = 58 / \cos^3 6,710^\circ = 59,3.$$

Коэффициент формы зуба червячного колеса $Y_{F2} = 1,40$ (линейным интерполированием по табл. 3.6).

Нормальный модуль червячного зацепления (до стандартного значения не округляется)

$$m_n = m \cos \gamma_w = 4 \cos 6,710^\circ = 3,97 \text{ мм.}$$

Расчётные напряжения изгиба у оснований зубьев червячного колеса

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2} K}{b_2 m_n} Y_{F2} = 0,7 \frac{3879 \cdot 1,1}{54 \cdot 3,97} 1,40 = 19,5 \text{ Н/мм}^2,$$

где F_{t2} – см.п. 5; K – см.п. 6.

Прочность зубьев колеса при их изгибе для длительной работы передачи обеспечена (исключается усталостная поломка зубьев при изгибе), так как выполняется условие

$$\sigma_F = 19,5 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_F] = 59,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Таблица 3.6 – Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_{F2}

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

11. Проверочный расчёт на контактную прочность активных поверхностей зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учитываемой в основном расчёте по контактным напряжениям. Предельные допускаемые контактные напряжения при проверке на пиковую нагрузку для безоловянной бронзы по формуле (3.17):

$$[\sigma_{H \max}] = 2\sigma_T = 2 \cdot 200 = 400 \text{ Н/мм}^2.$$

Для оловянной бронзы по формуле (3.16) $[\sigma_{H \max}] = 4\sigma_T$.

Максимальные контактные напряжения при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H} = 172,3\sqrt{2} = 244 \text{ Н/мм}^2,$$

где σ_H – см.п. 7; $K_H = 2$ – см. исходные данные.

Контактная прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки обеспечивается (предотвращаются пластические деформации), так как выполняется условие

$$\sigma_{H \max} = 244 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{H \max}] = 400 \text{ Н/мм}^2.$$

12. Проверочный расчёт на изгибную прочность зубьев червячного колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Предельные допускаемые напряжения изгиба при проверке на пиковую нагрузку для оловянных и безоловянных бронз:

$$[\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ Н/мм}^2.$$

Максимальные напряжения у оснований зубьев червячного колеса при их изгибе в момент действия пиковой нагрузки

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_H = 19,5 \cdot 2 = 39 \text{ Н/мм}^2,$$

где $\sigma_F = 19,5 \text{ Н/мм}^2$ – см.п. 10.

Изгибная прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки обеспечивается (исключается статическая поломка зубьев колеса), т.к. выполняется условие

$$\sigma_{F \max} = 39 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{F \max}] = 160 \text{ Н/мм}^2.$$

13. Тепловой расчёт червячной передачи. Данный расчёт выполняется после разработки конструкции узла с червячной передачей, когда будут известны размеры его корпуса.

Значительное тепловыделение в зоне зацепления червячной передачи приводит к нагреву масла, температуру которого при непрерывной работе определяют по формуле:

$$t = t_0 + \frac{(1 - \eta_q) P_1}{K_T A (1 + \psi)},$$

где t – °C; $t_0 = 20$ °C – температура окружающего воздуха; η_q – КПД червячной передачи (см. п.4); P_1 – мощность на червяке (Вт) при T_2 (Н·м):

$$P_1 = \frac{10^3 T_2 n_1}{9550 i_\phi \eta_q} = \frac{T_2 n_1}{9,5 i_\phi \eta_q};$$

K_T - коэффициент теплоотдачи с поверхности корпуса, равный 12...18 Вт/(м²·°C); A - площадь поверхности теплоотдачи корпуса (м²) без учёта площади основания; ψ - коэффициент, учитывающий теплоотвод через основание (при установке корпуса на металлическом основании $\psi = 0,3$; при бетонном основании $\psi = 0$).

Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при выполнении условия

$$t \leq [t],$$

где $[t] = 85...90^\circ\text{C}$ - для редукторных масел.

Вариант 2. Материал венца червячного колеса - оловянная бронза

При скорости скольжения в червячном зацеплении $v_s \geq 4$ м/с профессор Д.Н.Решетов [6] рекомендуют венец червячного колеса изготавливать из оловянной бронзы. По табл. 3.1 принимаем оловянную бронзу БрО10Ф1: способ отливки - в кокиль; $\sigma_B = 250$ Н/мм²; $\sigma_T = 200$ Н/мм².

Далее расчет червячной передачи для варианта 2 проводим в следующей последовательности.

1. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при длительной работе передачи (для периода установившегося движения). Допускаемые контактные напряжения определяют только для зубьев червячного колеса.

Для венцов червячных колёс из оловянной бронзы основная причина выхода из строя - усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев. Поэтому для оловянной бронзы допускаемые контактные напряжения определяют по формуле (3.7) из условия сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев колеса в условиях неизбежного износа.

Определим коэффициенты C_v и Z_N , входящие в данную формулу.

Для скорости скольжения $v_s = 4,86$ м/с коэффициент $C_v = 0,96$.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_n по формуле (3.9):

$$N_{HE} = 60n_2L_nK_{HE} = 60 \cdot 50 \cdot 15000 \cdot 0,2 = 0,9 \cdot 10^7,$$

где $K_{HE} = 0,2$ для типового режима нагружения 2 (см. исходные данные).

Коэффициент долговечности Z_N определяем по формуле (3.8):

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{0,9 \cdot 10^7}} = 1,01,$$

что соответствует рекомендуемому диапазону 0,67...1,15.

Тогда по формуле (3.7) допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для оловянной бронзы:

$$[\sigma_H] = 0,9\sigma_B C_v Z_N = 0,9 \cdot 250 \cdot 0,96 \cdot 1,01 = 218,2 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Подбор основных параметров червячной передачи. Число витков (заходов) червяка $z_1 = 2$ при $i = 28,2$ (см. вариант 1 п.2)

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 i = 2 \cdot 28,2 = 56,4.$$

Принимаем $z_2 = 56$. Уточняем i : $i = z_2 / z_1 = 56 / 2 = 28$.

Приведённый модуль упругости материалов контактируемых витков червяка и зубьев червячного колеса (сталь-бронза) $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ Н/мм² (см. вариант 1 п.2).

Коэффициент диаметра червяка q для силовых передач рекомендуется в диапазоне

$$q = (0,22...0,4)z_2 = (0,22...0,4)56 = 12,32...22,4.$$

Минимальное допустимое значение q из условия жёсткости червяка по данным [3], [6]:

$$q_{\min} = 0,212z_2 = 0,212 \cdot 56 = 11,87.$$

По табл. 3.2 принимаем стандартное значение $q = 12,5$. Тогда $q/z_2 = 12,5/56 = 0,223$.

При вращающем моменте на червячном колесе $T_2 = 450$ Н·м = $450 \cdot 10^3$ Н·мм предварительная величина межосевого расстояния a'_w червячной передачи:

$$a'_w = 0,62(q/z_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{(q/z_2) [\sigma_H]^2}} = 0,62(0,223 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 450 \cdot 10^3}{0,223 \cdot 218,2^2}} = 132,5 \text{ мм.}$$

Полученное значение a'_w округляем до ближайшего из ряда *Ra 40* нормальных линейных размеров (см. вариант 1 п.2) и принимаем $a_w = 130 \text{ мм}$.

Предварительная величина модуля зацепления

$$m' = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 130}{12,5 + 56} = 3,796 \text{ мм.}$$

По табл. 3.3 принимаем ближайшее стандартное значение $m = 4 \text{ мм}$.

Коэффициент смещения режущего инструмента

$$x = \frac{a_w - 0,5m(z_2 + q)}{m} = \frac{130 - 0,5 \cdot 4(56 + 12,5)}{4} = -1,75.$$

Коэффициент смещения x должен находиться в пределах от -1 до +1 (для червячных передач со всеми типами червяков, кроме Z7). На практике предпочтение отдают положительным смещениям $x = 0 \dots 0,75$ (реже $x \leq 1$), при которых одновременно повышается прочность зубьев червячного колеса.

В нашем варианте расчета полученная величина $x = -1,75$ значительно превышает рекомендуемые значения.

Изменить коэффициент смещения x можно, изменяя число зубьев червячного колеса z_2 на 1...2 зуба. Однако при этом фактическое передаточное отношение $i_\phi = z_2/z_1$, не должно отличаться от ранее принятого i (в нашем случае $i = 28$) более, чем на 5%, т.е.:

$$\square i = \frac{|i - i_\phi|}{i} 100\% \leq [\square i] = 5\%.$$

С целью уменьшения коэффициента смещения x в данном варианте расчета изменим число зубьев червячного колеса z_2 .

Принимаем $z_2 = 55$. Тогда

$$x = \frac{130 - 0,5 \cdot 4(55 + 12,5)}{4} = -1,25,$$

что не допускается.

Примем $z_2 = 54$. Тогда

$$x = \frac{130 - 0,5 \cdot 4(54 + 12,5)}{4} = -0,75,$$

что находится в допустимых пределах от -1 до +1.

При этом: $i_\phi = z_2/z_1 = 54/2 = 27$;

$$\square i = \frac{|i - i_\phi|}{i} 100\% = \frac{|28 - 27|}{28} 100\% = 3,57\% < 5\% ,$$

Если принять $z_2 = 53$, то $x = -0,25$, однако $\square i = 5,36\%$, что превышает $[\square i] = 5\%$.

Поэтому окончательно принимаем $z_2 = 54$ и коэффициент смещения $x = -0,75$. В дальнейших расчетах используем фактическое передаточное отношение $i_\phi = 27$. При этом фактическая частота вращения червячного колеса

$$n_2 = n_1/i_\phi = 1410/27 = 52 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Определение действительного значения скорости скольжения v_s в зацеплении и уточнение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$. Начальный диаметр червяка d_{w1} при коэффициенте смещения $x = -0,75$ (подставляется со своим знаком):

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 4[12,5 + 2(-0,75)] = 44,00 \text{ мм.}$$

Угол подъема витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right) = \arctg\left[\frac{2}{12,5 + 2(-0,75)}\right] = 10,305^\circ.$$

Окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$v_{w1} = \pi d_{w1} n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 44 \cdot 1410 / (60 \cdot 10^3) = 3,25 \text{ м/с.}$$

Действительное значение скорости скольжения v_s в червячном зацеплении:

$$v_s = v_{w1} / \cos \gamma_w = 3,25 / \cos 10,305^\circ = 3,3 \text{ м/с.}$$

Уточняем допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$. Предварительно уточним коэффициенты C_v и Z_N , так как изменились величины v_s и n_2 .

Для $v_s = 3,3$ м/с коэффициент $C_v = 1,08$.

При $n_2 = 52 \text{ мин}^{-1}$ уточняем N_{HE} :

$$N_{HE} = 60 n_2 L_n K_{HE} = 60 \cdot 52 \cdot 15000 \cdot 0,2 = 0,936 \cdot 10^7.$$

Тогда коэффициент долговечности Z_N :

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{0,936 \cdot 10^7}} = 1,008.$$

Как и ранее, коэффициент Z_N находится в рекомендуемом диапазоне 0,67...1,15.

Уточненная величина допускаемых контактных напряжения $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_H] = 0,9 \sigma_B C_v Z_N = 0,9 \cdot 250 \cdot 1,08 \cdot 1,008 = 244,9 \text{ Н/мм}^2.$$

4. КПД червячной передачи

$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\text{tg} \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \varphi)} = \frac{\text{tg} 10,305^\circ}{\text{tg}(10,305^\circ + 1,44^\circ)} = 0,87.$$

где $\varphi = 1,44^\circ$ по табл. 3.4 для оловянной бронзы при $v_s = 3,3$ м/с.

5. Определение сил, действующих в червячном зацеплении. Окружная сила на колесе F_{t2} , равная по модулю осевой силе F_{a1} на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 10^3}{216} = 4167 \text{ Н,}$$

где $d_{w2} = m z_2 = 4 \cdot 54 = 216 \text{ мм}$ – начальный диаметр червячного колеса.

Окружная сила на червяке F_{t1} , равная осевой силе F_{a2} на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{i_{\phi} \eta_{\text{ч}} d_{w1}} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 10^3}{27 \cdot 0,87 \cdot 44} = 871 \text{ Н,}$$

Радиальная сила F_r , раздвигающая червяк и колесо:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \text{tg} 20^\circ = 4167 \text{tg} 20^\circ = 1517 \text{ Н.}$$

6. Определение коэффициента нагрузки K . Коэффициент K_{β} концентрации нагрузки по длине зуба червячного колеса для типового режима нагружения 2 $K_{\beta} \approx 1,1$ (см. вариант 1 п.6).

Окружная скорость червячного колеса

$$v_2 = \pi d_2 n_2 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 216 \cdot 52 / (60 \cdot 10^3) = 0,59 \text{ м/с,}$$

где $d_2 = d_{w2} = 216 \text{ мм}$.

При $v_2 < 3$ м/с динамический (скоростной) коэффициент $K_v = 1$.

Тогда коэффициент нагрузки:

$$K = K_{\beta} K_v = 1,1 \cdot 1 = 1,1.$$

7. Проверочный расчет червячной передачи по контактным напряжениям. Расчетные контактные напряжения σ_H при контакте в полюсе зацепления W :

$$\sigma_H = 0,94 \cos \gamma_w \sqrt{\frac{E_{np} F_{t2} K}{d_{w1} d_{w2}}} = 0,94 \cos 10,305^\circ \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 4167 \cdot 1,1}{44 \cdot 216}} = 228 \text{ Н/мм}^2.$$

Уточнённая величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H] = 244,9 \text{ Н/мм}^2$ (см. п.3).

Так как $\sigma_H < [\sigma_H]$, то ранее найденные размеры червячной передачи принимаем за окончательные. При этом обеспечивается отсутствие усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев червячного колеса, выполненных из оловянной бронзы.

Если получилось $\sigma_H > [\sigma_H]$, то превышение σ_H над $[\sigma_H]$ должно быть не более 5%, т.е.

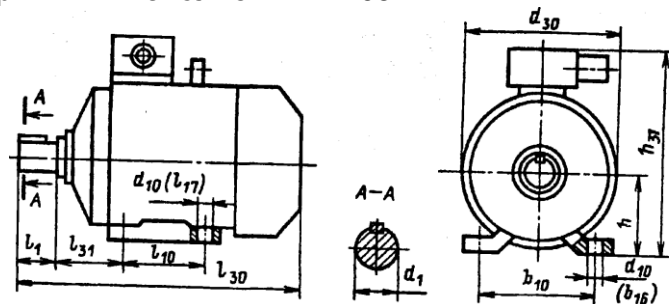
$$\square \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \leq 5\%$$

При $\square \sigma_H > 5\%$ следует увеличить межосевое расстояние a_w .

Дальнейший расчёт червячной передачи для варианта 2 проводят по методике, изложенной для варианта 1 (п.п. 8...13). При этом в соответствующих формулах следует принимать значения σ_B и σ_T для оловянной бронзы БрО10Ф1, используемой в качестве материала венца червячного колеса для варианта 2.

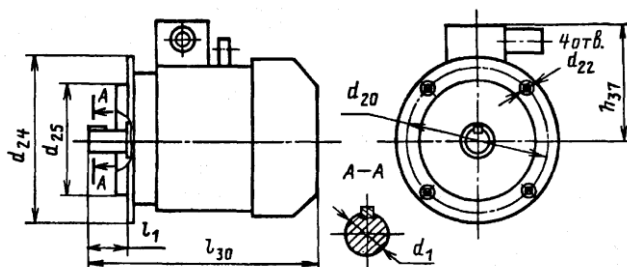
ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А1 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм, двигателей серии АИР исполнения ИМ1081



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры						
		l_{30}	h_{37}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10} (l_{17}/b_{16})	b_{10}	h
АИР71А АИР71В	2,4,6,8	272,5	188	170	40	90	46	19	(7/10)	112	71
АИР80А		296,5	204,5	190	50	100	50	22	(10/12)	125	80
АИР80В		320,5									
АИР90L		337	224,5	210		125	56	24		140	90
АИР100S		360	246,5	240	60	112	63	28	(12/16)	160	100
АИР100L		391				140					
АИР112M	2,4	435	285	246	80	140	70	32	12	190	112
АИР112МА	6,8										
АИР112МВ	6,8										
АИР132S	4,6,8	460	325	288	80	140	89	38	12	216	132
АИР132M	2,4,6,8	498									
АИР160S	2	630	385	334	110	178	108	42	15	254	160
АИР160S	4,6,8										
АИР160M	2	660				210		42			
	4,6,8										
АИР180S	2	630	448	375	110	203	121	48	15	279	180
	4										
АИР180M	2	680				241		48			
	4,6,8										

Таблица А2 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм, двигателей серии АИР исполнения ИМ3081



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры				
		l_{30}	d_{24}	h_{37}	l_1	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}
АИР71А АИР71В	2,4,6,8	272,5	200	117	40	19	165	12	130
АИР80А		296,5	200	124,5	50	22	165	12	130
АИР80В		320,5							
АИР90L		337	250	134,5	24	215	15		
АИР100S		360	250	146,5	60	28	215	15	180
АИР100L		391							
АИР112M	2,4	435	300	173	80	32	265	15	230
АИР112МА	6,8								
АИР112МВ	6,8								
АИР132S	4,6,8	460	350	193	80	38	300	19	250
АИР132M	2,4,6,8	498							
АИР160S	2	630	350	225	110	42	300	19	250
АИР160M	4,6,8					48			
	2	660				42			
4,6,8	48								
АИР180S	2	630	400	260	110	48	350	19	300
АИР180M	4					55			
	2	680				48			

	4,6,8					55			
--	-------	--	--	--	--	----	--	--	--

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк. 1998. - 383 с.
2. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 2004. – 496 с.
4. Детали машин/ Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 520 с.
5. Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. Детали машин и основы конструирования. – Мн.: Высш. шк., 2000. – 584 с.
6. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
7. Леликов О.П. Основы расчёта и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу “Детали машин”. – М.: Машиностроение, 2002. – 440 с.
8. Санюкевич Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование. – Брест: БГТУ, 2004.– 488 с.
9. Производство зубчатых колёс: Справочник / С.Н. Калашников, Г.И. Коган и др.: Под общ. ред. Б.А. Тайца. – М.: Машиностроение, 1990. – 464 с.
10. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А.Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода ...	3
1.1. Общие рекомендации.....	3
1.2. Примеры расчета.....	12
2. Расчет закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач с эвольвентным зацеплением	24
2.1. Общие сведения.....	24
2.2. Краткие сведения по геометрии и кинематике.....	25
2.2.1. Цилиндрические зубчатые передачи.....	25
2.2.2. Конические зубчатые передачи.....	34
2.3. Силы в зацеплении зубчатых передач.....	36
2.3.1. Цилиндрические зубчатые передачи.....	36
2.3.2. Конические зубчатые передачи.....	38
2.4. Виды разрушения зубьев зубчатых передач.....	38
2.5. Выбор варианта термообработки зубчатых колес.....	41
2.6. Критерии работоспособности зубчатых передач.....	43
2.7. Режимы нагружения зубчатых передач.....	44
2.8. Допускаемые напряжения при расчёте зубчатых передач.....	46
2.9. Передаточное отношение и передаточное число.....	53
2.10. Примеры расчёта закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач.....	54
Пример 2.1. Расчёт косозубой цилиндрической зубчатой передачи.....	54
Пример 2.2. Расчёт прямозубой цилиндрической зубчатой передачи.....	66
Пример 2.3. Расчёт конической зубчатой передачи с круговыми зубьями.....	72
Пример 2.4. Расчёт прямозубой конической зубчатой передачи.....	88
Пример 2.5. Расчёт зубчатых передач цилиндрического соосного двухступечатого редуктора.....	94
3. Расчет закрытых червячных передач с цилиндрическим червяком	95
3.1. Общие сведения о червячной передаче.....	95
3.1.1. Особенности конструкции, применение, достоинства и недостатки.....	95
3.1.2. Типы цилиндрических червяков и обработка их витков.....	96
3.1.3. Материалы червяка и червячного колеса.....	100
3.1.4. Характер и причины отказов червячных передач.....	100
3.1.5. Критерии работоспособности и расчет червячной передачи.....	101
3.2. Выбор допускаемых напряжений.....	101
3.2.1. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при длительной работе передачи.....	103
3.2.2. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при длительной работе передачи.....	104
3.2.3. Предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$ и напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$ при проверке зубьев червячного колеса на контактную и изгибную прочности в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).....	104
3.3. Пример расчета закрытой червячной передачи с цилиндрическим червяком.....	104
Приложение А	116
Литература	118

Учебное издание

Санюкевич Федор Михайлович

ДЕТАЛИ МАШИН

Методическое пособие к практическим занятиям и курсовому проектированию по курсу **«Детали машин»** для студентов механических специальностей

Ответственный за выпуск: **Санюкевич Ф.М.**

Редактор: **Строкач Т.В.**

Компьютерная верстка: **Боровикова Е.А.**

Корректор: **Никитчик Е.В.**

Лицензия №02330/0148711 от 30.04.2004 г.
Подписано к печати 18.07.2008 г. Бумага «Снегурочка».
Усл. п. л. 1,4. Уч.-изд. л. 1,5. Формат 60x84 ¹/₈.
Гарнитура Arial Narrow. Тираж 100 экз. Заказ № 717.
Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Брестский государственный технический университет».
Лицензия №02330/0133017 от 30.04.2004 г.
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.