

Записка должна содержать следующие разделы:

1. Кинематический расчёт привода, включающий выбор электродвигателя, расчёт вращающих моментов, угловых скоростей для каждого вала передачи.
2. Выбор материалов зубчатых колёс и их термообработки, определение допускаемых контактных и изгибных напряжений.
3. Расчёт основных параметров передачи по условию контактной и изгибной выносливости, расчёт геометрии передачи и усилий в зацеплении.
4. Эскизную компоновку редуктора с составлением расчётных схем валов и оценку их статической и усталостной прочности.
5. Определение расчётного ресурса подшипников, принятых на стадии эскизной компоновки.
6. Проверку прочности шпоночных соединений.
7. Выбор посадок зубчатых колёс и подшипников.

При пользовании расчётными формулами, таблицами, справочными данными следует указать источник информации (книгу, страницу, номер таблицы, рисунка и т. п.). Ссылка помещается в косях скобках. Формулы сначала записываются в общем виде, затем следует расшифровать каждый элемент формулы (каждую входящую в неё величину с указанием её размерности), после чего переписать формулу с подстановкой всех величин (без сокращений). Результат расчёта следует округлить.

Например:

Определяем допускаемые контактные напряжения для колеса, МПа:

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim 2} \cdot K_{H\alpha 2}}{[S_H]_2}$$

где $\sigma_{Hlim 2}$ – длительный предел контактной выносливости, МПа; $K_{H\alpha 2}$ – коэффициент числа циклов; $[S_H]_2$ – коэффициент безопасности для материала колеса.

По табл. 2.5 М определем коэффициент безопасности и длительный предел контактной выносливости (МПа) для назначенного вида термообработки колеса (объемная закалка):

$$[S_H]_2 = 1,1;$$

$$\sigma_{Hlim 2} = 17 H_2 + 100,$$

где H_2 – твердость активной поверхности зубьев колеса, HRC. При $H_2 = 45$ HRC:

$$\sigma_{Hlim 2} = 17 \cdot 45 + 100 = 865 \text{ МПа}.$$

4

Коэффициент числа циклов:

$$K_{H\alpha 2} = \sqrt{\frac{N_b}{N_2}}$$

где N_b – базовое число циклов нагружения; N_2 – фактическое число циклов нагружения активных поверхностей зубьев колеса.

Согласно приложению 6 [2], базовое число циклов для сталей после объемной закалки составляет $60 \cdot 10^6$.

Определяем фактическое число циклов нагружения для шестерни:

$$N_2 = 60 n_2 L_H,$$

где n_2 – частота вращения шестерни, об/мин; L_H – ресурс работы передачи, час.

Согласно исходным данным к курсовому проекту, $L_H = 7000$ час. Тогда при $n_2 = 122$ об/мин:

$$N_2 = 60 \cdot 122 \cdot 7000 = 5,12 \cdot 10^7;$$

$$K_{H\alpha 2} = \sqrt{\frac{60 \cdot 10^6}{5,12 \cdot 10^7}} = 1,03;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{865 \cdot 1,03}{1,1} = 810 \text{ МПа}.$$

Эскизы, схемы, рисунки следует помещать в тексте непосредственно после ссылки на них.

Графическая часть курсового проекта включает сборочный чертеж редуктора (фронтальная проекция и разрез, как правило, по линии разреза крышки и корпуса).

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Закрытые цилиндрические, конические и червячные передачи рассчитываются на контактную выносливость активных поверхностей зубьев и проверяются на изгибную прочность. В различных источниках расчёты могут отличаться видом формул и обозначениями в них. В то же время можно указать общую методику последовательности выполнения этапов проекта.

Кинематический расчёт привода. Для выбора двигателя необходимо знать требуемую мощность на входном валу редуктора и диапазон возможных скоростей входного вала. Исходными данными являются: кинематическая схема привода; частота вращения выходного вала n_2 ; мощность на выходном валу N_2 .

5

Задаваясь по справочникам КПД отдельных элементов привода (зубчатого зацепления, подшипников и др.), находят полный КПД редуктора (см. приложение 5), а затем – требуемую мощность N_1 на входном валу редуктора. По полученной величине можно подобрать мощность двигателя – ближайшую большую величину по соответствующему стандарту. При этом рекомендуется принимать асинхронный двигатель (серия 4А) как наиболее дешёвый (см. приложение 10). Двигатели одной мощности могут иметь различные синхронные числа оборотов. Это зависит от числа пар полюсов: при одной паре полюсов угловая скорость вращения вала двигателя n_2 равна 3000 об/мин, при двух парах полюсов – 1500 об/мин, при трех парах полюсов – 1000 об/мин, при четырех – 750 об/мин и т.д. Чтобы выбрать конкретное значение скорости вала двигателя, нужно задаться диапазоном передаточных чисел одноступенчатого редуктора, а именно – $u = 2 + 7,1$ – для цилиндрической зубчатой передачи; для конического редуктора $u = 2 + 4,5$; для червячного – $u = 10 + 80$. Принимать передаточное число менее 2 нецелесообразно. Таким образом, скорость вала двигателя будет находиться, например, в диапазоне $(2 + 7,1) n_2$. В полученном диапазоне скоростей и следует выбрать синхронную скорость вала двигателя. При этом возможны несколько вариантов, которые будут отличаться значениями передаточных отношений редуктора. Студенту предоставляется возможность самому выбрать вариант.

По полученным значениям мощности и синхронной скорости вращения вала двигателя, пользуясь таблицами стандартов, выбирают окончательно двигатель. При этом нужно указать его тип, асинхронную скорость вала (т.е. под нагрузкой), пусковой момент и предельный момент.

В заключении первого этапа расчёта определяют угловые скорости вращения валов редуктора ω_1 и ω_2 , вращающие моменты на валах T_1 и T_2 и передаточное отношение u редуктора с учетом асинхронной скорости вала двигателя. При этом принимается стандартное значение передаточного отношения; для обеспечения требуемой частоты вращения выходного вала допускается принимать передаточное число из второго ряда (см. приложение 4). При определении вращающего момента на выходном валу нужно учитывать не пас-

6

портную (табличную) мощность двигателя, а требуемую с учетом потерь в редукторе.

Расчёт зубчатой передачи. Цель этого этапа расчёта – определить геометрические параметры зубчатых колёс. Исходными данными здесь являются: *требуемая* мощность, угловая скорость вращения входного (быстроходного) вала, угловая скорость вращения выходного (тихоходного) вала, передаточное число передачи, вращающие моменты на входном и выходном валах и срок службы привода. Расчёты на этом этапе рекомендуется производить в следующей последовательности.

1. Выбирают (если не заданы) материалы колёс, способ термической обработки, их механические характеристики, твердость поверхности зубьев (см. приложения 6, 9). При этом обычно твердость зубьев шестерни (меньшего из колёс) принимают на $20 + 40$ единиц HB больше твердости зубьев колеса.

2. Рассчитывают допускаемые контактные и изгибные напряжения. Как известно, при этих расчётах вводятся коэффициенты числа циклов, учитывающие влияние рабочего числа циклов нагружения зубьев N_n (ресурса, т.е. срока службы) на величину допускаемых контактных и изгибных напряжений. Если рабочее число циклов больше базового, то, как правило, этот коэффициент при расчёте допускаемых контактных напряжений может быть принят равным единице. Полезно также помнить, что наибольшее влияние на величину допускаемых напряжений оказывает твердость поверхности зубьев (см. приложения 7, 8). При определении допускаемых изгибных напряжений коэффициент числа циклов может меняться в пределах $1 + 1,65$. Основным фактором, влияющим на величину допускаемых изгибных напряжений, является предел выносливости (при симметричном цикле нагружения), который зависит от материала и вида термообработки и находится по таблицам справочника.

3. Задаваясь расчётными коэффициентами нагрузки и ширины венца колеса, определяют минимальное межосевое расстояние a_w (а для конической передачи – внешний делительный диаметр шестерни d_{e1}) из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев (полученную величину требуется округлить до ближай-

7

шего значения по ГОСТ 2185-81), а затем находят модуль m , который также согласуют со стандартным значением (ГОСТ 9563-60) (см. приложения 1, 2). В силовых передачах не рекомендуется принимать модуль менее 2 мм, т. к. в процессе изнашивания зубья зубчатых колёс с маленьким модулем в большей степени подвергаются опасности излома.

4. Находят числа зубьев колёс и уточняют передаточное число. Определяют геометрические размеры передачи: диаметры делительных окружностей (с точностью до 0,01 мм), диаметры окружностей выступов и впадин, ширину колёс. Рассчитывают фактическое значение передаточного числа и сравнивают его со стандартным. Отклонение не должно превышать 5 %.

5. Пользуясь справочными таблицами, уточняют коэффициент нагрузки. При работе зубчатых передач, вследствие возможных неточностей изготовления и сборки, в зацеплении возникают дополнительные динамические нагрузки. Кроме того, деформации валов, корпусов и самих зубчатых колёс приводят к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба, вызывая её концентрацию. Влияние указанных явлений при расчёте передач на прочность учитывается коэффициентом нагрузки. Вводя этот коэффициент, повышают расчётную нагрузку передачи, что приводит к увеличению её габаритов. Коэффициент нагрузки определяется как произведение отдельных составляющих коэффициентов. При проектном расчёте зубчатых передач коэффициентом нагрузки предварительно задаются в пределах от 1,3 до 1,6 в зависимости от расположения колёс относительно опор.

6. Определяют расчётные контактные напряжения в зацеплении зубьев, причём в формулу подставляют уточнённые значения межосевого расстояния, передаточного числа и коэффициента нагрузки. Допускается недогрузка не более 10 % и перегрузка до 5 %. Если условие не выполняется, то либо увеличивают степень точности изготовления колёс, уменьшая тем самым коэффициент нагрузки, либо увеличивают ширину венца колеса, не выходя за пределы рекомендуемых значений коэффициента ширины венца колеса. Если эти меры не дадут должного эффекта, то либо увеличивают межосе-

вое расстояние, либо назначают другие материалы колёс или (и) другую термообработку и расчёт повторяют.

7. По справочнику принимают коэффициенты формы зуба и определяют расчётные напряжения изгиба в основании зуба шестерни и колеса. Износом зубьев в закрытой передаче пренебрегают. Если расчётные напряжения превышают допускаемые, то задаются новым значением модуля, соответственно изменяя числа зубьев колёс, и повторяют проверочный расчёт передачи на изгиб.

Проектный расчёт валов. Проектный расчёт валов производится на статическую прочность для ориентировочного определения диаметров. Исходными данными являются вращающие моменты, найденные в ходе выполнения первого этапа. Изгибающие моменты оказываются возможным определить только после разработки конструкции вала, когда выявятся его конструктивные особенности и длины отдельных участков, а также определятся места концентраций напряжений и виды концентраторов. Поэтому проектный расчёт вала производится условно только на кручение. При этом расчёте влияние изгиба, концентраций напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируются понижением допускаемых напряжений на кручение [т.]. При проектном расчёте обычно определяют диаметр выходного конца вала, который в большинстве случаев испытывает лишь кручение. Диаметр вала выбирают из нормального ряда размеров, принимая ближайшее к расчётному большее значение:

16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100.

Диаметр выходного конца быстроходного вала часто согласовывают с диаметром вала электродвигателя, с которым он будет соединён муфтой.

Эскизная компоновка. Целью этого этапа является разработка конструкции валов со всеми сопряжёнными деталями. Этот этап наиболее труден для студентов, поскольку опыта проектирования у них ещё нет. Для успешной разработки конструкции редуктора следует воспользоваться атласом типичных конструкций редукторов. Учащийся должен хорошо представлять общую компоновку редуктора. В частности, нужно выявить число ступеней валов, на-

значение каждой ступени, расположение опор (подшипников), конструктивные особенности крышек подшипников (глухие, сквозные, врезные и т.п.), вид уплотнений (лабиринтные, кольцевые, манжетные и т.д.), способ крепления крышек, способ фиксации колёс и подшипников (буртики, пружинные кольца, дистанционные втулки), средства регулировки положения подшипников, расположение шпонок и шпоночных канавок, шлицев, а также проточек для выхода шлифовального круга.

По полученной величине диаметра выходного конца вала назначают диаметр в месте посадки подшипника. При этом нужно ориентироваться на данные каталогов подшипников, из которых находят дополнительно наружный диаметр подшипника и его ширину (рекомендуется принимать подшипники средней серии). Тип подшипника выбирается в соответствии с характером действующих нагрузок: при отсутствии осевых нагрузок принимается радиальный шариковый или роликовый подшипник, при значительной осевой нагрузке – радиально-упорный подшипник. Если подшипник фиксируется сквозной крышкой (с уплотнением), то нужно ступень вала, на которой находится подшипник, удлинить таким образом, чтобы уплотнительное кольцо (или манжета) не только полностью находилось в пределах этого участка вала, но сама ступень выходила за пределы крышки подшипника на $5 + 10$ мм. Это нужно для того, чтобы муфта, надеваемая на выходной конец вала, не упиралась в крышку подшипника. Теоретически, исходя из возможности сборки узла вала, диаметр вала под подшипник может превышать диаметр выходного конца всего на $1 + 2$ мм.

Диаметр вала под колесом принимают больше диаметра под подшипником, согласно размер с ГОСТ 6636-69. Минимальная длина ступени, на которой находится колесо, принимается равной ширине венца колеса b_2 . При разработке конструкции вала нужно продумать и возможность фиксации колеса в осевом направлении. Даже если применяется посадка колеса на вал с натягом, следует предусмотреть упорный буртик на валу. Кроме того, при посадках колеса на вал с гарантированным зазором нужно обеспечить замыкание цепи деталей при сборке вала. Для этого между подшипником и колесом помещается дистанционная втулка. Следует обратить внимание

на следующее обстоятельство. Если втулка установлена между внутренним кольцом подшипника и ступицей колеса, то внутренний диаметр втулки выполняется по диаметру вала под подшипник (посадка – с гарантированным зазором), а наружный диаметр втулки, контактирующей с подшипником, должен быть увязан с диаметром вала и с типом подшипника; максимальный размер наружного диаметра втулки не должен быть меньше определенной для данного типоразмера подшипника величины. Наружный диаметр втулки со стороны колеса должен быть увязан с диаметром ступицы колеса. Аналогичные требования предъявляются и к втулкам, установленным между внешним кольцом подшипника и крышками. Внутренний диаметр этих втулок не должен быть больше определенной для данного типоразмера подшипника величины.

После осуществления конструктивной проработки валов получают диаметры и линейные размеры всех участков валов.

Уточнённый расчёт валов. Уточнённый (проверочный) расчёт валов производится на статическую и усталостную прочность и на жёсткость. Расчёт следует выполнять в такой последовательности.

1. Составляют расчётную схему вала. Вал рассматривается как балка, лежащая на шарнирных опорах. При выборе опоры считают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники качения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, – как шарнирно-подвижные.

Основными нагрузками на валы являются усилия от передачи, распределяющиеся по длине ступицы. На расчётных схемах эти усилия, а также вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в серединах ступиц. Влиянием силы тяжести пренебрегают, силы трения в опорах не учитывают. Расчётные схемы составляют отдельно для вертикальной и горизонтальной плоскостей.

2. Находят усилия, действующие в зацеплении. Для цилиндрической прямозубой передачи определяют две составляющих – радиальную и окружную, а для цилиндрической косозубой, конической и червячной передач – три составляющих: радиальную, окружную и осевую. При этом радиальная и осевая составляющие лежат в одной (вертикальной) плоскости, а окружная – в другой (горизонтальной).

3. Находят опорные реакции и строят эпюры поперечных сил. Составляют уравнения моментов сил относительно одной опоры, затем относительно другой. В качестве проверки используют условие: сумма проекций всех сил, действующих на балку, равна нулю. Для построения эпюры поперечных сил балку разбивают на участки, границы которых совпадают с силовыми факторами (например, от середины выходного конца до ближайшей опоры, от этой опоры до сечения, в котором действует радиальная сила, от этого сечения до второй опоры). В качестве проверки правильности построения эпюры можно пользоваться правилом: в месте приложения сосредоточенной силы на эпюре поперечных сил имеется скачок, равный величине этой силы.

4. Находят изгибающие моменты в характерных точках (сечениях) вала и строят эпюру изгибающих моментов. Эти расчёты производят отдельно для вертикальной и горизонтальной плоскостей. В качестве проверки правильности построения эпюр можно пользоваться следующими соображениями. В точке приложения сосредоточенной силы на эпюре изгибающих моментов имеется перегиб. В месте приложения сосредоточенного момента на эпюре имеется скачок, равный по величине этому моменту.

Все эпюры строятся в масштабах сил или моментов.

5. Строится эпюра крутящего момента. Условно считают, что крутящий момент передается на ведущий вал в середине шпонки выходного его конца, а снимается в середине шпонки, находящейся под колесом. Аналогично распределяется момент и на тихоходном валу.

6. Находят величины суммарных реакций в опорах и суммарных изгибающих моментов в характерных точках вала.

12

7. Назначают места опасных сечений для последующего расчёта.

8. Ориентируясь на соответствующие диаметры вала, по стандартам находят размеры сечений шпонок (ширина и высота), а также величину заглупления шпонки в вал.

9. Определяются эквивалентные напряжения в опасных сечениях и запасы статической прочности, которые сравниваются с допустимым значением. В случае, если запас статической прочности превышает 3,5, следует выбрать для изготовления вала материал с более низкими механическими свойствами с целью удешевления редуктора.

10. Выполняют уточнённый расчёт вала. При этом в качестве опасных принимаются сечения с факторами концентрации напряжений – шпоночными пазами, галтельными переходами, шлицами, резьбой, проточками, отверстиями, прессовыми посадками деталей и т. д. Находят суммарные коэффициенты запаса выносливости в опасных сечениях и сравнивают их с допустимыми.

11. Для вала-червяка производится расчёт на жёсткость. Для этого определяется стрела прогиба вала и сравнивается с допустимым значением.

Расчёт подшипников. Расчёт подшипников заключается в нахождении величины эквивалентной нагрузки и определении ресурса подшипника. Если вычисленный ресурс подшипника существенно превышает заданный ресурс работы редуктора, принимается подшипник более лёгкой серии. В некоторых случаях для увеличения ресурса работы опор возможна установка сразу двух подшипников на одну или на каждую из цапф вала. При этом динамическая грузоподъёмность такой опоры увеличивается в два раза. Для увеличения ресурса опор вала-червяка допускается совместная установка упорного и радиально-упорного подшипников. В этом случае упорный подшипник рассчитывается только на осевую составляющую нагрузки, а радиально-упорный – только на радиальную. Кроме того, допускается предусмотреть замену подшипника в процессе эксплуатации.

Расчёт шпонок. В зависимости от диаметра посадочного участка вала по ГОСТ выбирают сечение шпонки. Далее производят

13

проверочный расчёт шпонки по напряжениям смятия. В случае, когда совместная установка двух шпонок не обеспечивает выполнения условия прочности, применяют шлицевое соединение.

Тепловой расчёт червячного редуктора. Так как движение в червячной паре передаётся за счёт относительного скольжения витков червяка и зубьев колеса, потери мощности в червячном редукторе значительно выше, чем в цилиндрическом или коническом. Потерянная мощность преобразуется в тепло, избыток которого может вызвать перегрев смазывающей жидкости и снижение её вязкости, а также термическую деформацию деталей и заклинивание червячной пары. Поэтому для червячного редуктора необходимо определить температуру смазки на основании уравнения теплового баланса. Если разница температур смазки и окружающей среды превышает допустимое значение, предпринимаются меры для повышения теплоотдачи редуктора: увеличение охлаждаемой поверхности (ребра охлаждения), установка турбинки вентилятора на тихоходном валу или принудительное охлаждение смазки.

ЗАДАНИЯ К КУРСОВЫМ ПРОЕКТАМ

Задания содержат 15 кинематических схем одноступенчатых редукторов цилиндрического, конического и червячного типов. К каждой схеме (1 + 15) даны исходные данные к проектированию в виде 10 вариантов. Каждый вариант задаёт вид передачи (прямозубая, косозубая, шевронная), мощность на выходном валу редуктора N_2 , кВт, частоту вращения тихоходного вала n_2 , об/мин и длительность работы передачи L_h , тыс. часов.

Студенты, изучающие дисциплину «Прикладная механика», (специальности 090200 (ТП), 090500 (ТО), 091000 (ВД), 090300 (ОП), 090400 (ГС) и 180400 (ЭР)) выполняют курсовой проект по схемам 1 + 10.

Студенты, изучающие дисциплины «Детали машин и основы конструирования» и «Машины и механизмы. Детали машин», (специальности 080700 (РТ), 110200 (МЦ), 110300 (ЭП), 090800 (НБ) и 090600 (НГ)) выполняют курсовой проект по схемам 1 + 15.

14

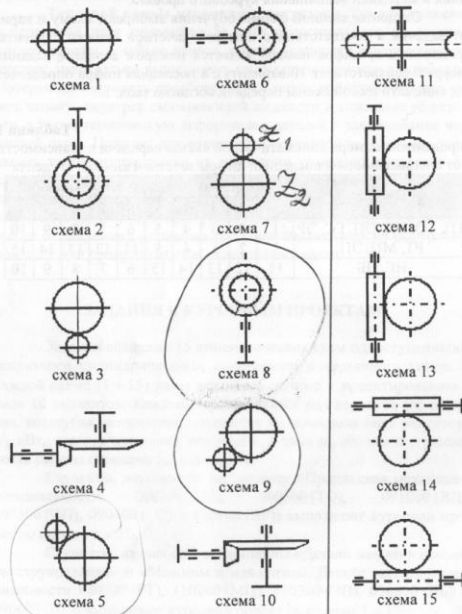
Студентам дневной формы обучения конкретную схему и вариант исходных данных выдаёт преподаватель при пояснении задания и методики выполнения курсового проекта.

Студенты заочной формы обучения выбирают схему и вариант задания в соответствии с номером зачётной книжки студента. Предпоследняя цифра номера является номером варианта задания (цифра 0 соответствует 10 варианту), а последняя цифра определяет вид кинематической схемы передачи согласно табл. 1.

Таблица 1
Определение номера кинематической схемы передачи в зависимости от специальности и последней цифры зачётной книжки студента

Группа	Последняя цифра зачётной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
ТП, ТО, ВД, ОП, ГС, ЭР	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
РТ, МЦ, ЭП	1	2	3	4	5	11	12	13	14	15
НГ, НБ	11	12	13	14	15	6	7	8	9	10

Схемы к заданиям на проектирование
(вид зубчатой передачи представлен во фронтальной плоскости)



16

Таблица 2

Исходные данные к проектированию

№ схемы	№ варианта	Вид передачи	N ₂ , кВт	n ₂ , мин ⁻¹	L _{гр} , час	№ схемы	№ варианта	Вид передачи	N ₂ , кВт	n ₂ , мин ⁻¹	L _{гр} , час
1	1	к	5	230	3	4	1	п	4	310	7
	2	ш	10	380	4		2	к	9	220	8
	3	п	15	700	5		3	п	14	720	9
	4	к	20	210	6		4	к	19	630	10
	5	ш	25	680	7		5	п	24	540	11
	6	п	30	320	8		6	к	29	450	12
	7	к	35	630	9		7	п	34	360	13
	8	ш	40	290	10		8	к	39	270	14
	9	п	45	440	11		9	п	44	180	15
	10	к	50	680	12		10	к	49	590	3
2	1	п	3	210	13	5	1	п	33	400	4
	2	к	8	710	14		2	к	38	670	5
	3	п	13	620	15		3	ш	43	170	6
	4	к	18	530	3		4	п	48	250	7
	5	п	23	440	4		5	к	53	580	8
	6	к	28	350	5		6	ш	58	390	9
	7	п	33	260	6		7	п	63	730	10
	8	к	38	760	7		8	к	68	360	11
	9	п	43	670	8		9	ш	73	290	12
	10	к	48	580	9		10	п	78	710	13
3	1	п	12	510	10	6	1	п	5	410	14
	2	к	17	430	11		2	к	10	320	15
	3	ш	22	650	12		3	п	15	230	3
	4	п	27	300	13		4	к	20	730	4
	5	к	32	570	14		5	п	25	640	5
	6	ш	37	260	15		6	к	30	550	6
	7	п	42	550	3		7	п	35	460	7
	8	к	47	640	4		8	к	40	370	8
	9	ш	52	330	5		9	п	45	280	9
	10	п	57	700	6		10	к	50	190	10

* - «к» - косозубая, «п» - прямозубая, «ш» - шевронная передача

17

Таблица 2
(продолжение)

№ схемы	№ варианта	Вид передачи	N ₂ , кВт	n ₂ , мин ⁻¹	L _{гр} , час	№ схемы	№ варианта	Вид передачи	N ₂ , кВт	n ₂ , мин ⁻¹	L _{гр} , час
7	1	к	8	620	11	9	1	к	35	520	5
	2	ш	14	240	12		2	ш	40	610	6
	3	п	22	290	13		3	п	45	750	7
	4	к	28	480	14		4	к	50	630	8
	5	ш	34	150	15		5	ш	55	400	9
	6	п	38	710	3		6	п	60	520	10
	7	к	48	260	4		7	к	65	490	11
	8	ш	54	460	5		8	ш	70	500	12
	9	п	62	350	6		9	п	75	380	13
	10	к	67	600	7		10	к	80	610	14
8	1	п	6	510	8	10	1	п	7	610	15
	2	к	11	420	9		2	к	12	520	3
	3	п	16	330	10		3	п	17	430	4
	4	к	21	240	11		4	к	22	340	5
	5	п	26	740	12		5	п	27	250	6
	6	к	31	650	13		6	к	32	750	7
	7	п	36	560	14		7	п	37	660	8
	8	к	41	470	15		8	к	42	570	9
	9	п	46	380	3		9	п	47	480	10
	10	к	51	290	4		10	к	52	390	11

* - «к» - косозубая, «п» - прямозубая, «ш» - шевронная передача

Таблица 2
(окончание)

№ схемы	№ варианта	Вид передачи	N ₂ , кВт	n ₂ , мин ⁻¹	L _{гр} , час	№ схемы	№ варианта	Вид передачи	N ₂ , кВт	n ₂ , мин ⁻¹	L _{гр} , час
11	1	2	50	3	14	1	4	125	7		
	2	5	175	4		2	7	250	8		
	3	8	79	5		3	10	154	9		
	4	11	204	6		4	13	83	10		
	5	14	133	7		5	12	208	11		
	6	17	62	8		6	17	137	12		
	7	20	187	9		7	22	66	13		
	8	23	116	10		8	27	191	14		
	9	26	70	11		9	32	145	15		
	10	29,5	195	12		10	35	199	3		
12	1	2,5	75	13	15	1	3,5	150	4		
	2	5,5	200	14		2	7,5	54	5		
	3	8,5	104	15		3	11,5	179	6		
	4	12	229	3		4	16,5	108	7		
	5	15	158	4		5	20,5	233	8		
	6	18	87	5		6	24,5	162	9		
	7	21	212	6		7	29	91	10		
	8	24	141	7		8	31	216	11		
	9	27	95	8		9	33	170	12		
	10	30	220	9		10	34	224	13		
13	1	3	100	10	16	1	4	125	7		
	2	6	225	11		2	7	250	8		
	3	9	129	12		3	10	154	9		
	4	13	58	13		4	13	83	10		
	5	16	183	14		5	12	208	11		
	6	19	112	15		6	17	137	12		
	7	22	237	3		7	22	66	13		
	8	25	166	4		8	27	191	14		
	9	28	120	5		9	32	145	15		
	10	31	74	6		10	35	199	3		

Расположение
шестерен
первая

Р.кв

Боковое

Вертикальное

Вертикальное

19

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основной:

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. – 8-е изд. перераб. и дополн. – М.: Машиностроение, 1999, 2001.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. пособие для вузов. – 6-е изд., исп. – М.: Высшая школа, 2000.
3. Жуков К.П., Гуревич Ю.Е. Проектирование деталей и узлов машин. – М.: Издательство "Станкин", 1999.
4. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 2000.
5. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: Учеб. пособие для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 2001.
6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие – Калининград: Янтар. Сказ, 1999.

Дополнительный:

7. Детали машин. Атлас конструкций: Учебное пособие для вузов. В 2 т. / Под общей ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1992.
8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 1990. *2004.*
9. Конструирование машин: Справочно-методическое пособие. В 2 т. / Под общей ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1994.
10. Кудрявцев В.Н., Кузьмин Н.С., Филипенков А.Л. Расчёт и проектирование зубчатых редукторов: Справочник. – СПб.: Политехника, 1993.
11. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин: Учебник для учащихся машиностроительных техникумов. М.: Высшая школа, 1973.

12. Орлов Л.И. Основы конструирования. В 2 т. – М.: Машиностроение, 1998.
13. Проектирование механических передач. / С.А. Чернавский и др. – 5-е изд. Перераб. и дополн. – М.: Машиностроение, 1984.
14. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.
15. Чернилевский Д.В. Основы проектирования машин: Учеб. пособие для вузов. – М.: Учебная литература, 1998.

116 Куркав Н.Ф., Балавасян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Харьков: Основа, 1991.
117. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Ерохина – М., Колос С, – 2008, 476с /

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Модули зубьев эвольвентных зубчатых передач по ГОСТ 9563-60

- 1-й ряд: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
 2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 22; 28

Примечание. 1-й ряд следует предпочесть 2-му ряду.

Приложение 2

Межосевые расстояния зубчатых передач по ГОСТ 2185-81

- 1-й ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500
 2-й ряд: 71; 90; 112; 140; 180; 225; 280; 355; 450; 560; 710; 900; 1120; 1400; 1800; 2240

Примечание. 1-й ряд следует предпочесть 2-му ряду.

Приложение 3

Коэффициент ширины зубчатых колес

ψ_{ba} : 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,000; 1,250

Рекомендуемые значения коэффициента ширины зубчатых колес ψ_{ba}

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$H_2 \leq 350$ НВ или H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ	H_1 и $H_2 > 350$ НВ
Консольно	0,20 – 0,25	0,15 – 0,20
Несимметрично	0,25 – 0,40	0,20 – 0,25
Симметрично	0,315 – 0,50	0,25 – 0,315

Примечание. Для шевронных колес при ψ_{ba} равной сумме полушевроннов, ψ_{ba} увеличивается в 1,3 – 1,4 раза.

Приложение 4

Номинальные значения передаточных чисел в зубчатых редукторах по ГОСТ 2185-81 и 12289-66

- 1-й ряд: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5
 2-й ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2

Примечание. 1-й ряд следует предпочесть 2-му ряду.

Приложение 5

Значения КПД передач с учетом потерь в подшипниках

Передача	Условия работы	
	в масляной ванне	открытая
Зубчатая	0,94 – 0,98	0,90 – 0,94
Червячная при числе заходов червяка:		
$z_1 = 1$	0,70 – 0,73	0,40 – 0,45*
$z_1 = 2$	0,75 – 0,82	
$z_1 = 4$	0,90 – 0,92	

Примечания.
 1. Установив основные параметры червячной передачи, следует уточнить расчетом ее КПД.
 2. * – для самотормозящей передачи.

Приложение 6

Механические свойства сталей для зубчатых колес

Марка стали	D, мм	S, мм	HB	HRC	Термическая обработка	МПа	
						σ_b	σ_t
35	—	163 – 192	—	—	H	550	270
45	—	179 – 207	—	—	H	600	320
45	125	235 – 262	—	—	У	780	540
45	80	269 – 302	—	—	У	890	650
40Х	200	235 – 262	—	—	У	790	640
40Х	125	269 – 302	—	—	У	900	750
40Х	80	269 – 302	45 – 50	—	У+ТВЧ	900	750
35ХМ	200	235 – 262	—	—	У	800	670
35ХМ	125	269 – 302	—	—	У	920	790
35ХМ	200	269 – 302	—	—	У+ТВЧ	920	790
40ХН	315	235 – 262	—	48 – 53	У	800	630
40ХН	200	269 – 302	—	—	У	920	750
40ХН	200	269 – 302	48 – 53	—	У+ТВЧ	920	750
20ХН2М	200	300 – 400	56 – 63	—	У+Н+З	1000	800
18ХНТ	200	300 – 400	56 – 63	—	У+Н+З	1000	800
12ХН3А	200	300 – 400	56 – 63	—	У+Н+З	1000	800
23Х1ГМ	200	300 – 400	56 – 63	—	У+Н+З	1000	800
40ХН2МА	125	269 – 302	50 – 66	—	У+А	980	780
35Л	—	163 – 207	—	—	H	550	270
45Л	—	207 – 235	—	—	H	680	440
40Л	315	235 – 262	—	—	У	850	600

Примечание. D – диаметр заготовки; S – ширина сечения образца, не более; Н – нормализация; У – улучшение; ТВЧ – закалка ТВЧ; Ц – цементация; З – азотирование.
 Примечание. При нормализации, улучшении и объемной закалке твердости сердечника и поверхности заготовки близки.

Приложение 7

Значение предела контактной выносливости материала зубчатых колес σ_{Hlimb} при базовом числе циклов

Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	Расчетное значение σ_{Hlimb} , МПа	Коэффициент безопасности S_n	Базовое число циклов N_{HO}
Отжиг, нормализация	HB 187 ÷ 230	$1,8\overline{HB} + 65$	1,1	$10 \cdot 10^6$
Улучшение	HB 220 ÷ 309	$2\overline{HB} + 70$	1,1	$15 \div 25 \cdot 10^6$
Объемная закалка	HRC 38 ÷ 50	$18\overline{HRC} + 150$	1,1	$60 \cdot 10^6$
Поверхностная закалка	HRC 45 ÷ 55	$17\overline{HRC} + 200$	1,2	$80 \div 100 \cdot 10^6$
Цементация, нитроцементация	HRC 56 ÷ 63	$23\overline{HRC}$	1,2	$120 \cdot 10^6$
Азотирование	HRC 57 ÷ 64	1050	1,2	$140 \cdot 10^6$

Примечание. \overline{HB} и \overline{HRC} – средневзвешенное значение твердости поверхности зуба.

Приложение 8

Значение предела изгибной выносливости материала зубчатых колес σ_{Flimb} при базовом числе циклов $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$

Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	Расчетное значение σ_{Flimb} , МПа	Коэффициент безопасности S_n	Примечание
Отжиг, нормализация	HB 187 ÷ 230	$1,35\overline{HB} + 100$	1,75 2,0 – 2,25	Поковка, штамповка, литье
Улучшение	HB 220 ÷ 309	$1,8\overline{HB}$	1,75 – 2,0	
Объемная закалка	HRC 38 ÷ 50	500 ÷ 600	1,75 – 2,0	Поковка, отливка
Поверхностная закалка	HRC 45 ÷ 55	500 ÷ 600	1,75 – 2,1	Штамповка, отливка
Цементация, нитроцементация	HRC 56 ÷ 63	750 ÷ 1000	1,7 – 1,9	Прокат, поковка
Азотирование	HRC _{серд} 57 ÷ 64 24 ÷ 40	$18\overline{HRC}_{серд} + 50$	2,0 – 2,25	Прокат, отливка

Примечание. \overline{HB} и \overline{HRC} – средневзвешенное значение твердости поверхности или сердцевины зуба.

Приложение 9
Материалы венцов червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
			σ_b	σ_T
I а	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165
		К	275	200
		З	230	140
I б	БрО5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
II а	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360
		З	450	300
		Ц	530	245
	БрА9ЖЗЛ	К	500	230
		З	425	195
II б	ЛЦ23А6ЖЗМц2	К	450	295
		З	400	260
III	СЧ18 СЧ15	З	355	-
		З	315	-

Принятые обозначения: Ц – центробежная; К – в кокиль; З – в землю.
Примечания:
1. Материалы разделены на группы по сопротивляемости заданию.
2. Приведены значения σ_b и σ_T , соответствуют деформации изгиба.

Приложение 10

Трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели
серии 4А (по ГОСТ 19523-74)

Тип двигателя	Р, кВт	n, мин ⁻¹	T _{max} /T _{min}
Синхронная частота вращения 3000 об/мин			
4А71В2У3	1,1	2830	2,2
4А80А2У3	1,5	2860	
4А80В2У3	2,2	2860	
4А90Л2У3	3,0	2880	
4А100С2У3	4,0	2880	
4А100Л2У3	5,5	2910	
4А112М2У3	7,5	2910	
4А132М2У3	11,0	2920	
4А160С2У3	15,0	2910	
4А160М2У3	18,5	2890	
4А180С2У3	22,0	2900	
4А180М2У3	30,0	2900	
4А200М2У3	37,0	2940	
4А200Л2У3	45,0	2940	
4А225М2У3	55,0	2940	
4А250С2У3	75,0	2960	
4А250М2У3	90,0	2960	
4А280С2У3	110,0	2960	
4А280М2У3	132,0	2960	
Синхронная частота вращения 1500 об/мин			
4А80А4У3	1,1	1400	2,2
4А80В4У3	1,5	1420	
4А90Л4У3	2,2	1430	
4А100С4У3	3,0	1430	
4А100Л4У3	4,0	1450	
4А112М4У3	5,5	1450	
4А132С4У3	7,5	1460	
4А132М4У3	11,0	1460	
4А160С4У3	15,0	1460	
4А160М4У3	18,5	1450	
4А180С4У3	22,0	1460	
4А180М4У3	30,0	1460	
4А200М4У3	37,0	1460	
4А200Л4У3	45,0	1460	
4А225М4У3	55,0	1460	

27

Тип двигателя	Р, кВт	n, мин ⁻¹	T _{max} /T _{min}
4А250С4У3	75,0	1470	2,2
4А250М4У3	90,0	1470	
4А280С4У3	110,0	1470	
4А280М4У3	132,0	1470	
Синхронная частота вращения 1000 об/мин			
4А80В6У3	1,1	930	2,2
4А90Л6У3	1,5	950	
4А100Л6У3	2,2	950	
4А112М6У3	3,0	960	
4А112МВ6У3	4,0	960	
4А132С6У3	5,5	970	
4А132М6У3	7,5	970	
4А160С6У3	11,0	970	
4А160М6У3	15,0	970	
4А180М6У3	18,5	970	
4А200М6У3	22,0	970	
4А200Л6У3	30,0	980	
4А225М6У3	37,0	980	
4А250С6У3	45,0	980	
4А250М6У3	55,0	980	
4А280С6У3	75,0	980	1,9
4А280М6У3	90,0	980	
Синхронная частота вращения 750 об/мин			
4А90Л8У3	1,1	700	1,7
4А100Л8У3	1,5	700	
4А112М8У3	2,2	720	
4А112МВ8У3	3,0	720	
4А132С8У3	4,0	730	
4А132М8У3	5,5	730	
4А160С8У3	7,5	725	
4А160М8У3	11,0	725	
4А180М8У3	15,0	730	
4А200М8У3	18,5	730	
4А200Л8У3	22,0	735	2,0
4А225М8У3	30,0	735	
4А250С8У3	37,0	735	
4А250М8У3	45,0	740	
4А280С8У3	55,0	740	1,9
4А280М8У3	75,0	740	
4А315С8У3	90,0	740	

28

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Требования к оформлению и содержанию курсового проекта.....	3
Методические указания.....	5
Задания к курсовым проектам.....	14
Список литературы.....	20
Приложения.....	21