

3448



Министерство образования
Республики Беларусь

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Конструирование и производство приборов»

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРОВ

Методические указания

Минск 2009

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Конструирование и производство приборов»

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРОВ

Методические указания
к выполнению курсовой работы для студентов
приборостроительных специальностей

Минск 2009

УДК 681.2 (075.8)

~~ББК 22.34~~

Э 45

Составители:

В.С. Колесников, А.А. Новиков

Рецензенты:

В.Н. Русецкий, А.В. Пащенко

Методические указания предназначены для студентов специальности 1-38 01 01 «Механические и электромеханические приборы и аппараты» специализаций 1-38 01 01-04 «Контрольно-измерительные приборы и системы», 1-38 01 01-05 «Бытовые машины, приборы и аппаратура».

Указания включают в себя теоретические основы по проектированию узлов электромеханических приборов и устройств, методику выполнения расчетов, пример оформления работы.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Выбор электродвигателя. Кинематические расчеты. Определение моментов на валах.....	8
1.1 Общие сведения о двигателях	8
1.2 Кинематический и силовой расчет привода.....	9
1.2.1 Определение мощности силового электродвигателя при постоянной статической нагрузке.....	10
1.2.2 Определение мощности силового электродвигателя при переменной статической нагрузке.....	11
1.2.3 Определение частоты вращения электродвигателя.....	11
2 Расчет цилиндрических зубчатых передач.....	14
2.1 Выбор материалов.....	14
2.2 Определение допускаемых напряжений	15
2.3 Расчетные коэффициенты	17
2.4 Определение геометрических параметров	18
2.5 Усилия в зацеплении	20
2.6 Проверка контактной прочности зубьев	21
2.7 Проверка прочности зубьев на изгиб	21
3 Расчет конических прямозубых передач.....	22
3.1 Определение геометрических параметров	22
3.2 Усилия в зацеплении	24
3.3 Проверка контактной прочности зубьев	25
3.4 Проверка прочности зубьев на изгиб	25
4 Расчет червячных передач.....	26
4.1 Материалы червячной пары	26
4.2 Определение допускаемых напряжений	27
4.3 Определение геометрических параметров	29
4.4 Точность изготовления червячной пары	31
4.5 Усилия в зацеплении	31

4.6	Расчетные коэффициенты	32
4.7	Проверка контактной прочности зубьев	33
4.8	Проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб	33
5	Расчет на прочность передачи винт–гайка	34
6	Расчет валов и осей	35
6.1	Расчет валов	35
6.1.1	Проектировочный расчет	35
6.1.2	Проверочный расчет	36
6.1.3	Расчет на статическую прочность	37
6.1.4	Расчет на сопротивление усталости	38
6.2	Расчет осей	40
6.2.1	Проектировочный расчет	40
6.2.2	Проверенный расчет	40
7	Опоры валов и осей	41
7.1	Расчет цилиндрических подшипников скольжения	41
7.2	Расчет подшипников качения	42
8	Корпуса и корпусные детали	44
	Список литературы	46
	Приложение А. Справочные данные	47
	Приложение Б. Пример расчета	53
	Приложение В. Варианты заданий	61

ВВЕДЕНИЕ

В курсовой работе по дисциплине «Элементы приборов» выполняются расчет, проектирование и конструирование различных электромеханических устройств, которые состоят из двигателя, комбинаций передаточных механизмов и обратной связи. Разработка вопросов, относящихся к исполнительской части машины, рассматривается при изучении специальных дисциплин.

Работа над проектом начинается с изучения технического задания. Затем выполняется ответственный этап проектирования – кинематический и силовой расчет привода: выбирают двигатель, производят кинематический расчет привода, определяют его силовые параметры, производят расчет элементов обратной связи.

Цель методических указаний – объединить разрозненные сведения, относящиеся к кинематике электромеханических устройств приборов с разнообразными типами передаточных механизмов, помочь в определении передаточного числа редуктора и его ступеней, научить определять силовые и кинематические параметры проектируемого устройства. От обоснованного решения этих вопросов на начальном этапе проектирования зависят возможности получения оптимальных технико-экономических и эксплуатационных характеристик изделия в целом.

Приложения к данной работе оформлены в соответствии с Единой системой конструкторской документации (ЕСКД).

Настоящие указания не заменяют необходимую для выполнения курсовой работы учебную и справочную литературу, а лишь способствуют лучшему ориентированию студентов во всем объеме самостоятельной работы при проектировании.

Курсовая работа по дисциплине «Элементы приборов» является комплексной расчетно-конструкторской работой цикла общетехнической подготовки студентов.

Основными задачами курсовой работы являются:

а) закрепление и углубление знаний, полученных при изучении механики приборов;

б) приобретение навыков в использовании технической литературы (государственные стандарты, нормали, справочники, альбомы и т.п.);

в) приобретение опыта разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования и конструирования.

Для этого студент должен научиться:

– выбирать рациональную компоновочную кинематическую схему устройства и конструкции его узлов;

– определять необходимые размеры, выбирать рациональные формы деталей и способы их изготовления и упрочнения, выбирать материалы и определять допускаемые напряжения, назначать допуски, посадки и шероховатость поверхностей;

– обеспечивать в проектируемом устройстве требования взаимозаменяемости и технологичности деталей, условий сборки и рациональной смазки;

– составлять и правильно оформлять техническую документацию.

При выполнении работы необходимо применять современные методы расчета и конструирования элементов приборов, использовать технические характеристики новейших материалов, ориентируясь на прогрессивные способы изготовления, упрочнения деталей и другие достижения техники.

Задание на курсовую работу включает в себя кинематическую схему, исходные данные, необходимые для проектирования. Если схема устройства не задана, то студент самостоятельно разрабатывает несколько вариантов кинематических схем и выполняет их анализ. Наиболее удачное решение после согласования с преподавателем используется при проектировании.

Исходные данные (силовые, кинематические и геометрические факторы, срок службы, характер нагрузки) могут быть

заданы как в явном, так и неявном виде. В последнем случае выполняют предварительные расчеты для определения основных или дополнительных характеристик устройства. Например, основными техническими характеристиками устройства являются передаваемые мощности и быстроходность, а дополнительными – коэффициент полезного действия и передаточное число.

Наиболее подробной проектной разработке в каждом задании подлежит конструкция передаточного механизма. Различные схемы редукторов содержат зубчатые и червячные передачи или их сочетания. Следует отдавать предпочтение прогрессивным видам передач (планетарным, глобоидным, передачам Новикова, волновым и др.).

Работа состоит из расчетно-пояснительной записки.

1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ НА ВАЛАХ

1.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДВИГАТЕЛЯХ

Двигатель является одним из основных элементов привода. От типа двигателя, его мощности, угловой скорости (частоты вращения) зависят конструктивные и эксплуатационные характеристики рабочей машины и ее привода.

В механизмах радиоэлектронных средств (РЭС), приборных приводах обычно применяют электрические двигатели, мощность которых изменяется в широком диапазоне: от долей до нескольких сотен и тысяч ватт. Среди них иногда выделяют отдельную группу двигателей, мощность которых не превосходит нескольких ватт, а габариты – нескольких сантиметров. Их называют микроэлектродвигателями.

По своему назначению и особенностям работы микродвигатели принято делить на две группы: двигатели общего назначения и двигатели автоматических устройств. К первым из них обычно предъявляются те же требования, что и к двигателям средней и большой мощности, т.е. в основном требования высоких энергетических показателей, большого ресурса, малой стоимости, простоты обслуживания.

Двигатели второй группы работают в особых условиях, и поэтому кроме требований, являющихся общими для всех двигателей малой мощности независимо от выполняемых ими функций, они должны удовлетворять также специальным требованиям, которые определяются для автоматических устройств.

Промышленность выпускает большое число различных типов электродвигателей малой мощности. По роду питающего тока их делят на двигатели постоянного тока, переменного тока и универсальные, способные работать от сети как постоянного, так и переменного тока. Если двигатели средней и

большой мощности общего назначения питаются от трехфазных сетей, то двигатели малой мощности в основном питаются от однофазных сетей.

Основными характеристиками, по которым назначается электродвигатель, являются: угловая скорость, мощность, номинальный и пусковой моменты двигателя. Прочие характеристики: масса, габариты, стоимость и т.д. При выборе типа электродвигателя придерживаются следующих основных рекомендаций. Прежде всего, двигатель необходимо использовать в тех электромеханических приводах (ЭМП) и при тех же режимах работы, на которые он рассчитан: силовые двигатели общего назначения в нерегулируемых ЭМП и управляемые (двигатели автоматических устройств) в регулируемых. Учитывая существенные преимущества двигателей постоянного тока в сравнении с двигателями переменного тока, желательно иногда рассматривать целесообразность применения первых (при отсутствии источника постоянного тока) при питании сети от сети переменного тока с помощью выпрямителей (особенно в маломощных управляемых ЭМП).

1.2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

В результате расчета определяют кинематические (частота вращения или угловая скорость) и силовые (мощность и вращающий момент) параметры на валах привода. Эти параметры являются исходными данными для дальнейших расчетов отдельных элементов привода (передач, валов и т.д.) по основным критериям работоспособности.

Расчет привода начинают с выбора электродвигателя. При расчете на неизвестного потребителя $P_{дв}$ и $n_{дв}$ являются исходными данными, по которым выбирают тип двигателя.

Для наиболее распространенных расчетов на известного потребителя электродвигатель выбирают по требуемой мощности $P_{тр}$ (кВт) на входе привода.

1.2.1 Определение мощности силового электродвигателя при постоянной статической нагрузке

Выбор электродвигателя по мощности заключается в установлении номинального значения его мощности $N_{\text{ном}}$, которое должно быть больше или по крайней мере равно расчетному значению мощности на валу двигателя $N_{\text{д}}$ (Вт). При постоянной статической нагрузке на исполнительном органе $N_{\text{д}}$ определяется по формуле

$$N_{\text{д}} = \psi N_{\text{ном}} / \xi_{\text{пр}}, \quad (1.1)$$

где ψ – коэффициент запаса, учитывающий возможное изменение нагрузки и момента двигателя (например, из-за нестабильности напряжения питания, отклонения условий эксплуатации от нормальных и т.п.); при отсутствии перегрузок в нормальных условиях эксплуатации принимают равным 1,05...1,1;

$N_{\text{ном}}$ – номинальная мощность нагрузки на исполнительном органе;

$\xi_{\text{пр}}$ – КПД привода. $\xi_{\text{пр}} = \xi_1 \xi_2 \xi_3 \dots \xi_n$, где ξ_1, ξ_2, \dots – КПД отдельных звеньев кинематической цепи, ориентировочные значения которых с учетом потерь в подшипниках приведены в таблице А1.

При вращательном движении исполнительного органа

$$N_{\text{д}} = \psi \cdot M_{\text{ном}} \cdot \omega_{\text{ном}} / \xi_{\text{пр}}; \quad (1.2)$$

при поступательном

$$N_{\text{д}} = \psi \cdot P_{\text{ном}} \cdot v_{\text{ном}} / \xi_{\text{пр}}, \quad (1.3)$$

где $M_{\text{ном}}$ – статический крутящий момент, Н·м;

$\omega_{\text{ном}}$ и $v_{\text{ном}}$ – угловая и линейная скорости движения исполнительного органа соответственно, с^{-1} и м/с;

$P_{\text{ном}}$ – нагрузка, действующая на выходное звено привода (исполнительный орган), Н.

1.2.2 Определение мощности силового электродвигателя при переменной статической нагрузке

Если нагрузка в электромеханическом приводе имеет сложный характер изменения во времени или в зависимости от скорости, то мощность двигателя также определяют по формулам (1.2) или (1.3), но в целях лучшего использования двигателя в эти формулы вместо номинального значения нагрузки $M_{ном}$ (или $P_{ном}$) подставляют ее среднее значение $M_{ном.ср}$ ($P_{ном.ср}$), а коэффициент ψ берут в диапазоне 1,1...1,6, причем тем больше, чем резче пики нагрузки.

После установления по расчетному значению мощности ее номинального значения $N_{ном}$ проверяют возможность двигателя кратковременно развивать максимальные моменты M_{max} , исходя из условия

$$M_{max} = \psi \cdot M_{ном.ср} / (\xi_{пр} \cdot i_{пр}) \leq \mu_d \cdot M_{ном}, \quad (1.4)$$

где $i_{пр}$ – передаточное число привода;

μ_d – коэффициент допустимой перегрузки, известный для выбранного типа двигателя. Например, для асинхронных двигателей μ_d принимают таким, чтобы гарантировать выполнение условия $M_{max} < M_{ном}$, несоблюдение которого ведет к останову двигателя. Обычно у двигателей постоянного тока μ_d выше, чем у двигателей переменного тока, и достигает значений 3...4.

Поэтому именно им и следует отдавать предпочтение при резких пиках нагрузки.

1.2.3 Определение частоты вращения электродвигателя

Для рассчитываемого привода могут подходить двигатели с различными частотами вращения. При этом надо учитывать, что с повышением частоты вращения масса и габариты двигателя уменьшаются, снижается его ресурс. Кроме того, увеличивается передаточное отношение привода, что приводит к возрастанию его массы и габаритов.

При вращательном движении выходного звена требуемую частоту вращения вала электродвигателя можно рассчитать по формуле

$$n_{\text{д.тр}} = n_{\text{вых}} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots, \quad (1.5)$$

где $n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного звена (мин^{-1}). Пересчет частоты вращения n , измеренной в мин^{-1} , в угловую скорость ω (с^{-1}) производится по формуле;

i_1, i_2, i_3 – рекомендуемые передаточные числа кинематических пар привода (см. таблицу А1).

$$\omega = \pi \cdot n / 30. \quad (1.6)$$

Если выходное звено движется возвратно-поступательно (передачи винт–гайка, реечная) или поступательно (лентопротяжные механизмы запоминающих устройств – в этом случае носитель информации условно считаем выходным звеном), то предварительно определяют требуемую частоту вращения ведущего звена.

Для лентопротяжного механизма ведущим звеном является ведущий вал, диаметр которого рассчитывают по формуле

$$d_{\text{в}} = \frac{60 \cdot v_{\text{л}}}{\pi \cdot n_{\text{в}}}, \quad (1.7)$$

где $v_{\text{л}}$ – скорость перемещения ленты, мм/с ;

$n_{\text{в}}$ – частота вращения ведущего вала (мин^{-1}).

Но так как скорость вращения ведущего вала зачастую неизвестна, то диаметр вала предварительно рекомендуется принимать в пределах 5...10 мм. Далее определяют необходимую частоту вращения ведущего вала

$$\omega_{\text{в}} = \frac{2v_{\text{л}}}{d_{\text{в}}}, \quad (1.8)$$

где $d_{\text{в}}$ – диаметр ведущего вала, мм.

Последующие расчеты производят на основании вышеописанной зависимости (1.5).

Для передачи винт-гайка предварительно определяют средний диаметр резьбы винтовой пары по формуле

$$d \geq \sqrt{\frac{2F_a}{\pi \cdot \gamma \cdot [P]}}, \quad (1.9)$$

где F_a – осевая нагрузка на передачу;

γ – коэффициент высоты гайки, $\gamma = H/d$, $\gamma = 1,2 \dots 2,5$ для неразъемных гаек, $\gamma = 2,5 \dots 3,5$ для разъемных;

H – высота гайки;

$[P]$ – среднее допустимое давление между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки, $[P] = 12$ МПа для стали по бронзе.

По полученному значению d подбирают ближайшие большие стандартные значения параметров резьбы. В винтовых передачах приборов применяют метрическую, трапецеидальную и прямоугольную резьбы. Винты могут быть как однозаходными, так и многозаходными. Количество заходов в трапецеидальных и прямоугольных резьбах, как правило, не превышает четырех. При диаметре винта менее 5 мм назначают метрическую резьбу.

Для реечной передачи предварительно определяют делительный диаметр шестерни:

$$d = \frac{480}{[\sigma_H]} \sqrt{\frac{F_a \cdot K_H}{\psi_d}}, \quad (1.10)$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение при расчете зацепления на контактную прочность (определение смотри ниже), МПа;

K_H – коэффициент нагрузки при расчете передачи на контактную выносливость, предварительно K_H принимают в пределах $1,03 \dots 1,4$;

$\psi_d = b/d = 0,4 \dots 0,8$ – коэффициент ширины.

2 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

2.1 ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ

Материалы зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Применяют углеродистые или легированные стали, реже пластмассы и цветные металлы. Термически обработанные стали являются основным материалом для зубчатых колес. Термообработку проводят для увеличения твердости. В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса разделяют на две группы.

Первая группа – колеса с твердостью ≤ 350 НВ.

Термообработка – нормализация или улучшение, производится до нарезания зубьев. При этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций. Для лучшей приработки зубьев и равномерного их изнашивания для прямозубых передач рекомендуется твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни назначать больше твердости зубьев колеса на 20...30 единиц НВ, т.е. $HV_1 = HV_2 + 20...30$. Эта рекомендация вызвана тем, что шестерня за один оборот колеса входит в зацепление с ним в передаточное число раз больше, а поэтому возможность усталостного разрушения ее выше. Для непрямоугольных зубчатых колес рекомендуется $HV_1 = HV_2 + 60...80$.

Вторая группа – колеса с твердостью >350 НВ.

Используются в силовых передачах. Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией, азотированием. При этом допускаемые контактные напряжения гораздо выше по сравнению с нормализованными и улучшенными сталями. При твердости обоих колес > 350 НВ колеса не прирабатываются. Для них не требуется обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса.

В таблице А2 приведены механические свойства наиболее употребляемых марок сталей в зависимости от твердости (термообработки). При этом необходимо принимать среднее табличное значение твердости данной марки стали как наиболее вероятное.

2.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете зубчатых колес на прочность определяются по формуле, Н/мм²:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{[S_H]} K_{HL}, \quad (2.1)$$

где σ_{HO} – предел контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев, соответствующий базе испытаний N_{HO} (числу циклов перемены напряжений), Н/мм²; экспериментальные значения σ_{HO} для некоторых марок сталей, соответствующие базе испытаний N_{HO} , в зависимости от способа термообработки даны в таблице А3;

$[S_H]$ – допускаемый коэффициент безопасности; $[S_H] = 1,1$ при однородной структуре материала (нормализация, улучшение, объемная закалка); $[S_H] = 1,2$ при неоднородной структуре материала (поверхностная закалка, цементация, азотирование);

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы передачи:

$$K_{HL} = 6 \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{\Sigma}}}; \quad K_{NLmax} \geq K_{NL} \geq 1, \quad (2.2)$$

где N_{HO} – база испытаний (таблица А4);

N_{Σ} – расчетное число циклов нагружения зубьев за весь срок службы передачи:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot nL, \quad (2.3)$$

где n – частота вращения того колеса, по материалу которого определяют допускаемое напряжение, мин⁻¹;

L – срок службы передачи, ч.

На практике часто $N_{\Sigma} > N_{HO}$, при этом $K_{HL} = 1$. Для случая $N_{\Sigma} < N_{HO}$ коэффициент K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемого напряжения. Так, $K_{HLmax} \leq 2,6$ для нормализованных и улучшенных колес, $K_{HLmax} \leq 1,8$ при поверхностном упрочнении.

При расчете для повышения надежности расчета в качестве допускаемого контактного напряжения принимают $[\sigma_H]$ того зубчатого колеса, для которого оно меньше, как правило, это $[\sigma_H] = 2$, т.е. тихоходного колеса (быстроходное колесо в передаче шестерня).

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$, Н/мм²:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{[S_F]} K_{FS} K_{FL}, \quad (2.3)$$

где σ_{FO} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базе испытаний N_{FO} (см. таблицу А3), Н/мм²;

$[S_F]$ – допускаемый коэффициент безопасности; $[S_F] = 1,75$ для зубчатых колес, изготовленных из поковок и штамповок; $[S_F] = 2,3$ для литых заготовок;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; $K_{FC} = 1$ при одностороннем приложении нагрузки (передача нереверсивная); $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ при двустороннем приложении нагрузки (передача реверсивная);

K_{FL} – коэффициент долговечности.

При твердости меньше или равно 350 НВ:

$$K_{FL} = 6 \sqrt{\frac{N_{FO}}{F_{\Sigma}}}; \quad 1 \leq K_{FL} \leq 2,1. \quad (2.5)$$

При твердости больше 350 НВ:

$$K_{FL} = 9 \sqrt{\frac{N_{FO}}{F_{\Sigma}}}; \quad 1 \leq K_{FL} \leq 1,63. \quad (2.6)$$

Здесь N_{FO} – база испытаний, соответствующая пределу выносливости зубьев при изгибе. Для всех сталей $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$. N_{Σ} определяется также, как в случае с $[\sigma_H]$. При длительно работающей передаче ($N_{\Sigma} > N_{FO}$) $K_{FL} = 1$.

2.3 РАСЧЕТНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

Коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния:

$$\psi_a = b_2 / a_w, \quad (2.7)$$

где b_2 – ширина венца колеса, мм;

a_w – межосевое расстояние, мм.

Коэффициент ширины ψ_a принимают из ряда стандартных чисел: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 (СТ СЭВ 229–75), в зависимости от положения колес относительно опор:

- при симметричном расположении $\psi_a = 0,4 \dots 0,5$;
- при несимметричном расположении $\psi_a = 0,25 \dots 0,4$;
- при консольном расположении одного или обоих колес $\psi_a = 0,2 \dots 0,25$.

Большие значения ψ_a позволяют уменьшить габариты передачи, но требуют повышенной жесткости и точности конструкции для обеспечения более равномерного распределения нагрузки по ширине венца колеса.

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете на контактную прочность $K_{H\beta}$ и при расчете на изгиб $K_{F\beta}$ зависят от упругих деформаций валов, корпусов, самих зубчатых колес, погрешностей изготовления и сборки, износа подшипников, вызывающих перекашивание зубьев сопряженных колес относительно друг друга.

В прирабатывающихся передачах, у которых материал обоих колес или хотя бы одного имеет твердость ≤ 350 НВ, а окружная скорость колес $v \leq 15$ м/с, неравномерность нагрузки

по ширине венца постепенно уменьшается и может быть полностью устранена вследствие местного изнашивания, т.е. происходит приработка зубьев. Поэтому для прирабатывающихся колес цилиндрических и прямозубых конических при твердости материала хотя бы одного из колес меньше 350 НВ и скорости $v \leq 15$ м/с принимают $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$.

В остальных случаях, т.е. при твердости рабочих поверхностей зубьев обоих колес более 350 НВ или при любой твердости, но окружной скорости колес $v > 15$ м/с (при больших скоростях между зубьями образуется постоянный слой смазки, защищающий их от изнашивания), зубчатые колеса считают неприрабатываемыми. В этих случаях значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ принимают по таблице А5 в зависимости от коэффициента ψ_a ширины венца колеса относительно делительного диаметра шестерни $\psi_d = b_2 / d_1$. Так как вначале расчета еще неизвестны b_2 и d_1 , то ψ_d определяют в зависимости от коэффициента ψ_a

$$\psi_d = 0,5\psi_a(u + 1), \quad (2.8)$$

где u – передаточное отношение.

Коэффициенты динамической нагрузки K_{Hv} и K_{Fv} учитывают возникновение в зацеплении колес дополнительных динамических нагрузок. Значения этих коэффициентов в зависимости от твердости колеса даны в таблице А6.

Коэффициенты K_{Ha} и K_{Fa} учитывают неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{Ha} = K_{Fa} = 1$. Для косозубых колес эти коэффициенты зависят от окружной скорости колес и степени точности; при $v \leq 10$ м/с и 6...8 степени точности $K_{Ha} = 1,01 \dots 1,12$; $K_{Fa} = 0,72 \dots 0,91$.

2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Межосевое расстояние из условия прочности по контактными напряжениям, возникающим на поверхности зубьев, мм:

$$a_w \geq C_1(u+1) \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_a}}, \quad (2.9)$$

где C_1 – постоянная, для прямозубых колес $C_1 = 49,5$; для косозубых $C_1 = 43$;

M_2 – вращающий момент на ведомом валу, Н·мм.

Полученные значения a_w округляют до ближайшего стандартного, выбранного из ряда предпочтительных чисел Ru 40 (СТ СЭВ 514–77): 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; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 250; 315; 400; ...

Ширина зубчатого венца:

$$\begin{aligned} \text{колеса } b_2 &= \psi_a a_w; \\ \text{шестерни } b_1 &\approx 1,12 b_2. \end{aligned}$$

Значения b_1 и b_2 округляют до десятых долей.

Модуль зубьев определяется из условия прочности зубьев на изгиб, мм:

$$m \geq \frac{C_2 \cdot M_2 \cdot (u+1)}{u \cdot a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_F]}, \quad (2.10)$$

где C_2 – постоянная; для прямозубых колес $C_2 = 6,8$; для косозубых $C_2 = 5,8$ (по приведенной формуле для косозубых колес определяется нормальный модуль m_n).

Значения m округляют до стандартного по СТ СЭВ 310–76: 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; ...

Предварительное значение минимального угла наклона зубьев для косозубых цилиндрических колес

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m_n}{b_2}, \quad (2.11)$$

где m_n – нормальный модуль, мм.

Суммарное число зубьев z_{Σ} :

для прямозубых цилиндрических колес $z_{\Sigma} = 2a_w / m$;

для косозубых цилиндрических колес $z_{\Sigma} = 2a_w \cdot \cos\beta_{\min} / m_n$.

Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1); \quad z_2 = z_{\Sigma} - z_1 \quad (z_{1\min} \geq 17).$$

Для косозубых колес уточняется угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot z_{\Sigma}}{2a_w}.$$

Фактическое передаточное число рассчитывается по формуле

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.12)$$

Допускается отклонение от заданного $\Delta u = \pm 4\%$:

$$\Delta u = \frac{u_{\phi} - u}{u} 100\%. \quad (2.13)$$

Делительные диаметры:

для прямозубых колес $d_1 = m \cdot z_1$; $d_2 = m \cdot z_2$;

для косозубых колес $d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos\beta$; $d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos\beta$.

Фактическое межосевое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

для прямозубых колес $d_{a1} = d_1 + 2m$; $d_{a2} = d_2 + 2m$;

для косозубых колес $d_{a1} = d_1 + 2m_n$; $d_{a2} = d_2 + 2m_n$.

2.5 УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Окружная сила, Н:

$$F_t = \frac{2M_2}{d_2}.$$

Радиальная сила:

$$\begin{aligned} &\text{для прямозубых колес } F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н;} \\ &\text{для косозубых колес } F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta, \text{ Н,} \end{aligned}$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

Осевая сила (только для косозубых колес), Н:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

2.6 ПРОВЕРКА КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

Расчетное контактное напряжение и условие прочности, Н/мм²:

$$\sigma_H = \frac{C_3}{a_w \cdot u} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H],$$

где C_3 – постоянная; для прямозубых передач $C_3 = 310$; для косозубых $C_3 = 26$.

В случае невыполнения условия прочности следует увеличить ширину зубчатого колеса b_2 в соответствии с возможными значениями ψ_a или увеличить $[\sigma_H]$, увеличив твердость зубчатых колес, и т.д.

2.7 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ НА ИЗГИБ

Расчетное напряжение изгиба и условие прочности, Н/мм²:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} \leq [\sigma_F],$$

где $Y_\beta = \frac{1-\beta}{140^\circ}$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба, для прямозубых колес $Y_\beta = 1$; для косозубых колес $m = m_n$.

При невыполнении условия прочности увеличивают ширину колес, значение $[\sigma_F]$ и т.д.

3 РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Выбор материалов и определение допускаемых напряжений осуществляется так же, как и для цилиндрических зубчатых колес (прямозубых). Расчетные коэффициенты $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ и другие (кроме ψ_d) определяются по тем же таблицам, что и для прямозубых цилиндрических колес.

3.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Внешний делительный диаметр колеса определяют из условия прочности по контактным напряжениям, мм:

$$d_{e2} = 1653 \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{0,85[\sigma_H]^2}},$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, определяется в зависимости от коэффициента ширины ψ_d зубчатого венца:

$$\psi_d = b/d_1 = 0,166\sqrt{u^2 + 1},$$

b – ширина зубчатого венца колес;

d_1 – средний делительный диаметр шестерни.

Значение d_{e2} округляется до стандартного из ряда Ra 40 (см. подраздел 2.4).

Ширина зубчатого венца b определяется в зависимости от передаточного отношения u .

u	1,6	2	2,5	3,15
d_{e2}/b	5,88	6,25	6,67	6,67

Например, $u = 2$:

$$d_{e2}/b = 6,25 \Rightarrow b = \frac{d_{e2}}{6,25}.$$

Значение b округляют до целого.

Внешний окружной модуль определяют из условия прочности зубьев на изгиб, мм:

$$m_e \geq \frac{14M_2 \cdot K_{F\beta}}{0,85d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma_F]}.$$

Полученное значение m_e можно не округлять до стандартного значения, ограничиваясь сотыми долями значения.

Число зубьев колеса и шестерни

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}; \quad z_1 = \frac{z_2}{u} \quad (z_{1\min} \geq 25).$$

Фактическое передаточное отношение

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Отклонение от заданного $\Delta u = \frac{u_{\delta} - u}{u} 100\%$ не должно превышать 4%.

Углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg(u_{\phi}); \quad \delta_1 = 90^{\circ} - \delta_2.$$

Значения следует округлять до минут.

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e z_1$$

(значения последующих геометрических параметров округляются до сотых долей, мм).

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b.$$

Проверка пригодности размера ширины зубчатого венца.
Должно удовлетворяться соотношение

$$B < 0,285R_e.$$

При невыполнении неравенства значение b должно быть изменено и соответственно все предыдущие параметры. Это требование обусловлено геометрической особенностью конических зубчатых колес.

Средний модуль

$$m = m_e \cdot R / R_e.$$

Средние делительные диаметры колес

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2.$$

Внешние диаметры вершин зубьев колес

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos\delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos\delta_2.$$

3.2 УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Окружное на колесе и шестерне, Н:

$$F_t = 2M_2 / d_2.$$

Радиальное на шестерне и осевое на колесе, Н:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta ,$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

Осевое на шестерне и радиальное на колесе, Н:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta .$$

3.3 ПРОВЕРКА КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

Расчетное контактное напряжение и условие прочности, Н/мм²:

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 \cdot u_\phi \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{0,85 d_{e2}}} \leq [\sigma_H] .$$

При невыполнении условия прочности увеличивают значение $[\sigma_H]$, изменяя твердости колес, или d_{e2} , производя пересчет параметров колес.

3.4 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ НА ИЗГИБ

Расчетное напряжение изгиба и условие прочности

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{0,85 b \cdot m_e} K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq [\sigma_F] .$$

При невыполнении условия прочности осуществляют те же меры, что и при проверке контактной прочности.

4 РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Передаточное отношение червячной пары

$$u = z_2 / z_1,$$

где z_1 – число заходов червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса.

Число витков червяка z_1 зависит от передаточного отношения u . Рекомендуются $z_1 = 4$ при $u = 8...14$; $z_1 = 2$ при $u = 16...28$; $z_1 = 1$ при $u > 31,5$.

При выполнении этой рекомендации число зубьев червячного колеса $z_2 \geq z_{2\min} = 28$. Это условие обеспечивает отсутствие подрезания ножек зубьев червячного колеса. Выполнение этого условия позволяет изготавливать червячную пару без смещения.

4.1 МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Высокие скорости скольжения требуют, чтобы материалы червяка и колеса имели низкий коэффициент трения, повышенную износостойкость и пониженную склонность к заеданию. Выполнение червячной пары из однородных материалов не дает желаемых результатов, поэтому червяк и колесо изготавливают из различных материалов.

Червяки. Для червяков применяют те же марки сталей, что и для зубчатых колес. Наиболее часто применяют цементированные стали 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, твердость после закалки 57...64 HRC, а также стали 45, 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости 46...56 HRC. Поверхность витков обязательно шлифуют и полируют для обеспечения наибольшей стойкости зубьев червячного колеса против изнашивания и повышения КПД.

Червячные колеса. Червячные колеса для экономии изготавливают составными: венец из бронзы, а колесный центр из

стали. Марку бронзы выбирают в зависимости от скорости скольжения v_s , значение которой ориентировочно определяют по приближенной зависимости, м/с:

$$v_s \approx 4,3 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \sqrt[3]{M_2},$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} ;

M_2 – момент на валу червячного колеса, Н·м.

При $v_s = 5 \dots 25$ м/с применяют оловянные бронзы марок Бр010Н1Ф1, Бр010Ф1; при $v_s = 2 \dots 5$ м/с – более дешевые безоловянные бронзы марок БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л, а также латунь марки ЛЦ23А6ЖЗМц2.

4.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Допускаемые напряжения определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, скорости скольжения, твердости поверхности витков червяка и срока службы червячной пары. Ниже приведена методика определения допускаемых напряжений для червячных колес при шлифованных и полированных червяках с твердостью поверхностей витков более 46 HRC.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$ для колес из оловянных бронз определяют из условия износостойкости и условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев, Н/мм^2 :

$$[\sigma_H]_2 = [\sigma_{HO}] C_v \cdot K_{HL},$$

где $[\sigma_{HO}] = 0,9\sigma_b$ – допускаемое контактное напряжение при числе циклов перемены напряжений, равном 107;

σ_b – предел прочности бронзы на растяжение. Н/мм^2 (таблица А7);

C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колеса. Его принимают в зависимости от скорости скольжения.

$v_s, \text{ м/с}$	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

Коэффициент K_{HL} долговечности при расчете на контактную прочность

$$K_{HL} = 8 \sqrt{\frac{10^7}{N_{\Sigma 2}}},$$

где $N_{\Sigma 2}$ – число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи:

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot L,$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, мин^{-1} ;

L – срок службы червячной пары, ч.

Если $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$, то следует в расчете K_{HL} принять $N_{\Sigma 2} = 25 \cdot 10^7$. Значения K_{HL} , не должны превышать 1,15. Следовательно, значения K_{HL} лежат в интервале $1,15 \leq K_{HL} \leq 0,67$. Значения K_{HL} , не входящие в интервал, следует принимать равными одному из граничных значений. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$ для колес из безоловянных бронз и латуней определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения v_s . Для безоловянных бронз

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25v_s, \text{ Н/мм}^2;$$

для латуни

$$[\sigma_H]_2 = 275 - 25v_s, \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемые напряжения изгиба при нереверсивной передаче (зубья работают одной стороной) для всех марок бронз и латуней, Н/мм^2 :

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B)K_{FL},$$

где σ_T – предел текучести материала колеса, Н/мм² (см. таблицу А7);

K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на изгиб:

$$K_{HL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\Sigma 2}}},$$

где $N_{\Sigma 2}$ – число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи (аналогично $N_{\Sigma 2}$ при определении K_{HL}).

Если $N_{\Sigma 2} < 106$, то принимают $N_{\Sigma 2} = 106$, тогда $K_{FL} = 1$.

Если $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 107$, то принимают $N_{\Sigma 2} = 25 \cdot 107$, тогда $K_{FL} = 0,543$. Следовательно, значения K_{FL} лежат в интервале $1 \geq K_{FL} \geq 0,543$.

При реверсивной передаче (зубья работают обеими сторонами) значение $[\sigma_H]_2$, рассмотренное для нереверсивной передачи с аналогичными параметрами, умножают на 0,8.

4.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Межосевое расстояние определяют из условия прочности по контактным напряжениям, возникающим на поверхности зубьев червячного колеса, мм:

$$a_w \geq 613 \sqrt{\frac{M_2}{[\sigma_H]^2}}.$$

Значение a_w округляют до ближайшего ряда $Ra 40$ (см. подраздел 2.4). Предварительное значение модуля зацепления, мм:

$$m = (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2.$$

Модуль зацепления червячной пары стандартизирован $m = 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5$ и т.д.

Расчетное значение m округляют до ближайшего большего стандартного. Коэффициент диаметра червяка $q \geq 0,25z_2$. Необходимо проверить сочетание m и q . Чтобы исключить слишком тонкие червяки, с увеличением m следует увеличивать q (см. таблицу А8). При несоответствии m и q следует изменить значение m в сторону увеличения. Делительные диаметры червяка и колеса

$$d_1 = q \cdot m; \quad d_2 = m \cdot z_2.$$

Диаметры вершин

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

Диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m.$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} = d_{a2} + 6m/(z_1 + 2).$$

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 = (C_1 + C_2 \cdot z_2) m,$$

где C_1 и C_2 – постоянные коэффициенты:

$$C_1 = 11 \text{ и } C_2 = 0,06 \text{ при } z_1 = 1 \text{ и } 2;$$

$$C_1 = 12,5 \text{ и } C_2 = 0,09 \text{ при } z_1 = 4.$$

Для шлифуемых червяков для входа и выхода шлифовального круга значение b_1 увеличивают на $3m$ и округляют до целого.

Делительный угол подъема линии витка червяка

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}.$$

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 1 \text{ и } 2;$$
$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4.$$

Значение b_2 округляют до целого.

Фактическая скорость скольжения, мм/с:

$$v_{сф} = \omega_1 \cdot d_1 / 2 \cos \gamma,$$

где ω_1 – угловая скорость червяка, c^{-1} .

Уточненный КПД червячной пары

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi'),$$

где φ' – приведенный угол трения, зависящей от скорости скольжения $v_{сф}$ (таблица А9).

Уточненный момент на валу червячного колеса

$$M_2 = M_1 \cdot u \cdot \eta.$$

4.4 ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Установлено 12 степеней точности.

Выбор степени точности в зависимости от фактической скорости скольжения $v_{сф}$. Наибольшее применение находят 7-я (при $v_{сф} \leq 10$ м/с) и 8-я (при $v_{сф} \leq 5$ м/с) степени точности.

4.5 УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Окружная сила на червяке и осевая на колесе, Н:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2M_1 / d_1.$$

Окружная сила на колесе и осевая на червяке, Н:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2M_2 / d_2.$$

Радиальная сила на червяке и колесе, Н:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

4.6 РАСЧЕТНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

Коэффициент нагрузки. Для червячной передачи

$$K_H = K_F = K_\beta K_v,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки;

K_v – коэффициент динамической нагрузки.

Хорошая прирабатываемость зубьев колеса уменьшает значение K_β . При постоянной внешней нагрузке $K_\beta = 1$.

Червячные передачи работают плавно и бесшумно, поэтому динамические нагрузки, возникающие в зацеплении, невелики и зависят от окружной скорости колеса v_2 . При $v_2 \leq 3$ м/с принимают $K_v = 1$, а при $v_2 > 3$ м/с $K_v = 1,1 \dots 1,3$.

Для определения K_v находят окружную скорость червячного колеса, мм/с:

$$v_2 = \omega_1 \cdot d_2 / 2\pi,$$

где ω_1 – угловая скорость червяка, с^{-1} ;

d_2 – мм.

4.7 ПРОВЕРКА КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

Если фактическая скорость скольжения $v_{\text{сф}}$ отличается от ориентировочно принятой v_s , то необходимо уточнить $[\sigma_H]_2$, используя значение $v_{\text{сф}}$.

Расчетное контактное напряжение на поверхности зубьев колеса и условие прочности, Н/мм²:

$$\sigma_{H2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{(z_2/q)+1}{a_w}\right)^3} \cdot M_2 \cdot K_H \leq [\sigma_H]_2.$$

При невыполнении условия прочности следует увеличить a_w , выбрать другой материал колеса с большим $[\sigma_H]_2$ и т.д.

4.8 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА НА ИЗГИБ

Напряжение изгиба и условие прочности, Н/мм²:

$$\sigma_{F2} = 0,7Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F]_2,$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба червячного колеса. определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса z_{o2} :

$$z_{o2} = z_2 / (\cos \gamma)^3$$

z_o	2	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	2	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

При невыполнении условия прочности действия те же, что и при проверке контактной прочности.

5 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА

Тело винта проверяют на прочность в зависимости от вида нагружения. Если винт испытывает сжатие, то во избежание продольного изгиба необходимо обеспечить запас устойчивости:

$$n_y = \frac{F_{a\text{кр}}}{F_a} \geq [n_y], \quad (5.1)$$

где $F_{a\text{кр}}$ – критическая сила, выводящая стержень из условий его нормальной работы и приводящая к искривлению стержня под действием продольных сил;

F_a – осевая нагрузка на винт;

$[n_y] \geq 4$.

По формуле Эйлера ($\lambda = \mu \cdot l / i \geq \lambda_{\text{пре}}$):

$$F_{a\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{(\mu \cdot l)^2}, \quad (5.2)$$

где λ – гибкость винта;

i – радиус инерции сечения винта ($i = d_B / 4$);

$\lambda_{\text{пре}}$ – предельная гибкость, при которой можно пользоваться формулой Эйлера (для Ст3 $\lambda_{\text{пре}} = 100$; Ст5 $\lambda_{\text{пре}} = 90$);

$E \cdot J$ – жесткость при изгибе;

μ – коэффициент приведения длины, зависящий от условий закрепления винта;

l – длина винта.

Если гибкость стержня менее предельная, то $F_{a\text{кр}}$ определяют по формуле Ясинского:

$$F_{a\text{кр}} = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} (a - b \cdot \lambda). \quad (5.3)$$

6 РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Основными материалами для валов и осей являются стали Ст5 (без термообработки) и 40, 45, 50, 40Х; для высоконапряженных валов – легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА. Для осей обычно используют углеродистую сталь обыкновенного качества. Механические свойства сталей приведены в таблице А11.

6.1 РАСЧЕТ ВАЛОВ

Основными критериями работоспособности и расчета валов являются прочность и жесткость. Процессы расчета и конструирования взаимосвязаны. Поэтому определение необходимых размеров валов выполняется в два этапа: проектировочный расчет и проверочный расчет.

6.1.1 Проектировочный расчет

На данном этапе расчета известен только крутящий момент численно равный передаваемому вращающему моменту. Изгибающие моменты, возникающие в поперечных сечениях вала, можно определить только после разработки конструкции вала. Поэтому проектировочный расчет вала выполняют только на кручение. При этом определяют минимальный диаметр из всех участков ступенчатого вала. Условие прочности на кручение:

$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{W_\rho} = \frac{M_z}{0,2d^3} \leq [\tau],$$

откуда

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_z}{0,2[\tau]}}, \text{ м,}$$

где $W_\rho \approx 0,2d^3$ – полярный момент сопротивления круглого вала с диаметром d , м;

$[\tau] = 12 \dots 20$ МПа – допускаемое напряжение при кручении. Низкое значение $[\tau]$ компенсирует неучтенные напряжения изгиба, характер нагрузки и концентрацию напряжений;

τ_{\max} – наибольшие касательные напряжения, возникающие в сечении вала;

M_z – крутящий момент, Н·м.

Полученное значение d (мм) округляют до ближайшего большего из ряда Ra 40. По выбранному значению d с учетом удобства сборки и фиксации деталей в осевом направлении назначают остальные посадочные диаметры вала.

6.1.2 Проверочный расчет

После разработки конструкции вала составляют его расчетную схему. Вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирных опорах и нагруженную сосредоточенными силами и моментами. Точки приложения сил и моментов принимаются по середине длины элемента, передающего эти силы и моменты на вал.

Тип опоры на расчетной схеме выбирается по воспринимаемой нагрузке. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, – как шарнирно подвижные.

Для опор скольжения, расположенных по концам валов, условные шарниры располагают примерно на расстоянии 0,5 диаметра вала, но не менее 0,25...0,35 длины опоры от ее кромки со стороны вала. При составлении расчетной схемы следует пользоваться следующей последовательностью действий:

1. Вал изображается в виде прямой линии, совпадающей с осью вала z .

2. Опоры заменяют их реакциями R_y и R_x (вертикальными и горизонтальными).

3. Окружные, радиальные и осевые усилия, возникающие в зацеплениях зубчатых колес, проецируют на взаимоперпендикулярные оси X и Y (горизонтальную и вертикальную) и переносят на ось вала (параллельный перенос).

4. При параллельном переносе осевой и окружной сил, возникающих в зацеплении, следует помнить, что осевая сила создаст сосредоточенный изгибающий момент, а окружная – вращающий. Эти силы необходимо указать на расчетной схеме.

После составления расчетной схемы определяют значения реакций опор R_x и R_y , строят эпюры изгибающих M_x и M_y и крутящих моментов M_z .

При определении реакций опор и построении эпюр следует помнить, что значения реакций и вид эпюр определяют внешние усилия, лежащие в той же плоскости, что и определяемая реакция или эпюра.

По эпюрам изгибающих M_x , M_y и крутящих M_z моментов определяют опасное сечение, в котором эквивалентный момент M_3 имеет максимальное значение. Эквивалентный момент определяют на основании 4-й теории прочности, Н·м:

$$M_3 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2}.$$

6.1.3 Расчет на статическую прочность

Расчет на статическую прочность производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например, в период пуска и т.д.). При этом определяют эквивалентные напряжения σ_3 , по максимальному значению эквивалентного момента M_3 :

$$\sigma_3 = \frac{M_{3\max}}{W},$$

где W – осевой момент сопротивления сечения вала

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \text{ м}^3.$$

Условие статической прочности

$$\sigma_3 \leq [\sigma]_{\max},$$

где $[\sigma]_{\max}$ – предельное допускаемое напряжение.

Значение $[\sigma]_{\max}$ при расчетах на статическую прочность принимают равным $0,8\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала

вала. При невыполнении условия прочности следует увеличить диаметр вала или изменить характеристики материала вала.

6.1.4 Расчет на сопротивление усталости

Валы при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. В этом случае основной вид разрушения валов, как установлено практикой, – усталостное разрушение. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным расчетом на прочность.

Расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности S в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов и расположением зон концентрации напряжений, и сравнении их с допустимыми значениями коэффициентов запаса прочности $[S]$. При этом должно выполняться условие усталостной прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S],$$

где $[S] = 1,5 \dots 2,0$;

S_{σ} и S_{τ} – запас сопротивления усталости только по изгибу и только по кручению соответственно:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot K_{\sigma} / (K_d \cdot K_F) + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}; \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot K_{\tau} / (K_d \cdot K_F) + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала, определяемые по таблицам или по приближенным формулам

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5) \sigma_B; \quad \tau_{-1} \approx (0,2 \dots 0,3) \sigma_B,$$

σ_a и τ_a – амплитуды циклов напряжений;

σ_m и τ_m – средние напряжения циклов напряжений;

K_d и K_F – масштабный фактор и фактор шероховатости поверхности (назначаются по таблицам А12 и А13);

K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (таблица А14);

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, корректирующие влияние средних напряжений циклов напряжений на сопротивление усталости (их значения принимают в зависимости от предела прочности материала вала).

σ_b , МПа	350...520	520...720	720...1000	1000...1200
ψ_σ	0	0,05	0,1	0,2
ψ_τ	0	0	0,05	0,1

При расчете σ_a , τ_a , σ_m и τ_m необходимо прежде всего установить характер циклов нагружений.

В практических случаях можно пользоваться следующими рекомендациями:

а) при вращении вала в одну сторону или при редком его реверсировании принимают, что напряжение изгиба изменяется по симметричному циклу, а напряжение кручения – по отнулевому; при этом

$$\sigma_m = 0; \quad \dot{\sigma}_a = \sigma; \quad \tau_a = \tau_m = 0,5\tau,$$

$$\text{где } \sigma = \frac{M_n}{W} \approx \frac{M_n}{0,1d^3}; \quad \tau = \frac{M_k}{W_\rho} \approx \frac{M_k}{0,2d^3};$$

M_n , M_k – изгибающий и крутящий моменты в расчетном сечении;

d – диаметр вала;

б) в случае частого реверсирования вала, что наблюдается в приводах следящих систем, принимают, что напряжения изгиба и кручения изменяются по симметричному циклу; при этом

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma; \quad \tau_m = 0; \quad \tau_a = \tau.$$

При невыполнении условия усталостной прочности следует добиться его выполнения коррекцией параметров вала (диаметра и механических характеристик материала).

6.2 РАСЧЕТ ОСЕЙ

6.2.1 Проектировочный расчет

В приводах РЭА используются оси, имеющие две опоры, и консольные оси, неподвижные и вращающиеся. По конструкции оси составляют расчетную схему (балка на двух шарнирных опорах или защемленная одним концом). Определяют горизонтальные R_x , вертикальные R_y реакции опор и строят эпюры изгибающих моментов M_y для горизонтальной и M_x вертикальной плоскостей. Устанавливают опасное сечение по максимуму полного изгибающего момента: $M_{и} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$.

Из условия прочности на изгиб определяют диаметр оси, м:

$$d \geq 3 \sqrt[3]{\frac{M_{и \cdot \max}}{0,1[\sigma]}}$$

где $M_{и \max}$ – максимальный изгибающий момент, Н·м;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение изгиба, Па.

Выбор $[\sigma]$. В неподвижных осях напряжения изменяются по отнулевому циклу. В этом случае для осей, изготовляемых из углеродистых сталей, МПа:

$$[\sigma] = [\sigma_0] = 100 \dots 160,$$

где $[\sigma_0]$ – допускаемое напряжение изгиба материала при нулевом цикле.

Меньшие значения рекомендуется принимать при наличии концентраторов напряжений. Во вращающихся осях напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу. Для них принимают

$$[\sigma] = (0,5 \dots 0,6) [\sigma_0].$$

Если ось в расчетном сечении имеет шпоночный паз, то получаемый диаметр увеличивают примерно на 10 % и округляют до ближайшего большего значения из ряда Ra 40, в мм.

6.2.2 Проверенный расчет

Расчет осей на сопротивление усталости и изгибную жесткость – частный случай расчета валов при крутящем моменте $M_z = 0$.

7 ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Чаще всего в качестве опор валов и осей в механизмах радиоэлектронных устройств применяют подшипники скольжения и качения.

Подшипники скольжения применяют при необходимости получить небольшие габаритные размеры опоры и повышенных требованиях к бесшумности работы механизма. Эти подшипники отличаются простой конструкцией и небольшой стоимостью, но на них накладываются ограничения по скорости вращения вала. Они часто могут требовать специальных систем смазки подшипникового узла.

Наибольшее распространение получили цилиндрические подшипники качения. Достоинства их заключаются в малом моменте трения, особенно в период пуска, что имеет первостепенное значение для механизмов с часто повторяющимся пуском.

7.1 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Для подшипников сухого и граничного трения используют приближенные методы расчета – по удельному давлению:

$$P = \frac{F}{l \cdot d} \leq [P], \quad (7.1)$$

где F – нагрузка на опору, Н;

d, l – внутренний диаметр и длина вкладыша, мм;

$[P]$ – допускаемое давление, МПа.

Подшипники скольжения рассчитывают также по критерию теплостойкости, который предусматривает обеспечение нормального теплового режима работы опоры. Принимая во внимание, что интенсивность тепловыделения пропорциональна развиваемой удельной мощности сил трения, критерий теплостойкости выражается условием

$$P_v = \frac{F}{l \cdot d} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \approx \frac{F \cdot n}{19,1 \cdot 10^3 \cdot l} \leq [P \cdot v],$$

где v – расчетная скорость скольжения, м/с;

n – частота вращения цапфы вала, мин⁻¹;

$[P \cdot v]$ – допускаемое значение критерия теплостойкости МПа·м/с.

Условия смазки существенно влияют на допускаемое значение $[P \cdot v]$: при периодической смазке табличное значение можно увеличить на 50 %, а при регулярной – на 100 % (таблица А15).

7.2 РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Расчет подшипников качения заключается в определении долговечности L_h , которая характеризует вероятный ресурс работы подшипника в зависимости от нагрузки, скорости, температуры и других факторов. Под расчетной долговечностью L_h понимают время (ч), в течение которого гарантируется 90 %-я надежность работы подшипников при определенных условиях эксплуатации. Если частота вращения кольца подшипника $n > 1$ мин⁻¹, то расчет ведут по динамической грузоподъемности C . Для $n \leq 1$ мин⁻¹ определяется лишь статическая грузоподъемность (если $1 < n < 10$, то $n = 10$).

Условие работоспособности подшипника качения имеет вид:

$$L_h \leq \left[10^5 / (6n) \right] \cdot (C / F_3)^P; \quad C_p = (6 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot L_h)^{\frac{1}{P}} \cdot F_3 \leq C,$$

где C – динамическая грузоподъемность (справочн.);

F_3 – расчетная (эквивалентная нагрузка), Н;

P – степенной показатель (для шарикоподшипников $P = 3$, для роликовых – $P = 10/3$);

C_p – расчетная динамическая грузоподъемность подшипника, Н.

Значение F_3 определяют по следующим формулам:
для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$F_3 = (XVF_r + YF_a) K_\delta K_T;$$

для упорных подшипников

$$F_3 = F_a K_\delta K_T,$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузка, Н;

X и Y – безразмерные коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника и способа нагружения (справочная);

V – кинематический коэффициент, учитывающий число нагружений тел качения при работе подшипника (если вращается внутреннее кольцо, то $V = 1$, если наружное – $V = 1,2$);

K_δ – динамический коэффициент безопасности, учитывающий кратковременные дополнительные нагрузки на подшипник, для передаточных механизмов с возможными незначительными перегрузками и толчками $K_\delta = 1,1 \dots 1,5$;

K_T – температурный коэффициент, который зависит от теплового режима работы подшипников.

$T, ^\circ\text{C}$	125	150	175	200	225	250
K_T	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

При вращения колец подшипника с частотой менее 1 мин^{-1} , подшипник выбирают так, чтобы эквивалентная статическая нагрузка P_0 не превышала статической грузоподъемности C_0 . Эквивалентную статическую нагрузку P_0 при чисто радиальном или осевом нагружении полагают равной внешней нагрузке, а при комбинированном нагружении определяют как большую из двух значений, рассчитанных по формулам

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad P_0 = F_r.$$

Для радиальных шарикоподшипников $X_0 = 0,6$; $Y_0 = 0,5$, для радиально-упорных $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,47$ (для $\alpha = 12^\circ$).

8 КОРПУСА И КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Корпуса и корпусные детали служат для установки подвижных и неподвижных деталей и сборочных единиц механизмов приборов, в частности опор в виде подшипников скольжения и качения, электродвигателей и т. д., а также для их защиты от внешних воздействий, удобства монтажа и безопасности эксплуатации. Выбор типа и формы корпусов зависит от функционального назначения, условий эксплуатации, места установки, серийности, кинематической и компоновочной схем механизма. По конструктивным признакам и условиям сборки корпуса механизмов приборов разделяют на цельные, разъемные и сборные.

Цельные корпуса призматической или коробчатой формы обладают высокой прочностью и жесткостью, что позволяет проектировать конструкции с различным пространственным расположением деталей и узлов механизмов, для установки которых предусматривают монтажные отверстия. Цельные корпуса изготавливают, как правило, литьем с последующей механической обработкой.

Разъемные корпуса обычно состоят из двух частей, плоскость разъема которых в зависимости от компоновочной схемы механизма совпадает с плоскостью осей валов или располагается перпендикулярно к осям валов. Разъемные корпуса также обладают высокой прочностью и жесткостью, достаточно хорошо защищают детали и узлы механизмов от внешних воздействий и допускают применение поузлового принципа сборки механизма.

Сборные корпуса состоят из отдельных деталей, соединяемых винтами, штифтами или сваркой. Одноплатные конструкции корпусов часто изготавливают с цилиндрическими приливами, в которые устанавливают подшипники и т. д. Детали или узлы механизма могут располагаться по одну или обе

стороны платы. Корпуса этого типа технологичны, обеспечивают узловую сборку и удобство регулировки, допускают унификацию большого числа применяемых деталей и узлов. Их используют как в серийном, так и в единичном производствах. Двухплатные корпуса изготавливают как с регулируемым, так и нерегулируемым расстоянием между платами. Обычно применяют двухплатные корпуса с параллельным расположением плат, которые соединяют между собой стойками и закрепляют винтами или развальцовкой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Муха, Т.И. Приводы машин. Справочник / Т.И. Муха, Б.В. Януш, А.П. Цуников; под ред. В.В. Длоугого. – Л.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
2. Дрыгин, В.В. Проектирование механизмов подъема груза: методические указания по дисциплине «Подъемно-транспортные и погрузочно-разгрузочные машины» / В.В. Дрыгин. – Хабаровск: ХАБИИЖТ, 1981.
3. Дунаев, П.Ф., Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
5. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.
6. Иванов, М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование / М.Н. Иванов, В.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1975. – 551 с.
7. Детали машин: Атлас конструкции / под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с.
8. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
9. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
10. Яворский, Н.И. Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора / Н.И. Яворский, Ю.В. Козерод. – Хабаровск: ДВГУПС, 1992.
11. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976. – 608 с.
12. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
13. Дрыгин, В.В. Единая система конструкторской документации в курсовом и дипломном проектировании / В.В. Дрыгин, Ю.В. Козерод. – 3-е изд. – Хабаровск: ДВГУПС, 1998. – Ч. 1: Оформление пояснительной записки: методические указания на выполнение курсового и дипломного проектирования. – 25 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
Справочные данные

Таблица А1 – Ориентировочные значения основных характеристик механических передач (с учетом потерь в подшипниках)

Виды передач	Передаточное число		КПД при номинальной нагрузке
	часто встречающееся	наибольшее	
Цилиндрические зубчатые: прямозубые косозубые	3...5 4...7	10...12 12...15	0,90...0,98
Конические зубчатые	2...4	5...10	0,88...0,94
Винтовые зубчатые	1...4	8...10	0,75...0,9
Червячные: однозаходные самотормозящиеся	30...100	300	0,5
однозаходные несамотормозящиеся	30...60	до 300	0,5...0,7
двухзаходные самотормозящиеся	15...40	50...60	0,7...0,8
многозаходные	10...20	30...40	0,80...0,90
Ременные: плоскоременные	2...4	5...7	0,80...0,95
клиноременные	3...6	8...10	0,90...0,95
круглоременные	2...3	6	0,8...0,9
Фрикционные	2...4	8...10	0,75...0,90

Таблица А2 – Механические свойства сталей

Марка стали	Твердость		Предел прочности $\sigma_{в,2}$ Н/мм ²	Предел текучести $\sigma_{т,2}$ Н/мм ²	Термическая обработка
	сердцевины НВ	поверхности HRC			
35	163...192	–	550	270	Нормализация
45	179...207	–	600	320	–
45	235...262	–	780	540	Улучшение
45	269...302	–	890	650	–
40X	235...262	–	790	640	–
40X	269...302	–	900	650	–
40X	269...302	46...51	900	750	Улучшение и закалка ТВЧ

Таблица А3 – Значения σ_{H0} и σ_{F0} в зависимости от способа термообработки

Термообработка	Марка сталей	σ_{H0} , Н/мм ²	σ_{F0} , Н/мм ²
Нормализация	35; 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ	2НВ + 70	1,8 НВ

Таблица А4 – Значения N_{H0} в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев

Средняя твердость поверхности зубьев	НВ	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC	–	27	34	39	44	48	53	57	61
N_{H0} , млн циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Таблица А5 – Значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев колеса, НВ	$K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ в зависимости от коэффициента ψd				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Симметричное	≤ 350	1,01/1,01	1,02/1,03	1,03/1,05	1,04/1,07	1,07/1,14
	> 350	1,01/1,02	1,02/1,04	1,04/1,08	1,07/1,14	1,16/1,3
Несимметричное	≤ 350	1,03/1,05	1,05/1,1	1,07/1,17	1,12/1,25	1,19/1,42
	> 350	1,06/1,09	1,12/1,18	1,2/1,3	1,29/1,43	1,48/1,73
Консольное, опоры шарикоподшипники	≤ 350	1,08/1,16	1,17/1,37	1,28/1,64	–	–
	> 350	1,22/1,33	1,44/1,7	–	–	–
Консольное, опоры роликоподшипники	≤ 350	1,06/1,1	1,12/1,22	1,19/1,38	1,27/1,57	–
	> 350	1,11/1,2	1,25/1,44	1,45/1,71	–	–

Примечание. в числителе даны значения $K_{H\beta}$, а в знаменателе – $K_{F\beta}$.

Таблица А6 – Значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Тип колес	Твердость поверхности зубьев колеса, HV	Значения коэффициентов	
		$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$
Прямозубые	≤ 350	1,2	1,4
	> 350	1,1	1,2
Косозубые и шевронные	≤ 350	1,1	1,2
	> 350	1,05	1,1

Таблица А7 – Механические характеристики материалов венцов червячных колес

Материал колеса	Механические характеристики, H/mm^2	
	σ_b	σ_t
Бр010Ф1	275	200
БрА9ЖЗЛ	500	230
БрА10Ж4Н4Л	650	430
ЛЦ23А6ЖЗМц2	450	295

Таблица А8 – Сочетания m и q

m , мм	1; 1,25; 1,6; 2	2,5; 3; 15; 4; 5	6,3	8; 10; 12,5
q	10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20

Таблица А9 – Значения φ' в зависимости от фактической скорости скольжения $v_{сф}$

Материал	Угол φ' при скорости скольжения $v_{сф}$, м/с венца колеса							
	1,0	1,5	2	2,5	3	4	7	10
Оловянные бронзы	2°30'	2°20'	2°	1°40'	1°30'	1°20'	1°	0°55'
Безоловянные бронзы, латуни и чугуны	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°	1°40'	1°30'	1°20'

Таблица А10 – Значения A , B , $\lambda_{пре}$

Материал	a , МПа	b , МПа	$\lambda_{пре}$
Ст3 и сталь 20	310	1,14	100
Ст5 и сталь 30	345	1,24	90

Таблица А11 – Механические характеристики материалов валов

Марка	Твердость, НВ, не ниже	Механические характеристики стали, МПа			
		σ_b	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
45	200	560	280	250	150
	270	900	650	380	230
40Х	200	730	500	320	210
	270	900	750	410	240
40ХН	240	820	650	360	210
	270	920	750	420	250
20Х	197	650	400	300	160
12ХНЗА	260	950	700	420	210

Таблица А12 – Значения коэффициента K_d

Материал	K_d при диаметре вала d , мм						
	≤ 10	20	30	40	50	70	100
Для углеродистых сталей	1	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Для легированных сталей	1	0,83	0,77	0,73	0,70	0,67	0,6

Таблица А13 – Значения коэффициента K_F

Показатель шероховатости поверхности Ra , мкм	K_F при σ_b , МПа			
	500	700	900	1200
0,1...0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,8...3,2	0,95	0,9	0,81	0,8

Таблица А14 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ

Фактор концентрации напряжений	K_σ		K_τ	
	σ_b , МПа			
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
1	2	3	4	5
Галтель при $r/d = 0,02$	2,5	3,50	1,80	2,10
($D/d = 1,25...2$) 0,06	1,85	2,00	1,40	1,43
0,10	1,60	1,64	1,25	1,35

1	2	3	4	5	
Выточка при $r/d = 0,02$ ($t = r$)	0,06	1,90	2,35	1,40	1,70
	0,06	1,80	2,00	1,35	1,65
	0,10	1,70	1,85	1,25	1,50
Поперечное отверстие при $a/d = 0,05 \dots 0,25$	1,90	2,00	1,75	2,00	
Шпоночный паз	1,70	2,00	1,40	1,70	
Шлицы	При расчете по внутреннему диаметру можно принимать $K_a = K_r = 1$				
Прессовая посадка при $p \geq 200$ МПа (без конст- руктивных мер, умень- шающих концентрацию)	2,4	3,6	1,8	2,5	
Резьба	1,8	2,4	1,2	1,5	

Примечание. При наличии нескольких концентраторов напряжений в одном сечении в расчет принимается тот, у которого больше K_a или K_r .

Таблица А15 – Значения $[P]$ и $[P \cdot v]$

Наименование материала вкладыша	$[P]$, МПа	$[P \cdot v]$, МПа·м/с
Бронза:		
Бр. ОЦС 5-5-5	8	12
Бр. АЖ 9-4	15	12
Пористый бронзографит:		
$v = 0,1$ м/с	15	15
$v = 1$ м/с	5	5
Резина	4	10
Текстолит	12	30
Капрон	5	10

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
Справочные данные

Для реверсивного механизма прибора выбрать электродвигатель постоянного тока, построить структурную и кинематическую схемы, провести силовой расчет передаточного механизма.

Кинематический расчет

Исходные данные:

Угол поворота выходного вала α , °	500
Время поворота t , с	1
Момент сопротивления M_c , Н·м	0,1

Требуемая мощность на выходе:

$$P_{\text{вых}} = M_c \cdot \omega,$$

где $\omega = \frac{2\pi\alpha}{360t}$ – угловая скорость выходного вала.

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 500}{360 \cdot 1} = 8,72 \text{ с}^{-1}.$$

$$P_{\text{вых}} = 0,1 \cdot 8,72 = 0,87 \text{ Вт}.$$

Так как структура механизма пока неизвестна, условно примем его КПД = 0,5. Тогда мощность электродвигателя:

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{вых}} / \text{КПД} = 0,87 / 0,5 = 1,74 \text{ Вт}.$$

Выбираем электродвигатель МН-145А с выходной мощностью $P_{\text{дв}} = 2,45$ Вт, крутящим моментом $M_{\text{дв}} = 0,165$ Н·м и скоростью вращения вала $\omega_{\text{дв}} = 145 \text{ мин}^{-1} = 15,18 \text{ с}^{-1}$.

Передаточное отношение механизма

$$u = \omega_{\text{дв}} / \omega = 15,18 / 8,72 = 1,74.$$

Такое передаточное отношение обеспечивается одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачей. Число зубьев

входного колеса $z_1 = 20$, выходного $z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 1,74 = 34,8$. Число z_2 нецелое, что невозможно. Выбираем $z_2 = 35$, при этом $u = 1,75$. Погрешность передаточного отношения 0,6% от 500° равно 3° , что будет учтено при расчете на точности.

Структурная схема механизма показана на рисунке Б1, кинематическая – на рисунке Б2.

Функция преобразования

$$\alpha = f(\alpha_{\text{вх}}) = \alpha_{\text{вх}} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \alpha_{\text{вх}} \cdot \frac{20}{35} = 0,57\alpha_{\text{вх}}.$$

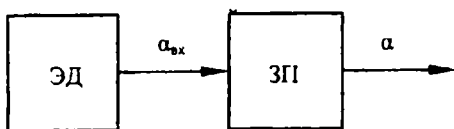


Рисунок Б1 – Структурная схема механизма

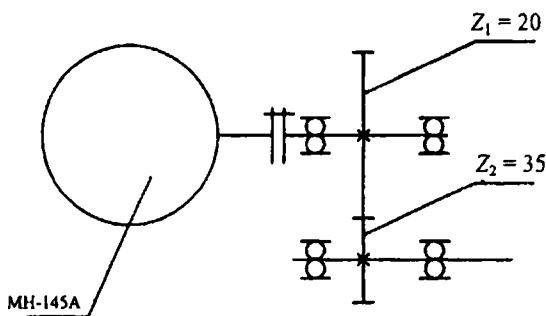


Рисунок Б2 – Кинематическая схема механизма

Силовой расчет

Выполним расчет зубчатой передачи.

Зубчатая передача является закрытой и работает со смазкой, поэтому основным является расчет межосевого расстояния из условия контактной прочности зубьев:

$$a = (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0,34 \cdot 10^6}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{KM_1}{\psi_a u k_n}},$$

где $u = u_p = 1,75$ – передаточное отношение редуктора;

$[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, для улучшенных колес из стали 40X $[\sigma_H] = 770$ МПа;

K – коэффициент нагрузки, с учетом консольного расположения звездочек цепной передачи на валах редуктора $K = 1,5$;

M_1 – момент на шестерне, $M_1 = M_c = 0,1$ Н·м;

ψ_a – коэффициент ширины колеса, для прямозубых колес $\psi_a = 0,3$;

k_n – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых колес $k_n = 1$.

Расчетное значение межосевого расстояния

$$a = (1,75 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0,34}{770}\right)^2 \frac{1,5 \cdot 0,1}{0,3 \cdot 1,75 \cdot 1}} = 0,0105 \text{ м.}$$

Округляем расчетное значение до ближайшего большего стандартного $a = 12$ мм.

Модуль зубчатой передачи $m = 2a / (z_1 + z_2) = 2 \cdot 12 / (20 + 35) \approx \approx 0,44$ мм.

Округляем расчетное значение до ближайшего большего стандартного $m = 0,5$ мм.

Уточненное значение межосевого расстояния $a = 0,5m (z_1 + z_2) = = 13,75$ мм.

Проверим передачу на изгиб зубьев. Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{2M_1\gamma}{Ym^2 Bz_1 k_n},$$

где γ – коэффициент износа, для закрытых передач $\gamma = 1$;

Y – коэффициент формы зуба, для $z_1 = 20$ $Y = 0,372$;

B – ширина зубчатого колеса, $B = a \cdot \psi_a = 13,75 \cdot 0,3 \approx 5$ мм.

В результате получаем

$$\sigma_{и} = \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 1}{0,372 \cdot 0,5^2 \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 1} = 21,5 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Допустимое значение $[\sigma_{и}]$ определяется по формуле

$$[\sigma_{и}] = \frac{1,5\sigma_{-1}k_p}{[n]k_{\sigma}},$$

где σ_{-1} – предел выносливости при изгибе, для стали 40Х $\sigma_{-1} = 455$ МПа;

k_p – коэффициент режима нагрузки, при неравномерной нагрузке $k_p = 1,5$;

$[n]$ – требуемый коэффициент запаса прочности, $[n] = 1,5$;

k_{σ} – коэффициент концентрации напряжений, $k_{\sigma} = 1,5$.

$$[\sigma_{и}] = \frac{1,5 \cdot 455 \cdot 1,5}{1,5 \cdot 1,5} = 455 \text{ МПа.}$$

Расчетное значение напряжений 21,5 МПа меньше допустимого 455 МПа, следовательно, изгибная прочность зубьев обеспечивается.

Расчеты типовых элементов механизма

Расчет выходного вала на кручение.

На выходной конец вала действует момент сопротивления $M_c = 0,1$ Н·м. Условие прочности вала может быть записано в виде

$$\tau_k = \frac{M_c}{W_p} \leq [\tau_k],$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения вала:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_b^3}{16},$$

где d_b – диаметр вала, $d_b = 6$ мм;

$[\tau_k]$ – допускаемые напряжения для материала вала при кручении, для улучшенной стали 40Х при знакопеременной нагрузке $[\tau_k] = 115$ МПа.

Отсюда

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_c}{\pi \cdot d_B^3} = \frac{16 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 0,006^3} = 2,36 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,36 \text{ МПа.}$$

Так как $\tau_k = 2,36$ МПа $<$ $[\tau_k] = 115$ МПа, прочность выходного вала обеспечивается.

Расчет штифтового соединения

Выполним расчет штифтового крепления зубчатого колеса на выходном валу. Эскиз соединения показан на рисунке БЗ. Конструктивные размеры: $d_B = 10$ мм, $D = 15$ мм. На соединение действует выходной момент сопротивления $M_c = 0,1$ Н·м. Требуется рассчитать диаметр штифта.

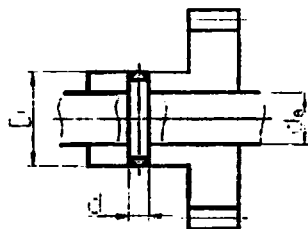


Рисунок БЗ – Эскиз штифтового соединения

Расчет штифта на срез.

Условие прочности штифта

$$\tau_{ср} = \frac{2M_c}{d_B \cdot A_{ср}} \leq [\tau_{ср}],$$

где $A_{ср} = \pi d^2/4$ – площадь среза;

$[\tau_{ср}]$ – допускаемые напряжения для материала штифта при срезе,

$[\tau_{ср}] = 80$ МПа.

Отсюда

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot M_c}{\pi \cdot d_b \cdot [\tau_{cp}]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 80 \cdot 10^6}} = 0,56 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,56 \text{ мм.}$$

Расчет штифта на смятие.

Условие прочности штифта

$$\sigma_{cm} = \frac{2M_c}{d_b \cdot A_{cm}} \leq [\sigma_{cm}],$$

где $A_{cm} = d(D - d_b)$ – площадь смятия;

$[\sigma_{cm}]$ – допускаемые напряжения для материала штифта при смятии,

$$[\sigma_{cm}] = 200 \text{ МПа.}$$

Отсюда

$$d = \frac{2 \cdot M_c}{d_b \cdot (D - d_b) \cdot [\sigma_{cm}]} = \frac{2 \cdot 0,1}{0,01 \cdot (0,015 - 0,01) \cdot 200 \cdot 10^6} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 0,02 \text{ мм.}$$

По результатам расчета диаметр штифта должен быть не менее 0,56 мм. В соответствии с диаметром вала выбираем штифт диаметром 1,6 мм.

Выбор подшипников качения

Так как вал двигателя имеет диаметр 6 мм, то входной вал механизма будет иметь тот же диаметр, он же является посадочным диаметром подшипников. Выходной вал для унификации установлен на подшипниках такого же размера. При крутящем моменте на выходном валу $M_c = 0,1 \text{ Н·м}$, радиальная нагрузка на подшипники $F_r = 2M_c / d_2 = 2 \cdot 0,1 / 17,5 \cdot 10^{-3} = 11,43 \text{ Н}$. Осевая нагрузка F_a равна нулю, так как используются цилиндрические

прямозубые колеса, поэтому выбираем радиальные шарикоподшипники. Скорость вращения валов больше 1 мин^{-1} , поэтому расчет ведется по динамической грузоподъемности.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = (XVF_r + YF_a)K_6K_T,$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, для радиального подшипника $X = 0,6$;

V – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце и неподвижном наружном $V = 1$;

K_6 – коэффициент безопасности, для нормальных условий $K_6 = 1$;

K_T – температурный коэффициент, при нормальных температурных условиях равен 1.

В итоге получим $P = 0,6 \cdot 11,43 = 6,86 \text{ Н}$.

Срок службы по заданию $L_h = 5000$ часов, или в оборотах:

$$L = 60n L_h \cdot 10^{-6}, \text{ млн об};$$

где n – скорость вращения, мин^{-1} ;

$n = 83,3 \text{ мин}^{-1}$ (из кинематического расчета).

Срок службы $L = 60 \cdot 83,3 \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 25 \text{ млн об}$.

Расчетная динамическая грузоподъемность

$$C_p = L^{1/\alpha} P,$$

где α – коэффициент, зависящий от типа подшипника, для радиального подшипника $\alpha = 3$.

Расчетная динамическая грузоподъемность $C_p = 25^{1/3} \cdot 6,86 = 20 \text{ Н}$.

По ГОСТ 8338–75 выбираем радиальный однорядный шарикоподшипник с посадочным диаметром 6 мм и динамической грузоподъемностью больше 20 Н. Подходящий подшипник – 1000096 (наружный диаметр 15 мм, ширина – 5 мм, динамическая грузоподъемность – 1470 Н).

ПРИЛОЖЕНИЕ В
Справочные данные

Варианты заданий на курсовую работу по дисциплине «Элементы приборов»

Вариант	Момент нагрузки $M_n, Н \cdot м$	Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹	Угловое ускорение вращения выходного вала $E_{\omega}, рад/с^2$	Момент инерции нагрузки $J_n, кг \cdot м^2$	Температура эксплуатации, °С	Род тока	Срок службы, ч не менее, ч	Критерий расчета	Режим работы	Метод расчета, процент риска при расчете, точность	Рабочий угол поворота выходного вала	Точность обработки, не хуже	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	0,5	14	20	0,15	-20...+40	П	3000	Минимизация суммарного межосевого расстояния	К	В-1%	$\pm 1080^\circ$	20'	
2	1	10	10	0,3	-20...+40	Дп	2000	Минимизация массы	К	В-4,5%	$\pm 120^\circ$	25'	
3	0,35	20	10	0,2	± 40	П	100	Минимизация массы	К	М-М	$\pm 1440^\circ$	20'	
4	1,25	15	5	0,5	± 50	П	500	Быстродействие	К	В-10%	$\pm 45^\circ$	15'	Пуски частые
5	0,5	14	20	0,15	-20...+40	Дп	500	Минимизация суммарного линейного расстояния	К	В-4,5%	$\pm 3600^\circ$	20'	
6	0,6	20	8	0,25	± 40	Дп	1000	Минимизация суммарной площади зубчатых колес	К	М-М	$\pm 7200^\circ$	30'	
7	1,25	15	5	0,5	± 50	П	500	Быстродействие	К	В-1%	$\pm 45^\circ$	15'	Пуски редкие
8	0,5	14	20	0,15	-20...+40	П	300	Минимизация погрешности	К	В-10%	$\pm 20^\circ$	20'	
9	0,35	20	10	0,2	± 40	П	300	Минимизация габаритов	К	В-10%	$\pm 720^\circ$	20'	

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
10	0,6	20	8	0,25	±40	П	500	Равенство диаметров зубчатых колес	К	В-10%	±60°	30'	
11	0,35	20	10	0,2	±40	П	500	Минимизация погрешности	К	В-1%	±20°	20'	
12	0,5	14	20	0,15	-20...+40	П	1000	Минимизация массы	К	М-м	±180°	20'	
13	0,6	20	8	0,25	±40	Пр	1000	Минимизация массы	К	В-1%	±7200°	30'	
14	1	10	10	0,3	-20...+40	Пр	1500	Быстродействие	К	В-10%	±1800°	25'	Пуски час- тые
15	0,35	20	10	0,2	±40	П	100	Быстродействие	К	В-4,5%	±1080°	20'	Пуски час- тые
16	0,6	20	8	0,25	±40	П	300	Быстродействие	К	М-м	±30°	30'	
17	0,5	14	20	0,15	-20...+40	П	100	Быстродействи	К	В-0,27%	±90°	20'	
18	1	10	10	0,3	-20...+40	Пр	3000	Минимизация погрешности	К	В-1%	±40°	25'	
19	1,25	15	5	0,5	±50	Пр	1000	Минимизация массы	К	М-м	±20°	15'	
20	1	10	10	0,3	-20...+40	Пр	1000	Минимизация габаритов	К	В-0,27%	±20°	25'	
21	1,25	15	5	0,5	±50	П	300	Минимизация габаритов	К	М-м	±180°	15'	
22	0,35	20	10	0,2	±40	П	50	Быстродействие	К	В-1%	±30°	20'	Пуски ред- ные
23	1,25	15	5	0,5	±50	Пр	100	Минимизация погрешности	К	В-0,27%	±1080°	15'	
24	0,6	20	8	0,25	±40	Пр	500	Минимизация погрешности	К	М-м	±9000°	30'	

Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
25	1	10	10	0,3	-20...+40	П	1000	Быстродействие	К	М-м	$\pm 1080^\circ$	25'	Пуски ре- рие
26	$5 \cdot 10^{-3}$	25000	Опреде- лить	-	± 60	Пр	2500	Минимизация суммарной площади	Д	В-4,5%	$\pm 360^\circ$	950'	
27	$5 \cdot 10^{-3}$	25000	Опреде- лить	-	-20...+80	Пр	3000	Быстродействие	К	В-0,27%	$\pm 300^\circ$	900'	
28	$4 \cdot 10^{-3}$	25000	Опреде- лить	-	± 50	Пр	3000	Минимизация массы	К	В-4,5%	$\pm 7200^\circ$	300'	

Род тока: П – постоянный; Пр – переменный.

Режим работы: К – кратковременный; Д – долговременный.

Метод расчета, процент риска при расчете, точность: В – вероятностный; М-м – максимум-минимум.

Учебное издание

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРОВ

Методические указания
к выполнению курсовой работы для студентов
приборостроительных специальностей

Составители:
КОЛЕСНИКОВ Василий Сергеевич
НОВИКОВ Александр Анатольевич

Редактор Л.Н. Шалаева
Технический редактор О.В. Дубовик
Компьютерная верстка О.В. Дубовик

Подписано в печать 29.03.2009.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.
Усл. печ. л. 3,78. Уч.-изд. л. 2,96. Тираж 150. Заказ 1135.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.