

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Макушев Андрей Евгеньевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 07.08.2023 13:24:31
Уникальный программный ключ:
4c46f2d9ddda3fafb9e57683d11e5a4257b0ddfe

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

«Чувашский государственный аграрный университет»

(ФГБОУ ВО Чувашский ГАУ)



ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Учебно-методическое пособие по выполнению
курсового проекта

Чебоксары 2023 г.

УДК 621.81 (075)
ББК 34.44

Григорьев А.О.

Детали машин и основы конструирования: учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта. – Чебоксары: Чувашский ГАУ, 2023. – 77 с.

Учебно-методическое пособие подготовлено в соответствии с Федеральным государственным образовательным стандартом высшего образования по направлению 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, направленность (профиль) – «Автомобили и автомобильное хозяйство», «Автомобильный сервис» и предназначено для выполнения курсовой работы.

Определяет последовательность выполнения курсового проекта, его объем и содержание.

При составлении методических указаний не ставилась цель создания справочника, поэтому при разработке курсового проекта необходимо пользоваться дополнительной литературой.

Рецензент:

к.т.н., доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов ФГБОУ ВО ЧГАУ Егоров В.П.

Рассмотрено и одобрено методической комиссией инженерного факультета ФГБОУ ВО Чувашский ГАУ (протокол № 8 от «20» апреля 2023 г.)

© Григорьев А.О., 2023

© ФГБОУ ВО Чувашский ГАУ, 2023

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по дисциплине "Детали машин и основы конструирования" является первой творческой конструкторской работой будущего инженера.

Цель курсового проекта - освоить необходимую информацию о конструктивных особенностях, достоинствах и недостатках, области применения деталей машин общего назначения, то есть таких деталей, которые встречаются в абсолютном большинстве машин; получить представления, знания, умения, навыки, необходимые для последующего изучения специальных дисциплин и в дальнейшей их практической деятельности.

Основным объектом индивидуальных заданий для проектирования являются приводы машин и оборудования (с электродвигателем, редуктором, вариатором или коробкой передач заданного типа, открытыми передачами и соединительными муфтами). Выбор объясняется как широким распространением данного узла, так и тем обстоятельством, что он наиболее полно охватывает предмет курса «Детали машин и основы конструирования».

В процессе проектирования студенту предстоит обеспечить требуемую долговечность работы привода, высокую надежность. Серьезное внимание должно быть уделено технологичности конструкции (простоте изготовления, удобству сборки и регулировки), предохранению от перегрузок, коррозии и самоотвинчивания, обеспечению нормального температурного режима работы привода, выбору смазочных и уплотнительных устройств.

Выполнение курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования», в соответствии с требованиями ФГОС ВО, направлена на формирование следующих профессиональных компетенций:

- методики поиска, сбора и обработки информации, метод системного анализа (УК-1.1);
- применять методики поиска, сбора, обработки информации, системный подход для решения поставленных задач и осуществлять критический анализ и синтез информации, полученной из актуальных российских и зарубежных источников (УК-1.2);
- навыки поиска, сбора и обработки, критического анализа и синтеза информации, для решения поставленных задач (УК-1.3);
- демонстрирует знание основных законов математических и естественных наук, необходимых для решения типовых задач профессиональной деятельности (ОПК-1.1);
- использует знания основных законов математических и естественных наук для решения стандартных задач в области эксплуатации транспортных и транспортно-технологических машин (ОПК-1.2);
- демонстрирует знание современных технологий в профессиональной деятельности (ОПК-5.1);

- обосновывает и реализует современные технологии по обеспечению работоспособности машин и оборудования в области эксплуатации транспортных и транспортно-технологических машин (ОПК-5.2);

- обеспечивает безопасные условия выполнения производственных процессов (ОПК-5.3);

- выявляет и устраняет нарушения правил безопасного выполнения производственных процессов (ОПК-5.4);

- проводит профилактические мероприятия по предупреждению производственного травматизма и профессиональных заболеваний (ОПК-5.5).

Настоящие методические указания призваны помочь студенту ясно представить объем и последовательность работы над проектом, ее методику, основные требования к выполнению отдельных ее этапов.

В целях ограничения объема в методических указаниях содержится лишь минимальный теоретический и справочный материал. Во всех необходимых случаях имеется ссылка на литературные источники, где тот или иной материал изложен наиболее полно.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В индивидуальном задании (приложение 2), выдаваемом студенту в начале проектирования (для студентов-заочников – на установочной лекции), содержится схема привода, указано его назначение. Даются также основные исходные данные для проектирования: номинальная мощность и частота вращения на выходном валу, диапазон регулирования (для вариаторов), частоты вращения ступеней (для коробок передач). В порядке уточнения и конкретизации задания студенту разрешается выбрать самостоятельно:

- планируемый срок эксплуатации привода, его долговечность (в годах, с уточнением сезонности и сменности, или непосредственно в часах);
- характер изменения нагрузки (коэффициент кратковременной перегрузки, реверсивность работы и др.);
- температурный режим эксплуатации привода;
- условия, в которых предполагается изготовление узлов и деталей привода (серийное или индивидуальное производство);
- допускаемое отклонение частоты вращения выходного вала.

Этим завершается начальный этап проектирования – разработка технического задания. В соответствии с ГОСТ 2.103-88 «Стадии разработки» предусмотрены следующие этапы разработки конструкторской документации:

- техническое предложение;
- эскизный проект;
- технический проект;
- рабочая конструкторская документация.

На каждом этапе проектирования решаются свои конкретные задачи. Так, этап эскизного проекта завершается разработкой конструкторской документации и действующего макета на её основе, дающих общее представление о конструкции и принципе работы устройства. После всесторонних испытаний макета и положительных результатах, подтверждающих конкурентоспособность избранного принципа работы устройства (т.е. успешной защиты этапа), начинается этап технического проекта. Здесь разрабатывается документация, дающая полное представление о проектируемом устройстве, которая является исходной для разработки рабочей документации, предназначенной для передачи предприятию – изготовителю на уровне серийного производства.

Ограниченность времени, которое отводится на выполнение курсового проекта, а также невозможность экспериментальной проверки работоспособности конструкции не позволяют реализовать при курсовом проектировании требования ГОСТ 2.103-88. Приходится отдельные этапы проектирования совмещать, оставаясь, по существу, на этапе эскизного проекта. Претензии на соблюдение ГОСТ 2.103-88 в полном объеме при курсовом проектировании деталей машин [13] выглядят наивными и неубедительными.

Конструкция проектируемого привода должна обеспечивать возможность его сборки и разборки, свободный доступ для регулировки, замены деталей. Тип и способ изготовления деталей выбираются в зависимости от объемов производства. Так, рекомендуется считать редуктор (вариатор) изделием серийного производства, а привод (раму, кожуха и др.) – индивидуального. Следовательно, детали редуктора могут быть выполнены как литые, штампованные и прессованные, а рама привода, как правило, должна быть выполнена как сварная из уголков, швеллеров, полос.

При выборе варианта конструкции необходимо максимально использовать унифицированные детали и узлы, сокращать номенклатуру используемых стандартных и нормализованных деталей и узлов.

2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Выбор электродвигателя производится по величине потребной мощности, определяемой по формуле:

$$P_{тр} = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}},$$

где $P_{вых}$ - мощность на выходном валу привода, кВт;

$\eta_{общ}$ - общий КПД привода, определяемый как произведение КПД отдельных передач (КПД подшипников качения допускается не учитывать).

Мощность на выходном валу привода может быть задана непосредственно или определена по формуле:

$$P_{вых} = T_{вых} \cdot \omega_{вых},$$

где $T_{вых}$, $\omega_{вых}$ - соответственно крутящий момент и угловая скорость выходного вала привода.

Ориентировочные значения КПД отдельных передач и типов опор приводятся в таблицах [7, табл. 1.1]. КПД проектируемой червячной передачи рекомендуется принимать предварительно равным 0,8, а в ходе проектирования вносить коррективы в расчеты в соответствии с действительным значением КПД, определяемым расчетами, если отклонение полученного значения КПД значительно.

Важно также осуществить оптимальный выбор двигателя по частоте вращения. Требуемую частоту вращения электродвигателя рекомендуется определять по формуле:

$$n_{тр} = n_{вых} \cdot u_{общ},$$

где $n_{вых}$ - частота вращения выходного вала привода;

$u_{общ}$ - среднее значение общего передаточного числа привода, свободно реализуемое заданной кинематической схемой (определяется как произведение наиболее приемлемых значений передаточных отношений отдельных передач привода).

По расчетным значениям потребной мощности $P_{тр}$ и частоте вращения $n_{тр}$ подбирается электродвигатель соответствующей номинальной мощности и частоты вращения ротора. Для применения в приводах рекомендуются

асинхронные двигатели серии 4А (но не устаревшие и снятые с производства двигатели серий А2, А02, АОП и др.), выпускаемые в 4-х вариантах по частоте вращения: 750, 1000, 1500 и 3000 мин⁻¹. При выборе частоты вращения следует учесть, что тихоходные электродвигатели имеют большие габариты, более материалоемки и дорогие, а быстроходные имеют меньший ресурс и при их применении увеличиваются габариты передач.

Перегрузка двигателей относительно номинальной мощности допускается не более 8% при дополнительных мерах по охлаждению.

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Кинематический расчет привода выполняется по номинальной частоте вращения выбранного двигателя по каталогу или определяемой по формуле.

$$n_{ном} = n_c(1 - \psi),$$

где n_c - синхронная частота вращения ротора;

ψ - коэффициент скольжения.

Расчетное передаточное число привода определяется при этом как

$u_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_{вых}}$, которое необходимо разбить по отдельным ступеням.

Последний этап следует отнести к числу наиболее ответственных на начальной стадии проектирования: от грамотности его решения зависят во многом металлоемкость и габариты привода, условия смазки зацеплений редукторов. В особенности это относится к цилиндрическим двух- и трехступенчатым редукторам, при распределении передаточного числа между ступенями которых рекомендуется воспользоваться специальной номограммой [6, рис. 8.38]. Для других типов редукторов можно взять в качестве ориентиров рекомендации [7, табл. 1.3].

В схемах с фрикционными вариаторами кинематический расчет несколько отличается от приведенного. Основное отличие в том, что ряд типов фрикционных вариаторов (клиноременный, цепной, торковый и др.) выполняется симметричной конструкции, с равными рабочими диаметрами у ведущих и ведомых элементов, что значительно упрощает регулирование. Следовательно, подобный вариатор с диапазоном регулирования D может действовать и как понижающая передача с передаточным отношением $u_{max} = \sqrt{D}$, и как повышающая с $u_{min} = \frac{1}{\sqrt{D}}$.

Правильность кинематического расчета привода в таких случаях удобно проверять построением диаграммы рабочих диапазонов частот вращения отдельных валов (см. пример).

Кинематический расчет привода рекомендуется завершить определением угловых скоростей и частот вращения всех валов привода, передаваемой ими мощности и крутящего момента. При этом во избежание последующих ошибок все валы привода рекомендуется пронумеровать (начиная от вала электродвигателя), в соответствии с которыми установить индексы (для второго вала, к примеру – ω_2 , n_2 , P_2 и T_2). Формулы для расчета

указанных параметров приведены [6, с. 95...96]. Мощности, передаваемые валами привода, рекомендуется определять по потребляемой мощности на выходном валу привода, а не исходя из номинальной мощности выбранного электродвигателя. Пример расчета представлен в приложении 2.

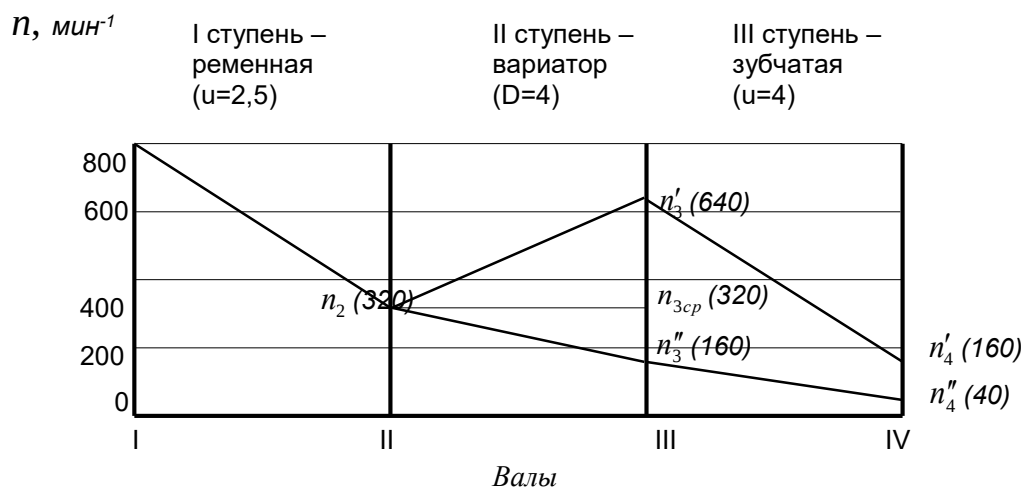


Рисунок 1 - Диаграмма частот вращения валов привода

4. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ

После кинематического и силового расчета привода по методике, приведенной выше, расчеты передач возможны в любой очередности. Рекомендуется все же начинать с редукторных передач, а среди них - с той, которая определяет в основном габариты редуктора (обычно - тихоходная передача).

4.1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Основные причины выхода из строя зубчатых передач:

- усталостное разрушение (выкрашивание) рабочей поверхности зубьев;
- поломка зубьев вследствие усталости или от действия большой перегрузки;
- износ рабочих поверхностей зубьев под воздействием абразивных частиц.

В соответствии с перечисленными видами нарушения работоспособности передач производятся следующие расчеты зубьев:

- на контактную выносливость ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$);
- на изгибную выносливость зубьев шестерни и колеса ($\sigma_F \leq [\sigma_F]$);
- на статическую прочность зубьев при перегрузках ($\sigma_{F_{max}} \leq [\sigma_F]_{пер}$, $\sigma_{H_{max}} \leq [\sigma_H]_{пер}$).

Для редукторных (закрытых) передач, работающих в условиях хорошей смазки, защищенных от попадания пыли и грязи, основным является расчет на контактную выносливость. Из этого условия определяются проектным расчетом требуемые размеры передач. Для цилиндрических передач это обычно межосевое расстояние передачи a_w , реже – делительный диаметр шестерни. Обязательным при этом является также проверочный расчет зубьев шестерни (или колеса) на выносливость по напряжениям изгиба, а при значительных кратковременных перегрузках необходимы проверочные расчеты на статическую прочность по напряжениям изгиба (для исключения поломки зуба при перегрузках) и контактным напряжениям (для исключения пластической деформации в зоне контакта зубьев).

Примеры расчетов закрытых (редукторных) передач приведены в [3, 4, 5, 7]

В открытых зубчатых передачах, работающих в условиях интенсивного абразивного износа, усталостное выкрашивание от действия контактных напряжений не наблюдается. Вследствие изнашивания верхние слои рабочей поверхности зубьев соскабливаются ранее, чем успевают развиться трещины усталости. Поэтому расчетом таких передач является определение необходимой величины модуля зубьев из условия прочности последних по напряжениям изгиба [6, с.129].

Масса и габариты редуктора, сложность и трудоемкость его изготовления в решающей степени зависят от выбора вида термообработки и твердости рабочей поверхности зубьев. Различают при этом 2 варианта технологии изготовления зубчатых колес: $HV > 350$ (объемная закалка, закалка ТВЧ, цементация и др.) и $HV \leq 350$ (улучшение и нормализация).

Первый вариант позволяет осуществлять передачу колесами меньших размеров вследствие высокой контактной прочности закаленных поверхностей, следовательно, снизить габариты и металлоемкость редукторов. Однако при этом возрастает сложность изготовления колес, требуется отделочная обработка зубьев после термообработки (шлифование, шевингование, доводка), значительно усложняются процессы притирки и обкатки. Второй вариант отличается простотой изготовления, невысокими требованиями к точности изготовления, быстрой прирабатываемостью колес при работе.

Продолжая сравнение, следует отметить также, что бóльшую опасность при первом варианте технологии представляют напряжения изгиба (больше вероятность их поломки), а при втором – контактные напряжения (опасность выкрашивания). Применение первого варианта экономически целесообразно лишь на специализированных заводах (при крупносерийном и массовом производстве), в связи с чем выбор варианта термообработки при проектировании требуется обосновать.

При расчете передач с косыми зубьями заслуживает внимания выбор угла наклона зубьев. Большее значение угла наклона повышает прочность зубьев, плавность работы передачи, однако увеличивает осевую нагрузку

подшипников и несколько снижает к.п.д. передачи. Поэтому рекомендуется предварительно принять значение угла наклона $10...15^\circ$, а при уточнении его значения после определения основных параметров передачи (a_w , z_1 , z_2) вычисление проводить с точностью $\pm 10''$.

Высокая точность необходима и при определении диаметров зубчатых колес ($\pm 0,01\text{мм}$).

Пример расчета цилиндрической косозубой передачи показан в приложении 3.

4.2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ И ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Конические зубчатые передачи бывают с прямыми, косыми (тангенциальными) и круговыми зубьями. Первые находят ограниченное применение из-за высокого уровня шума и применяются, как правило, лишь в тихоходных открытых передачах. Для редукторных передач перспективны передачи с круговыми зубьями.

Особенностью конического зуба является непостоянство его параметров (модуля, высоты зуба и др.) и связанная с этим дополнительная трудность нарезания.

Основными расчетными параметрами конической зубчатой передачи при расчете на контактную выносливость являются расчетный (средний) диаметр шестерни d_{m_1} , (колеса d_{m_2}) или внешнее конусное расстояние R_e [приложение 4]. При расчете открытых передач основным расчетным параметром является расчетный модуль зацепления m_m , который вычисляется с точностью до двух знаков после запятой и допускается не округлять до стандартного значения [5, с.20...24], [13, с.65...70].

Ответственным этапом при расчете планетарных зубчатых передач является определение чисел зубьев колес: центрального z_1 , корончатого z_3 и сателлитов z_2 .

При этом обязательно соблюдение 3-х условий:

- соосности ($2z_2 + z_1 = z_3$);
- сборки ($\frac{z_1}{c}$ и $\frac{z_3}{c}$ - целое число, c – количество сателлитов);
- соседства (чтобы сателлиты не соприкасались друг с другом, что имеет значение при числе сателлитов $c \geq 3$).

Отправным шагом здесь является выбор числа зубьев центрального колеса z_1 из условия $z_1 \geq 17$ (во избежание подрезания ножек зубьев при нарезании). Размерные параметры передачи определяются как в обычных цилиндрических редукторных передачах из условия контактной выносливости зубьев (межосевое расстояние a_{w1-2} или делительный диаметр корончатого колеса d_3) с последующим определением стандартного модуля передачи и проверкой зубьев на изгибную выносливость [3, 6].

4.3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Однако, в отличие от зубчатых передач, контактные напряжения здесь обычно не приводят к выкрашиванию. С ними связано, прежде всего, заедание в червячной паре, явление, не встречающееся в зубчатых передачах редукторов и обусловленное спецификой кинематики червячной пары. Кроме того, скорости червяка и червячного колеса различны как по величине, так и направлению, в связи с чем велика и относительная скорость скольжения в зацеплении. Ограничение величины контактных напряжений позволяет исключить заедание при работе червячной передачи, снизить интенсивность износа.

Расчет червячных передач приводится в [3, 5, и 7], с использованием ЭВМ - в [12].

Рекомендуется при курсовом проектировании применять более простые в изготовлении цилиндрические червяки, причем для тихоходных и малоответственных передач - архимедов червяк, без закалки и последующего шлифования, а для более ответственных и точных передач - эвольвентные и конволютные червяки, которые закаливаются $HRC \geq 45$, шлифуются и полируются.

Для предотвращения заедания в червячной передаче и соблюдения приемлемых габаритов необходимо число зубьев колеса выдержать в пределах от 28 до 80 зубьев, для чего рекомендуются при передаточном отношении $u=8...15$ - 4-х заходные червяки, $u=15...30$ - 2-х заходные, при $u>30$ - однозаходные.

В червячных редукторах подлежит выбору из стандартных рядов (ГОСТ 2.144-76) не только модуль, но и относительная толщина червяка q и межосевое расстояние a_w (в стандартных одно- и двухступенчатых червячных редукторах). Соблюсти все эти условия порой достаточно сложно: чтобы вписаться в стандартное межосевое расстояние, приходится перебирать различные сочетания m и q , корректировать зацепление (нарезать со смещением зубья колеса).

После определения параметров зацепления проводится проверочный расчет на выносливость зубьев колеса по напряжениям изгиба. Обязательными для червячных передач являются тепловой расчет (с целью недопущения перегрева), расчет червяка на жесткость, уточнение КПД спроектированной передачи.

4.4. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ И ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

В заданиях на проектирование представлены ременные передачи, широко применяемые в приводах сельхозмашин (передачи плоским и клиновым ремнем, с натяжным роликом и др.). При этом не запрещается

применение вместо указанных в задании новых, прогрессивных видов передач: поликлиновыми или зубчатыми ремнями.

Расчеты плоско - и клиноременных [приложение 7] передач по тяговой способности хорошо освоены и приводятся в учебниках, задачниках, пособиях по проектированию [6, с.234...239], [10, с.261...268]. Расчеты по долговечности ремня недостаточно освоены и надежны, сложны и можно рекомендовать лишь для расчета поликлиновых и зубчатых ремней.

Расчет передач с натяжным роликом проводится в целом по методике расчета плоскоременных передач. Отличие связано прежде всего с необходимостью определения длины ремня графическим построением передачи в масштабе, а также величины груза для натяжения.

В приводах установок сельскохозяйственного назначения широкое применение получили передачи роликовыми цепями, которые использованы и в схемах отдельных приводов. Передачи зубчатой цепью менее освоены.

Главной причиной потери работоспособности цепных передач является износ шарниров цепи, поэтому основным для них является расчет на износостойкость шарниров [6, с.253]. Пример расчета цепных передач представлен в приложении 6.

Расчет всех видов ременных и цепных передач обязательно должен включать расчет натяжных устройств. Должны они найти отражение и в сборочном чертеже привода, как и предохранительные кожуха для них.

4.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВАРИАТОРНЫХ ПЕРЕДАЧ

В заданиях на курсовое проектирование представлены в основном клиноременные вариаторы, расчеты которых достаточно подробно разработаны [11].

Рекомендуется применять вариаторы симметричной конструкции и регулирования (с равными диаметрами тарелок, при постоянном межосевом расстоянии). Они удобны в изготовлении и регулировании, так как регулирование в вариаторах несимметричной конструкции связано с изменением межосевого расстояния.

В вариаторах применяют специальные вариаторные ремни по ГОСТ 24848-81, которые обеспечивают диапазон регулирования D до 5. При дефиците литературы по расчету вариаторов рекомендуется расчет выполнять по аналогии с ременными передачами при передаточном отношении $u = \sqrt{D}$.

5. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ И ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Конструкция и габариты редуктора (коробки, вариатора) в значительной степени определяются конструкцией валов и их опор, расчет и проектирование которых производится в несколько этапов. Чтобы рассчитать вал, необходимо

иметь его расчетную схему, однако разработка такой схемы невозможна без хотя бы приблизительной оценки его размеров. На практике в начале проектирования принято оценивать диаметры валов из расчета только на кручение (пренебрегая действием изгибающего момента, а также поперечных и осевых сил), причем при пониженных допускаемых напряжениях.

Диаметр выходного конца вала определяется по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}} \text{ мм},$$

где T – вращающий момент на валу, в Нмм;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение (для редукторных и подобных валов рекомендуется $[\tau_{кр}] = 15 \dots 20$ МПа).

Полученное значение диаметра выходного конца вала, а также диаметры в месте посадки колес, шкивов и других деталей передач необходимо выбрать из числа предпочтительных по ГОСТ 12080-66 [1, т.2, с.7], а диаметры в месте посадки подшипников качения выбираются кратным 5^{ти} (при диаметрах 20 мм и более). Пример расчета валов представлен в приложении 8.

Предпочтение в редукторах следует отдавать ступенчатым валам, причем высота буртиков (заплечиков) для осевой фиксации насаживаемых деталей должна быть оптимальной (2,0...2,5 мм).

Если входной вал редуктора (коробки, вариатора) соединяется с валом электродвигателя напрямую (посредством муфты), то диаметр его рекомендуется принять по диаметру электродвигателя.

6. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА (КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ, ВАРИАТОРА)

Целью предварительной компоновки являются:

- оптимизация расположения деталей передач и подшипников для получения минимальных габаритов редуктора;
- разработка расчетных схем валов (определение точек приложения сил, действующих на валы);
- исключение наложения деталей передач на валы соседней ступени.

Компоновка выполняется на миллиметровой бумаге карандашом, а также на компьютере с помощью чертежных программ в масштабе 1:1 или 1:2 для одной (вид в плане) или 2^х (вид спереди) проекций. При этом не обязательны соблюдение стандартов ЕСКД, завершенность проекций. Важно лишь решение задач, указанных выше. Пример компоновочных схем двухступенчатого цилиндрического, конического и червячного редукторов представлен в приложениях 9, 10, 11 соответственно. Зазоры между деталями передач и стенками редуктора c_1 , c_2 и c_3 выбираются по рекомендациям [5], [14] или просто в диапазоне 6...10 мм. Зазор c_1 выбирается в зависимости от способа смазки подшипников. Если редуктор проектируется как достаточно быстроходный, то смазка подшипников возможна картерным маслом,

разбрызгиванием. В этом случае подшипники располагаются почти заподлицо с внутренней стенкой редуктора ($c_1=2\ldots3$ мм). Если редуктор тихоходный (т.е. точность зубчатых передач 8 степени точности и ниже), то подшипникам необходима автономная (консистентная) смазка. В этом случае для предотвращения вытекания смазки в картер при нагреве необходима установка специальных мазеудерживающих колец, для чего величину зазора c_1 требуется увеличить до $10\ldots15$ мм.

При разработке расчетных схем валов схематизируются действующие нагрузки (для упрощения расчетов они принимаются сосредоточенными в точке), типы опор валов (шарнирно-подвижная, шарнирно неподвижная). Одна из опор, не воспринимающая осевой нагрузки, считается шарнирно-подвижной.

При компоновке необходимо предварительно выбрать типы и даже номера подшипников. Причем выбор необходимо сделать с учетом соотношения осевой и радиальной нагрузок (при осевых нагрузках, превышающих 30% от радиальной, следует отдать предпочтение радиально-упорным подшипникам).

Подробнее разработка расчетных схем изложена [3, 6, 13, 14].

7. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВАЛЫ

Силовая схема нагружения валов имеет целью определить направление сил в зацеплениях (тангенциальных и осевых), способствовать аргументированной разработке расчетных схем валов.

Схему сил в передачах привода [приложение 12] рекомендуется выполнять с учетом следующих требований:

- схему необходимо выполнить в аксонометрическом изображении (в изометрии), при этом желательно (но не всегда это возможно) ось z направить вдоль вала, x – горизонтально, y – всегда вертикально.
- расположить детали передач в соответствии с кинематической схемой (с соблюдением пропорций, но без конкретного масштаба), с искусственным зазором между деталями передач в $3\ldots5$ мм (для избежания возможных ошибок в направлениях сил);
- схемы должны содержать изображение опор с указанием опорных реакций.

При этом рекомендуется опоры обозначить определенными буквами алфавита, а опорные реакции – с дополнением индексов осей (например - A_x)

Схему сил, действующих на валы привода, следует выполнить на отдельном листе формата А4. При этом рекомендуются силы, действующие на валы, и опорные реакции от них в разных плоскостях изображать разными цветами.

8. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Валы на данном этапе рассчитывают на прочность при совместном действии изгибающего и вращающего моментов (действиями осевых и поперечных сил пренебрегают).

Вращающие моменты на валах были определены ранее. Величины изгибающих моментов валов относительно различных осей определяются на базе разработанных расчетных схем валов (разделы 6 и 7). При этом рекомендуется для каждого вала объединить в одном рисунке пять фрагментов [приложение 13]:

- Расчетную схему вала от сил в вертикальной плоскости (пл. YZ);
- Эпюру изгибающих моментов M_x от этих сил;
- Расчетную схему вала от сил в плоскости XZ;
- Эпюру изгибающих моментов M_y от данных сил;
- Эпюру вращающих моментов T .

Эпюры моментов необходимо выполнить в масштабе (при наличии возможностей – в одном), с указанием величин моментов в критических сечениях, а весь рисунок следует поместить на одном листе.

Расчетные значения моментов используются для проверки статической и усталостной прочности валов.

Проверку статической прочности вала производят в целях предупреждения пластических деформаций в опасном сечении при кратковременных перегрузках по условию

$$S_{cm} = \frac{\sigma_T}{\kappa_n \cdot \sigma_{\text{экв}}} \geq [S_{cm}],$$

где σ_T - предел текучести материала вала [1, т.1];

κ_n - коэффициент перегрузки (по результатам уточнения задания);

$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_x}$ - эквивалентное напряжение,

а $M_{\text{экв}} = \sqrt{M_u^2 + T^2} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + T^2}$ - эквивалентный момент,

$W_x = 0,1d^3$ - осевой момент сопротивления вала в проверяемом сечении;

$[S_{cm}]$ - допускаемый коэффициент запаса статической прочности ($[S_{cm}] = 1,4 \dots 1,6$).

Проверку усталостной (циклической) прочности вала проводится после уточнения всех его размеров по общепринятой методике [5, с.209], [6, с.263], [13, с.255...259]. Необходимо и достаточно провести проверку статической и усталостной прочности для двух, наиболее опасных сечений.

Проверочный расчет следует завершить проверкой жесткости одного из валов, прежде всего – ведущего, обладающего меньшей жесткостью. Обязательной является проверка жесткости для червяков [6, с.266].

9. РАСЧЕТ (ПОДБОР) ПОДШИПНИКОВ

Исходными данными для расчета (подбора) подшипников служат:

- заданная долговечность работы привода (по уточнению задания);
- диаметр цапфы вала по результатам предварительного проектирования;
- радиальные и осевые реакции опор, определяемые при уточненном расчете валов;
- частота вращения вала.

Для опор одного вала в целях унификации рекомендуется применять подшипники одного типоразмера. Исключение составляют при этом опоры, когда одна выполняется как фиксированная, другая – плавающая (например, для опор червяков, когда перепад температур при эксплуатации значителен). Подбор производят по более нагруженной опоре, по наибольшей эквивалентной нагрузке, с учетом соотношения осевой и радиальной нагрузок.

Радиальная нагрузка опоры (допустим, А) определяется как

$$F_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2},$$

где A_x и A_y – реакции во взаимно перпендикулярных плоскостях, определяемые при уточненном расчете вала.

Важно правильно наметить тип подшипника, прежде всего – сделать выбор: радиальный или радиально-упорный, шариковый или роликовый (игольчатый) подшипник. При радиальных и небольших осевых нагрузках ($\frac{F_a}{F_r} \leq 0,3$) можно остановить выбор на радиальных шариковых подшипниках, не прибегая к более дефицитным радиально-упорным. При этом необходимо учесть, что шариковые подшипники более быстроходны, допускают некоторый перекос валов, а роликовые подшипники способны воспринимать большие нагрузки.

Подбор (расчет) подшипников качения производят по двум критериям:

- по статической грузоподъемности, в целях предотвращения остаточных деформаций (образования лунок) на дорожках качения, (в тихоходных подшипниках);
- по динамической грузоподъемности [приложение 13], для обеспечения заданной долговечности, ресурса работы подшипников (при $n \geq 10$ мин⁻¹). Подшипники редукторов, работающие при интенсивном режиме, проверяются на ресурс работы по формуле

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^n,$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, в кН;

L – долговечность подшипника, в млн. оборотов;

n – показатель степени (3 – для шарикоподшипников и 3,33 – для роликоподшипников);

$P = [F_r \cdot X \cdot V + F_a \cdot Y] \cdot k_\sigma \cdot k_t$ – эквивалентная (приведенная) нагрузка подшипника, в кН

где X и Y – коэффициенты влияния на ресурс радиальной и осевой нагрузок (по таблицам);

V – коэффициент влияния вращения кольца (при вращении внутреннего кольца $V=1$);

k_σ и k_t – коэффициенты, учитывающие влияние ударности нагрузки и температурного режима работы подшипникового узла (при отсутствии особых условий рекомендуется принять k_σ и $k_t=1$).

Ресурс работы подшипников L в млн.об. следует пересчитать на ресурс L_h в часах по формуле

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n},$$

где n – частота вращения вала в мин^{-1} .

Если расчетный ресурс окажется меньше требуемого, необходимо выбирать подшипник более тяжелой серии или другого типа.

10. УТОЧНЕННАЯ КОМПОНОВКА (КОНСТРУИРОВАНИЕ) РЕДУКТОРА

При проектировании расчет и конструирование ведутся обычно параллельно. Любое принимаемое конструктивное решение требует теоретической проверки, обоснования. Такой подход позволяет идти к цели кратчайшим путем, с минимальными затратами труда, времени, средств. Поэтому после проделанных выше расчетов валов и подшипников появляется возможность и необходимость дальнейшей проработки конструкции редуктора, решения ряда конструктивных, технологических и эксплуатационных задач.

Прежде всего, следует наметить общую конфигурацию корпуса редуктора, необходимые для осуществления сборки разъемы корпуса (горизонтальный, вертикальный, наклонный). Предпочтительным является горизонтальный разъем по оси колеса, а установку вала-шестерни или вала-червяка можно осуществлять через боковые отверстия. Разъемов корпуса может быть и несколько, имеются также конструкции редукторов без разъемов корпуса (например – червячных), с монтажными окнами на боковых стенках.

Крепление корпуса с крышкой редуктора может осуществляться разными способами – болтами, винтами и шпильками. Болты требуют обработки опорных площадок с обеих сторон, что связано с немалыми трудностями в литых деталях, а винты нежелательны при частых разборках (например – для закладки смазки в подшипники, если не предусмотрены масленки) вследствие возможного срыва резьбы. Размеры фланцев для крепления при этом следует выбирать по рекомендациям [5, 7, 13, 14]. Для увеличения жесткости фланцев в местах посадки подшипников и стабильности посадок рекомендуется делать приливы, а стяжные детали (болты, винты, шпильки) располагать по возможности ближе к подшипникам.

Необходимо на этой стадии проектирования сделать выбор:

- варианта выполнения шестерен и червяков (цельные или насадные). При незначительной разнице в диаметрах валов и деталей передач рациональными являются цельные конструкции (вал-шестерня и вал-червяк);
- типа крышки подшипников (торцовые или закладные). Торцовые крышки более герметичны и универсальны, можно применять и при неразъемных корпусах, стандартизированы ГОСТ 18511-73 и ГОСТ 18512-73. Закладные крышки удобны по технологическим соображениям, они не требуют обработки опорных поверхностей, сверления отверстий и нарезания резьб под крепежные винты;
- варианта конструкции выходных концов валов (цилиндрические или конические). Цилиндрические концы валов просты по конструкции, но требуют дополнительной осевой фиксации деталей при посадках с зазором и усложняют монтаж при посадках с натягом. Конические хвостовики способствуют лучшей центровке насаживаемых деталей, разгружают шпоночное соединение за счет сил трения, упрощают монтаж;
- способа смазки зацеплений и подшипников. Зубчатые и червячные зацепления в редукторах обычно смазываются картерной смазкой промышленными маслами, вязкость которых зависит от быстроходности и нагруженности редукторов. Глубина погружения колеса быстроходной ступени должна быть соизмерима с высотой зуба, а тихоходной ступени – не более 0,25 радиуса. При скоростях более 10 - 12 м/с масло целесообразно подавать непосредственно в зону зацепления.

Смазка подшипников чаще осуществляется картерной смазкой (при окружных скоростях > 3 м/с). В тихоходных редукторах подшипники смазываются автономно, консистентной смазкой, посредством маслёнок. При этом во избежание вытекания консистентной смазки в картер при нагреве должны быть предусмотрены мазеудерживающие кольца [5, рис.78], а в редукторах с нижним червяком во избежание заливания его подшипников струей масла - маслоотражательные шайбы [5, рис.8.4]

- варианта оформления подшипниковых узлов. Валы с опорами качения могут быть плавающими или фиксированными в осевом направлении. Например, для выравнивания нагрузки между полушевронами зубчатой передачи вал-шестерню выполняют плавающим в осевом направлении [5, рис. 14.3]. Напротив, опоры валов червячных, конических и косозубых колес выполняют фиксированными, чтобы они могли воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки. При этом применяется установка подшипников по схеме «враспор» [5, рис.14,12], реже – по схеме «врастяжку» [5, рис. 14,4]. В первом случае вал испытывает сжатие, а во втором – растянут при затяжке узла гайкой.

Для создания самостоятельного сборочного комплекса вала с фиксирующими опорами применяют стаканы. Это значительно облегчает регулировку зацепления в конических редукторах, применяется также для валов-червяков с одной фиксированной и другой плавающей опорами [5, рис.13.7]. Стаканы служат также для увеличения проходного отверстия при сборке в неразъёмном корпусе.

- типа маслоуказателя, заливных и сливных устройств для масла. Широко распространены в редукторах жезловые маслоуказатели [13, рис.10.63 а,б], однако наклонная их установка в корпусе редуктора неудобна в эксплуатации и содержит ряд технологических трудностей. Удобны в эксплуатации и просты в изготовлении круглые маслоуказатели [13, рис.10.64], удобен для наблюдения и установки трубчатый маслоуказатель [13, рис.10.65], однако он слабо защищен от повреждений. Для заливки масла в редукторах следует предусмотреть окна в крышках (в червячных редукторах – с отдушиной в крышке), для слива масла удобны пробки с конической резьбой, не требующие уплотнительных прокладок [13, с.246];
- типа уплотнений выходных концов валов. Наиболее эффективны для этих целей при любых вариантах смазки подшипников и скоростях до 10 м/с резиновые армированные манжеты [13, рис.10.27]. При больших скоростях рекомендуются щелевые или лабиринтные уплотнения [13, рис.10.30].

11. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА РЕДУКТОРА

11.1 ВЫПОЛНЕНИЕ СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА

Графическая часть курсового проекта выполняется в строгом соответствии с требованиями ЕСКД карандашом на ватмане. Допускается выполнение чертежей на компьютере после предварительного согласования компоновочной схемы.

Сборочный чертеж выполняется на формате А1 желательно в масштабе 1:1. Допускаются масштабы 1:2 и 1:2,5. При невозможности разместить необходимые проекции (минимально 2 – вид в плане, со снятой крышкой, и вид спереди) в указанных масштабах следует применять формат А0 (или выполнить чертеж на 2^х листах формата А1).

Сборочный чертеж следует выполнять по правилам упрощенного изображения. Например, разрешается не указывать:

- фаски, скругления, проточки, накатки и другие мелкие элементы;
- зазоры между стержнем и отверстием;
- крышки и кожуха, если необходимо показать составные части, закрытые ими. В этом случае над изображением делают надпись: крышка (поз. 3) условно не показана;
- видимые составные части, частично закрытые впереди расположенными элементами (если они не определяют габариты узла).

При использовании большого количества крепежных деталей одного типоразмера допускается подробно изображать лишь одно соединение, ограничиваясь в отношении остальных осевыми линиями.

Сборочный чертеж, кроме графического изображения разрабатываемого изделия, должен содержать необходимые размеры, номера позиций комплектующих, входящих в узел, технические требования по сборке, регулировке и дальнейшей доработке узла, его техническую характеристику.

Сборочный чертеж должен содержать только самые необходимые размеры для общего представления об изделии, осуществления сборки, регулировок.

Размеры, указываемые на сборочном чертеже, подразделяются на исполнительные и справочные. К числу первых относятся обозначения посадок, подлежащих выполнению по данному чертежу, и регулировочные зазоры, которые следует обеспечить при сборке. Остальные размеры – справочные, которые выдерживать при сборке и контролировать не требуется (на чертеже они обозначаются звездочкой *). В целом сборочный чертеж должен содержать размеры:

- габаритные (в 3^х измерениях, при наличии выдвижных частей – с учетом крайних положений);
- установочные (размеры опорной поверхности, размещение в них крепежных отверстий, их диаметр и толщина опорной поверхности);

- присоединительные (длина и посадочный диаметр цапф входного и выходного валов, их расположение по высоте и относительно крепежных отверстий);
- посадок, выполняемых по данному чертежу;
- регулируемых зазоров.

Номера позиций комплектующих на сборочном чертеже обозначают на полках линий-выносок, которые располагают параллельно основной надписи вне контура чертежа, по возможности на одной горизонтали или вертикали. Размер шрифта при этом на один-два номера больше, чем у размерных чисел. Допускается общая линия-выноска с вертикальным расположением номеров позиций для группы крепежных деталей (болт, шайба, гайка). Технические требования помещают на поле чертежа над основной надписью в виде столбца, по ширине не выходящей за пределы основной надписи. Каждая позиция технических требований нумеруется и начинается с новой строки, имеет форму требований к исполнителям (сборщикам, регулировщикам, обкатчикам, покрасчикам и т.д.).

“Техническая характеристика”, как и “Технические требования”, снабжается заголовком, размещается на свободном поле чертежа и содержит основные сведения о редукторе. Прежде всего, это:

- передаточное число;
- номинальный момент на ведомом валу, Нм;
- предельная частота вращения ведущего вала, мин⁻¹ (или рекомендуемый диапазон частоты вращения).

11.2. ВЫБОР ПОСАДОК, СБОРКА И РЕГУЛИРОВКА ПЕРЕДАЧ

Выбору посадок на вал деталей передач предшествует выбор способа передачи вращающего момента от колес вала (шпонкой, шлицами, посредством натяга и др.). Наибольшее распространение в условиях индивидуального и мелкосерийного производства получили шпоночные соединения, как самые простые в изготовлении. Однако при этом сильно травмируется вал. Более совершенны шлицевые соединения, в крупносерийном и массовом производстве перспективны посадки с натягом.

Допуски и посадки в шлицевых соединениях, выбор способа центрирования достаточно полно изложены в [5, 13, 14], регламентируются ГОСТ 1.139-80 (для прямобочных шлицев, наиболее распространенных). На чертежах шлицевые соединения обозначаются условно. Например, на сборочном чертеже обозначение может иметь вид

$$d - 8 \times 46 \frac{H7}{f7} \times 50 \frac{H10}{a11} \times 9 \frac{H9}{d11},$$

где d – означает способ центрирования (по внутреннему диаметру);

8 – число шлицев;

$46 \frac{H7}{f7}$ – внутренний диаметр и посадку;

$50 \frac{H10}{a11}$ – наружный диаметр и посадку;

$9 \frac{H9}{d11}$ – ширину шлицев и посадку.

Соответственно на чертеже втулки обозначение имеет вид

$$d - 8 \times 46H7 \times 50H10 \times 9H9,$$

а шлицевого вала

$$d - 8 \times 46f7 \times 50a11 \times 9d11.$$

При передаче вращающего момента шпонками в сопряжении ступица-вал наиболее предпочтительны переходные посадки $\frac{H7}{k6}, \frac{H7}{n6}$. При этом обеспечивается нормальная работа шпонки без потери устойчивости (отсутствует зазор в соединении), простота сборки при первом варианте посадки и надежность при ударных нагрузках, частых пусках и реверсировании – во втором.

При передаче вращающего момента за счет натяга и сил трения, связанных с ним, наиболее предпочтительными посадками по ГОСТ 25347-82 являются $\frac{H7}{p6}, \frac{H7}{r6}, \frac{H7}{s6}$. Выбор той или иной посадки по основному отклонению вала (p, r, s) производится по величине передаваемого момента, расчетного значения минимального натяга. Выбор же качества точности определяется экономическими соображениями, зависит от типа и оснащенности производства.

Посадочные диаметры валов следует выбирать только из стандартного ряда по ГОСТ 6535-69 [1, т.2].

Устойчивость посадки зубчатого и червячного колеса, шкива или звездочки зависит от длины ступицы. Если $\frac{\ell_{cm}}{d} \geq 0,8$ (ℓ_{cm} – длина ступицы, d – диаметр отверстия), то цилиндрическая поверхность отверстия полностью определяет положение колеса относительно вала. При коротких ступицах, у которых $\frac{\ell_{cm}}{d} \leq 0,8$ точность фиксации колеса на валу зависит от точности выполнения торца буртика, его перпендикулярности оси вала.

Посадки подшипников качения выбираются в зависимости от характера нагружения привода (ударное, спокойное), вида нагружения колец (циркуляционное, местное), частоты вращения [5, с.106]. При этом существует общее правило: посадку вращающегося (циркуляционно нагруженного) кольца выполняют с некоторым натягом, а неподвижного – без натяга (и без зазора). При ударных нагрузках рекомендуются более плотные посадки, для высокоскоростных подшипников натяг следует уменьшить. В общем случае можно рекомендовать для внутреннего (вращающегося) кольца размер вала выполнять по k7 или m7 (k6 или m6 для более быстроходных и ответственных приводов). Для посадки наружного кольца рекомендуется отверстие с предельным отклонением H7 (H6).

Для подшипников качения допускается посадку на сборочных чертежах обозначать предельным отклонением лишь одной детали (вала или отверстия для их посадки). Кольца самих подшипников для рекомендуемого 0 класса точности имеют отклонения L_0 (для внутреннего кольца, допуск отрицательный) и ℓ_0 (для наружного кольца, допуск также отрицательный).

Погрешности изготовления колес и монтажа приводят к погрешности осевого положения колес в редукторе, что отражается на качестве работы зацепления. В цилиндрических редукторах для компенсации осевого смещения колес делают несколько шире шестерню, в шевронной передаче один из валов (обычно ведущий) выполняют «плавающим» в осевом направлении (для самоустановки колес).

Особо важное значение имеет регулировка зацепления в конических и червячных редукторах.

В конической зубчатой передаче для нормальной работы зацепления необходимо совпадение вершин делительных конусов колес (рис.2а). На практике обычно происходит смещение вершин конусов (Δ_1 и Δ_2 на рис.2б), что приводит к нарушению контакта зубьев, концентрации напряжений, заеданию. Стрелками указаны направления осевого перемещения колес с валами посредством прокладок при регулировании зацепления.

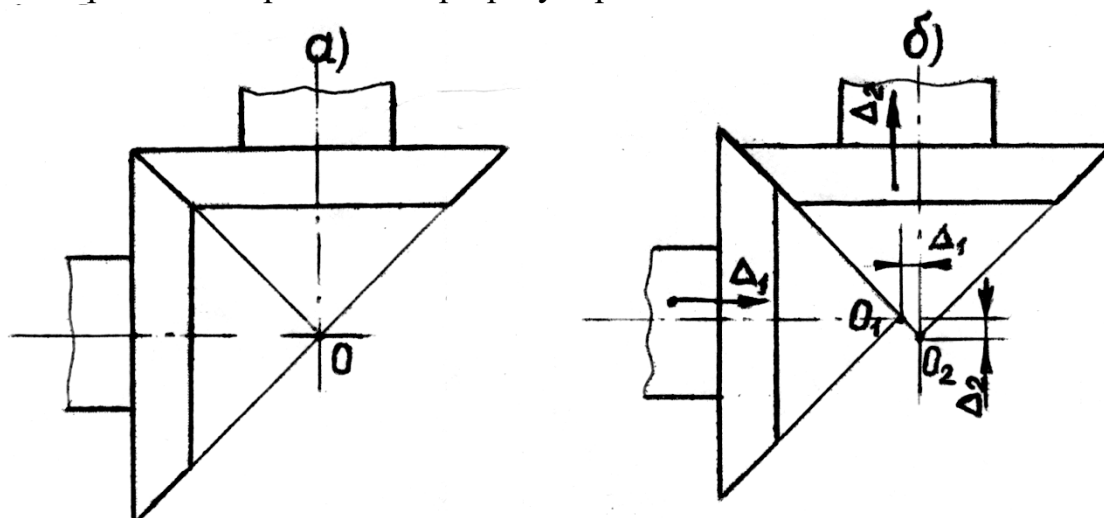


Рисунок 2 - К регулировке конического зацепления: а) нормальное расположение колес; б) вершины делительных конусов смещены (Δ_1 и Δ_2)

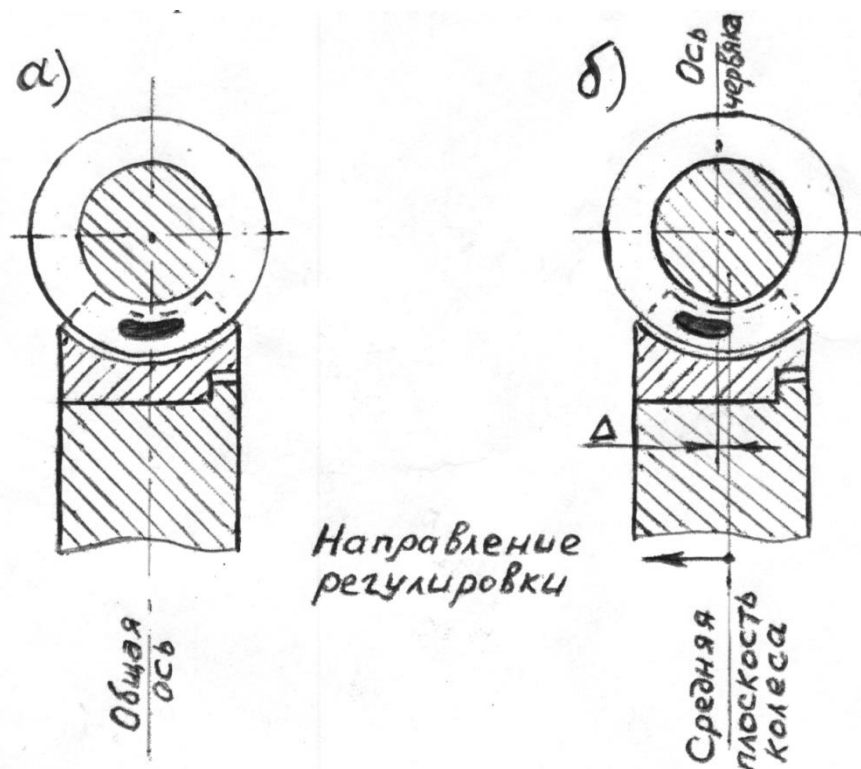


Рисунок 3 - К регулировке червячного зацепления: а) нормальное расположение колеса и червяка; б) колесо смещено относительно оси червяка.

В червячных передачах должна быть точно совмещена средняя плоскость зубчатого венца червячного колеса с осью червяка (рис.3а). При смещении их смещается соответственно и пятно контакта (рис. 3б), что не только увеличивает трение в паре, но и может привести к заеданию.

Регулируют осевое положение конических и червячных колес подбором прокладок, колец и винтами. [5,14].

Для червячных редукторов, где тепловыделение особенно велико, рекомендуется проводить тепловой расчет. Методика расчета достаточно подробно изложена в [6,10,13].

Рекомендуется площадь теплоотводящих стенок редуктора определять по фактическим его размерам, предельно упростив конфигурацию. При недостаточном естественном теплоотводе рекомендуются литые ребра на боковых стенках редуктора, расположенные вертикально (для лучшего перемещения конвективных потоков).

11.3. ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ

Рабочий чертеж детали выполняется в соответствии с ГОСТ 2.109 – 73 и представляет собой документ, содержащий все сведения, необходимые для его изготовления и контроля. Он должен содержать необходимое число проекций (разрезов, сечений), которые должны исчерпывающе передавать формы наружных и внутренних поверхностей детали.

Деталь на чертеже изображается с соблюдением определенных технологических требований. Так, детали токарной обработки располагаются по их положению в шпинделе станка, а детали фрезерной или шлифовальной обработки – в положении на столе станка (для удобства изготовления).

На чертеже должны быть представлены:

- все необходимые размеры для изготовления и контроля с соблюдением ГОСТ 2.307-68, но без единого лишнего (в случае необходимости они должны быть отнесены к справочным);
- предельные отклонения всех размеров. При этом на чертеже приводятся предельные отклонения лишь тех размеров, которые определяют работу детали (обычно имеющих высокую точность). Предельные отклонения других размеров оговариваются в технических требованиях (например: «Неуказанные предельные отклонения размеров по H14; h14; $\pm IT14/2$ »);
- шероховатость всех поверхностей в соответствии с ГОСТ 2.309-73. Наиболее характерная для детали шероховатость при этом выносится в верхний правый угол чертежа;
- необходимые допуски формы и расположения поверхностей по ГОСТ 2.308-79. Для валов и зубчатых колес это в первую очередь радиальные биения рабочих поверхностей, перпендикулярность торцов опорных поверхностей и др.;
- обозначения термической (общей и местной) обработки. Для валов и зубчатых колес это обычно улучшение или нормализация, при необходимости – с закалкой ТВЧ трущихся поверхностей (под манжетами) или зубьев;
- марки материала с указанием стандарта.

Вся информация о размерах, допусках, шероховатости и др. должна быть по возможности сгруппирована в одном месте. Чертежи типовых деталей (зубчатых и червячных колес, червяков) должны выполняться в соответствии с требованиями ГОСТ и содержать таблицу необходимых параметров для их нарезания.

Все надписи на чертежах выполняются чертежным шрифтом в соответствии с ГОСТ 2.304-81. Рабочий чертеж детали, как и сборочный чертеж, должен быть снабжен основной надписью по ГОСТ 2.104-68 (ф.1)

12. РАЗРАБОТКА СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА ПРИВОДА

Если редуктор (вариатор, коробка) разрабатывается как изделие серийного производства (с применением литья, штамповки и др.), то раму привода рекомендуется выполнять как изделие индивидуального производства, сварной из стандартных профилей (швеллеров, угольников, пластин и др.)

Вращающиеся детали привода должны быть ограждены кожухом, закрепленным на раме, для ременных передач должны быть предусмотрены натяжные устройства.

Если в схеме привода предусмотрена муфта, то в курсовом проекте необходимо подобрать соответствующий типоразмер и выполнить её проверочный расчет. Если нет особых указаний насчет типа муфты, то следует выбрать муфту из семейства упругих, защищающих зубчатые передачи от ударов и компенсирующих некоторые погрешности монтажа. Наиболее применимы для решения этих задач муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП), которые подбираются по передаваемому моменту, с учетом диаметров валов двигателя и редуктора.

Если привод испытывает при работе значительные кратковременные перегрузки, необходимо применение предохранительных муфт (что должно быть отражено в задании).

Расчетный момент предохранительной муфты определяется

$$T_p = k \cdot T_n,$$

где T_n – номинальный момент на валу;

k – расчетный коэффициент перегрузки (обычно принимается 1,3).

При перегрузках, имеющих редкий, случайный характер, эффективны предохранительные муфты с разрушающимся элементом, отличающиеся высокой точностью срабатывания. При частых перегрузках следует применять фрикционные и кулачковые предохранительные муфты («трещотки», для тихоходных валов при $n \leq 200 \text{ мин}^{-1}$).

Сборочный чертеж привода обязательно должен содержать техническую характеристику, технические требования, габаритные, присоединительные и установочные размеры (последние лучше дать в виде отдельной схемы расположения крепежных отверстий).

13. РАЗРАБОТКА СПЕЦИФИКАЦИЙ К СБОРОЧНЫМ ЧЕРТЕЖАМ

Спецификация является основным конструкторским документом узла, определяет состав сборочной единицы. Она выполняется в соответствии с ГОСТ 2.108-68 на листах формата А4 с основными надписями по форме 2(1 лист) и 2а (последующие листы).

Спецификация как редуктора, так и привода состоит обычно из четырех разделов: «Документация», «Сборочные единицы», «Детали», «Стандартные изделия». Каждый раздел в графе «Наименование» подчеркивают, отделив от других надписей сверху и снизу 1-2 строчками.

В раздел «Документация» включаются текстовые документы, необходимые для сборки и доработки сборочной единицы, а именно «Сборочный чертеж» и «Расчетно-пояснительная записка».

В раздел «Сборочные единицы» включаются изделия, доставляемые к месту сборки уже в собранном виде (например, колесо червячное – в спецификации редуктора или редуктор или рама – в спецификации привода).

Запись деталей производится в произвольной последовательности (при этом рекомендуется начинать с основных). Наименования деталей должны быть краткими, из 1-2 слов, например «Колесо зубчатое», «Вал – шестерня», «Крышка подшипника», «Прокладка», причем первым в наименовании является имя существительное. В конце раздела рекомендуется оставлять свободными 3-5 строк, зарезервировав свободные позиции.

В разделе «Стандартные изделия» записывают изделия, примененные в соответствии с государственными (ГОСТ, СТ СЭВ) и отраслевыми (ОСТ) стандартами. Запись производится в соответствии с требованиями стандартов (примеры – в тексте стандартов), в определенном порядке, по группам изделий. При курсовом проектировании разрешается все записывать в алфавитном порядке, а в пределах каждого наименования – в порядке возрастания номеров стандартов, в пределах каждого стандарта – в порядке возрастания параметров изделий (см. приложение 17).

Стандартные изделия не имеют обозначения (т.е. графа эта остается свободной). Не требуется заполнение граф «Зона» и «Формат» для всех разделов спецификации.

14. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка должна включать:

- уточнение задания;
- выбор двигателя и кинематический расчет привода;
- расчеты передач;
- ориентировочный расчет валов;
- компоновочную схему редуктора;
- схему сил в передачах и реакций опор;

- уточненный расчет валов;
- подбор (расчет) подшипников, шпонок, муфт;
- описание сборки и последующих регулировок, правил эксплуатации привода (для червячных редукторов – тепловой расчет);
- выбор сорта масла (см. приложение 16).
- список литературы.

Содержание расчетно-пояснительной записки рекомендуется делить на разделы и подразделы (деление на более мелкие составные элементы – пункты и подпункты – необязательно).

Каждый раздел должен иметь порядковый номер, обозначаемый арабскими цифрами, краткое название, выполненное более крупным шрифтом.

Например:

3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Выбор материалов, термообработки, допускаемых напряжений

Заголовки не следует подчеркивать. Переносы слов в заголовках не допускаются, точка в конце заголовка не ставится. Заголовки от текстов должны быть отделены 2 интервалами.

Курсовой проект по деталям машин является по существу первой конструкторской разработкой студента, где все разрабатываемые документы должны иметь свои обозначения.

Обозначения рабочей конструкторской документации (т. е. для применения их на стадии серийного и массового производства) производятся в соответствии с классификатором ЕСКД. На стадии эскизного проекта (т. е. в учебных проектах) обозначение конструкторских документов допускается выполнять по упрощенной схеме. Например, сборочный чертеж привода обозначается ДМ 14.12.4.00.00 СБ,

где ДМ – означает курсовой проект по дисциплине «Детали машин»;

14 – год выполнения проекта (2014);

12 – номер задания;

4 – номер варианта;

4 нуля (позиции) зарезервированы в обозначении для указания номеров узлов (позиция 1), подузлов (позиция 2) и номеров деталей (позиции 3 и 4). Следовательно, обозначение ДМ 14.12.4.10.08 означает – 8-я деталь 1-го узла привода (редуктора), а ДМ 14.12.4.00.00 ПЗ – пояснительная записка проекта.

Титульный лист расчетно-пояснительной записки курсового проекта (далее ПЗ) выполняется согласно приложению 1. Вторым листом ПЗ является индивидуальное задание, оформленное соответствующим образом (приложение 2), после чего помещается лист «Содержание» с указанием всех разделов ПЗ и номеров страниц.

Все листы ПЗ должны иметь рамку и основную надпись формы 2 (1 лист) и 2а (ГОСТ 2.104-68), где помещается обозначение документа и номер листа.

Дополнительно считаем необходимым выделить особо следующие моменты:

- все расчеты, связанные с действием сил, моментов, обязательно должны сопровождаться расчетными схемами с обозначением на них расчетных величин;
- точность вычислений при прочностных, энергетических и других инженерных расчетах должна быть до 3-х значащих цифр (с округлением последней цифры), исключая расчеты по определению геометрических размеров деталей (в частности – диаметров зубчатых и червячных колес). В последнем случае точность вычислений должна быть сопоставима с точностью станков и измерительных инструментов (до 0,01 мм);
- в связи с имеющимися разногласиями в обозначении физических величин в разных литературных источниках рекомендуются символы:
 - Т – для обозначения вращающего момента,
 - М – момента силы,
 - А – площади сечения,
 - F – силы (при этом F_a – осевой,
 F_r – радиальной,
 F_n – нормальной,
 F_t – тангенциальной, касательной);
- основными единицами физических величин при прочностных расчетах рекомендуются:
 - Н – силы,
 - Нмм – момента силы,
 - мм – размеров сечения,
 - МПа (Н/мм^2) – напряжения.

В расчетах промежуточные вычисления не приводят, т.е. сначала записывают формулу в буквенном обозначении, с объяснением входящих величин, затем производят подстановку числовых данных и представляют конечный результат с обязательным указанием размерности.

В ПЗ обязательны ссылки на литературные источники при выборе характеристик материалов, коэффициентов, формул оригинального характера и т.д.. Например: «Коэффициент ширины зубьев принимаем $\psi_{ва}=0,25$ [6, с.216]», где 6 – номер литературного источника согласно списку литературы.

Пояснительную записку рекомендуется оформить аккуратным почерком, без сокращений (за исключением разрешенных ГОСТ-ом), пастами обычных цветов (не рекомендуются цвета зеленый и красный). Допускается выполнение ПЗ машинописным способом (I-ый экземпляр), в компьютерном варианте, предварительно согласовав с руководителем.

15. ЭЛЕМЕНТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ТВОРЧЕСТВА ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Кроме заданий на проектирование, приведенных ниже, возможно выполнение студентами индивидуальных заданий, содержащих элементы исследований, творчества, реального проектирования. Наиболее перспективны при этом следующие направления:

А. Решение задач оптимизации. Наибольшее распространение и практический интерес представляют задания, в которых в качестве исследования выполняются сравнения массо-габаритных показателей передач и привода в целом при различных конструктивных решениях и вариантах изготовления. Среди них рекомендуются для исследования влияние на массу и габариты редуктора и привода:

- твердости поверхности зубьев;
- ширины зубьев;
- частоты вращения двигателя;
- разбивки общего передаточного числа привода.

Решение всех указанных задач требует применения для расчетов ЭВМ.

Б. Применение элементов САПР при курсовом проектировании. Это направление также включает поиск оптимального решения с выдачей результатов в графическом виде на экране дисплея или с помощью графопостроителя на бумаге. Проектирование ведется обычно в диалоговом режиме «человек – ЭВМ».

Конкретные примеры оптимизационного проектирования на комплексе АРМ-М приведены в [12].

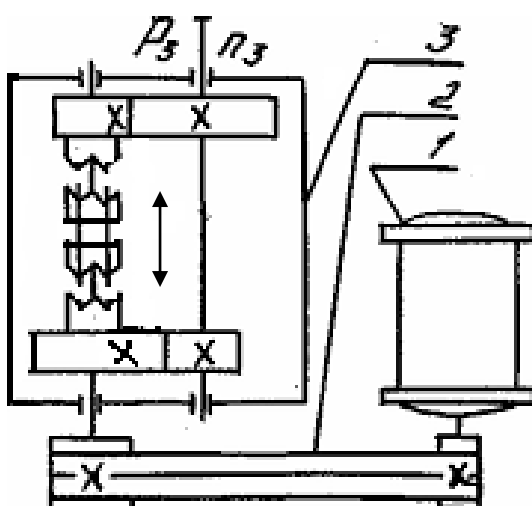
В. Реальное (сквозное) проектирование. Наиболее подготовленные студенты могут быть привлечены к решению задач реального проектирования по тематике НИР, СКБ, по заказам хозяйств. При этом курсовое проектирование может являться составной частью проектов по специальным дисциплинам, дипломного проектирования.

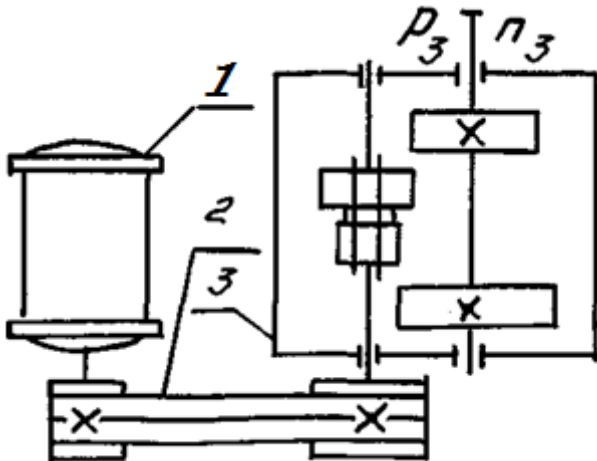
16. ЗАЩИТА ПРОЕКТОВ

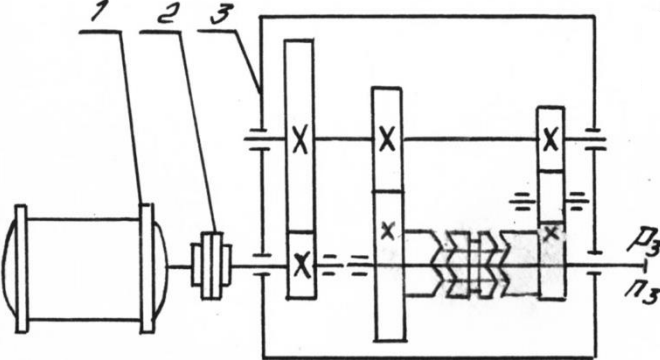
К защите допускаются проекты при наличии подписи руководителя на титульном листе, имеющиеся замечания до защиты должны быть устранены.

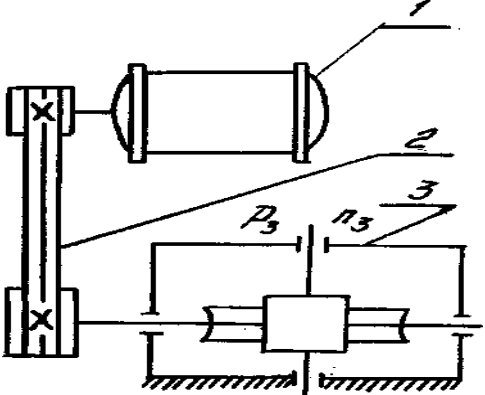
Проекты защищаются перед комиссией из двух преподавателей. Защита состоит из краткого доклада (до 5 минут) и ответов на вопросы членов комиссии.

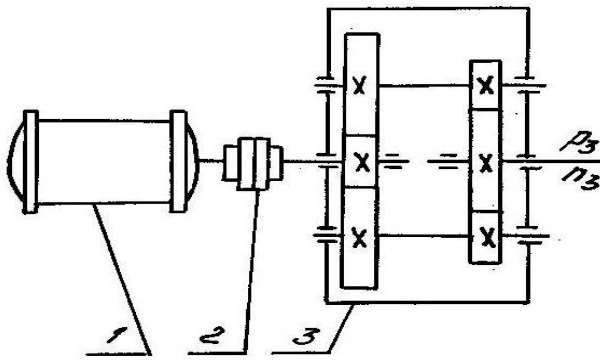
17. ЗАДАНИЯ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

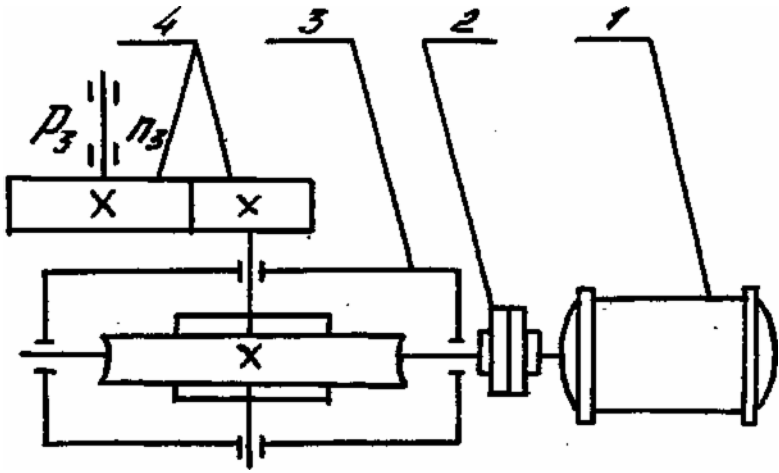
Задание № 1		Привод к цепному конвейеру					
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Коробка передач					
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	P_3 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
	$n_{3 \max}$, мин ⁻¹	250	220	200	180	175	150
	$n_{3 \min}$, мин ⁻¹	140	120	100	80	75	60

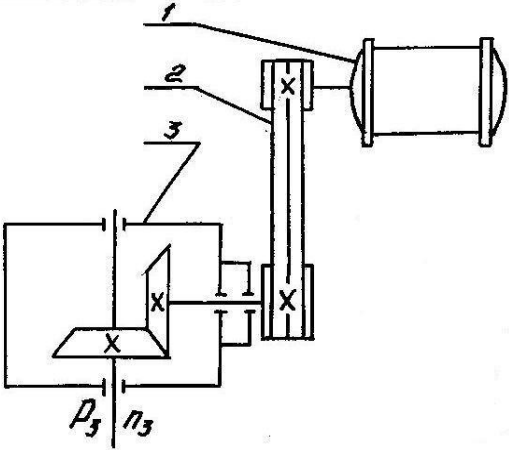
Задание № 2	Привод к внешнему кормораздатчику					
			1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Коробка передач			
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_{3 \max}$, мин ⁻¹	160	125	100	80	63	50
$n_{3 \min}$, мин ⁻¹	80	63	50	40	30	25

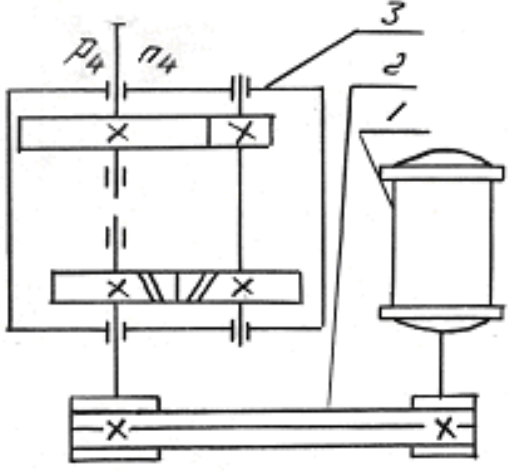
Задание № 3		Привод к винтовому толкателю					
		1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Коробка реверсирующая					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 max, мин ⁻¹		250	200	150	120	100	80
n_3 min, мин ⁻¹		125	100	75	60	50	40

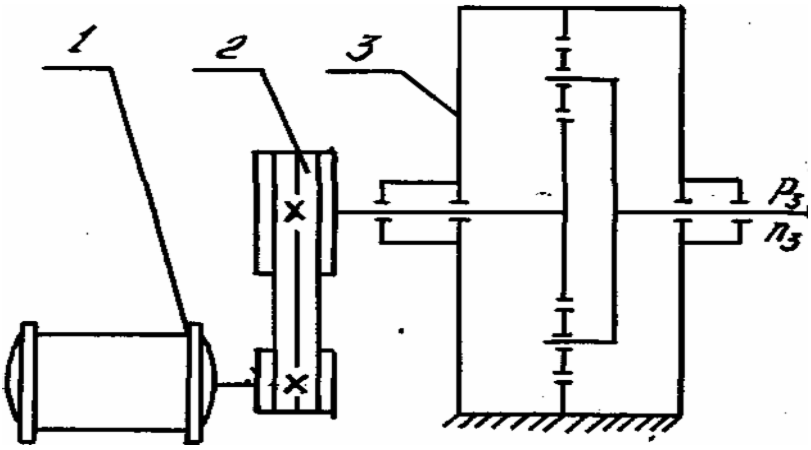
Задание № 4		Привод к кормораздатчику					
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор червячный с боковым червяком					
Исходные данные		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 , мин ⁻¹		30	25	20	15	10	8

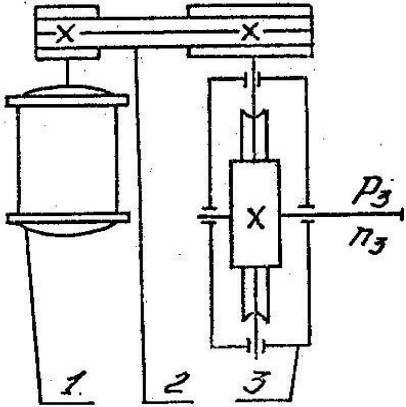
Задание № 5	Привод к ленточному транспортеру					
				1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Редуктор цилиндрический соосный двухпоточный		
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
	P_3 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3
n_3 , мин ⁻¹	120	100	80	60	50	40

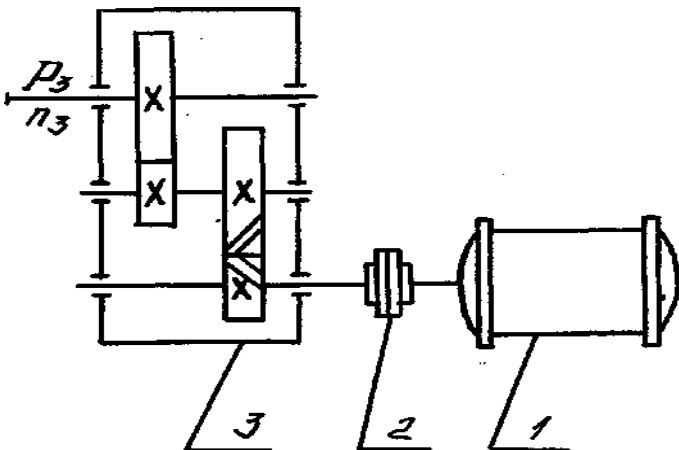
Задание № 6		Привод к конвейеру- кормораздатчику					
		1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Редуктор 4. Открытая зубчатая передача					
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	P_3 , кВт	1,0	1,5	3,5	2,0	2,5	4,0
n_3 , мин ⁻¹	40	25	45	12	20	30	

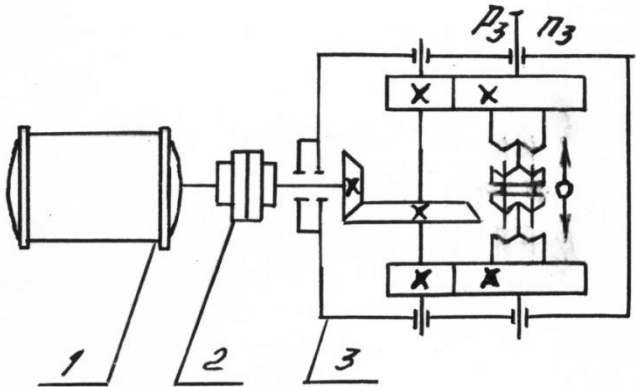
Задание № 7		Привод к ленточному транспортеру					
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача (натяжение весом двигателя) 3.Редуктор					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,5	5,0	2,0	4,0	1,0	3,0
n_3 , мин ⁻¹		150	250	80	200	100	120

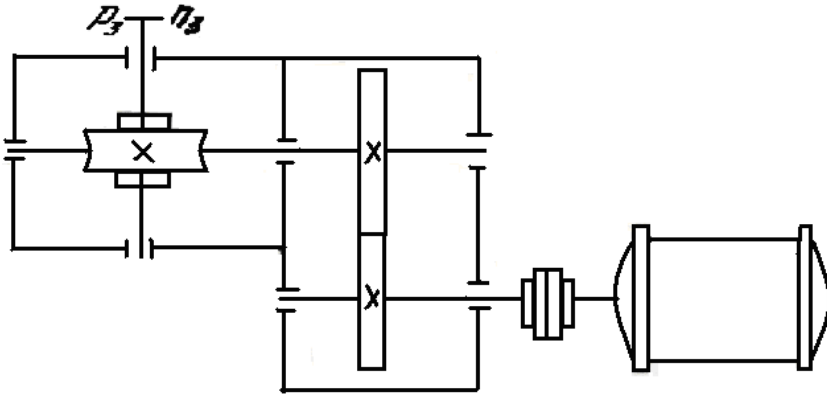
Задание № 8		Привод к ковшовому элеватору					
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_4 , кВт		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
n_4 , мин ⁻¹		60	50	40	30	20	15

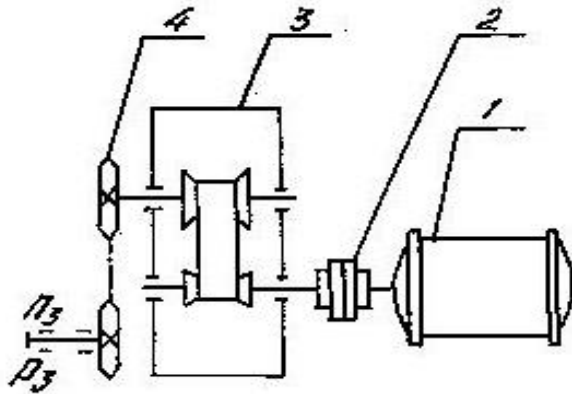
Задание № 9		Привод к шнековому смесителю кормов					
		1.Электродвигатель 2.Клиноременная передача 3.Редуктор планетарный					
Исходные данные		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,5	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 , мин ⁻¹		150	120	90	70	60	40

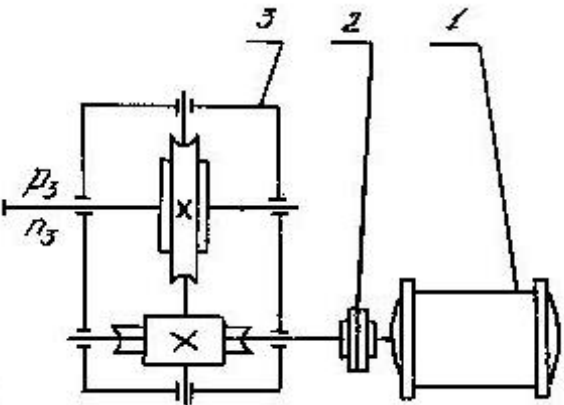
Задание № 10		Привод к пластинчатому конвейеру					
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор червячный (верхний червяк)					
Исходные данные		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,5	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 , мин ⁻¹		40	31,5	25	20	16	12,5

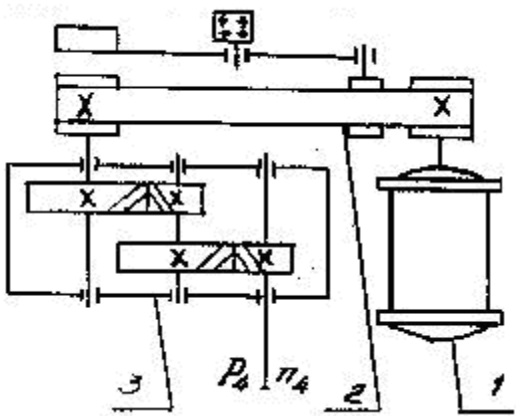
Задание № 11		Привод к пластинчатому транспортеру						
			1. Электродвигатель 2. Муфта управляемая кулачковая 3. Редуктор					
Исходные данные		Варианты						
		1	2	3	4	5	6	
$P_3, \text{kВт}$		2,0	3,0	4,0	5,0	6,3	6,3	
$n_3, \text{мин}^{-1}$		160	125	100	80	60	40	

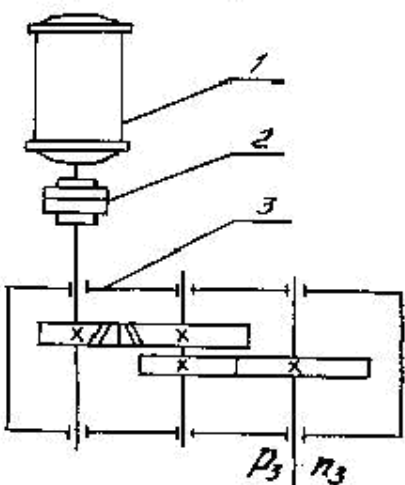
Задание № 12		Привод к шнеку – дозатора					
			1.Электродвигатель 2.Муфта упругая 3.Коробка передач				
Исходные данные		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
	$P_3, \text{kВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
	$n_{3 \text{ max}}, \text{мин}^{-1}$	125	100	90	80	70	60
	$n_{3 \text{ min}}, \text{мин}^{-1}$	80	70	60	50	40	30

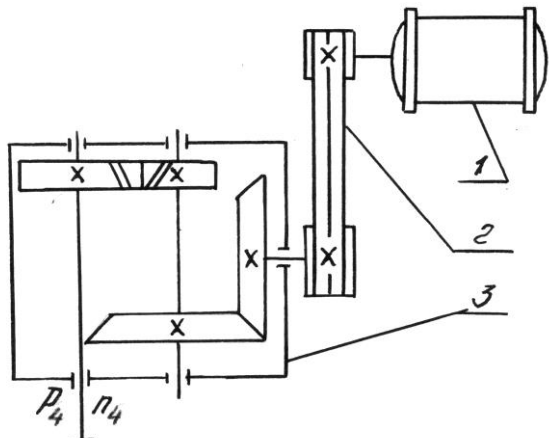
Задание № 13		Привод к шнеку – дозатору					
		1. Электродвигатель 2. Муфта 3. Редуктор цилиндрико- червячный					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		3,5	1,8	2,2	2,7	1,5	2,0
n_3 , мин ⁻¹		20	13	10	25	17	7,5

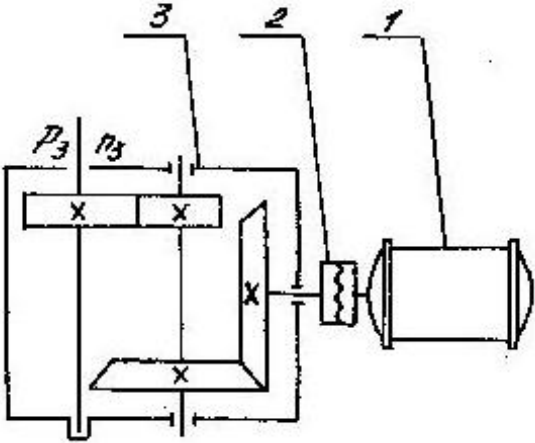
Задание № 14		Привод к ленточному кормораздатчику					
		1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Вариатор 4. Цепная передача					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_{3 \max}$, мин ⁻¹		400	350	300	275	250	225
Диапазон регулирования		2	2	2,5	2,5	3	3

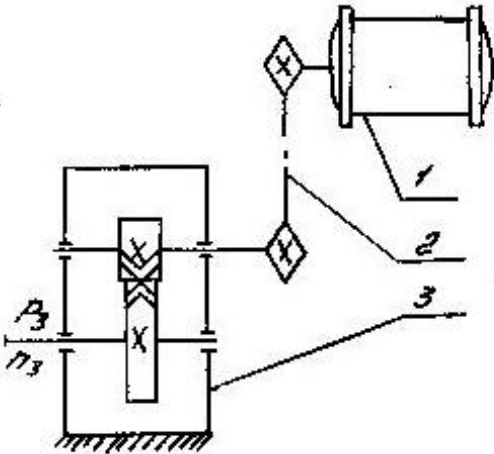
Задание №15		Привод к механизму поворота крана				
		1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Редуктор червячный двухступенчатый				
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	2	5
n_3 , мин ⁻¹	20	15	20	15	10	15

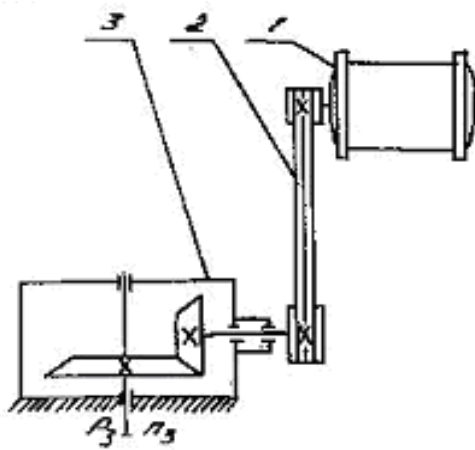
Задание №16		Привод к конвейеру - кормораздатчику				
		1. Электродвигатель 2. Ременная передача с натяжным роликом 3. Редуктор				
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
	P_4 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	2,0
n_4 , мин ⁻¹	40	30	25	20	15	10

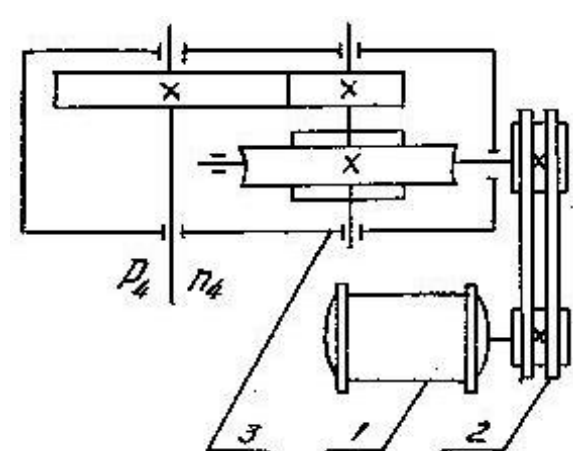
Задание №17		Привод к ленточному транспортеру					
			1. Электродвигатель 2. Муфта предохранительная со срезным элементом 3.Редуктор				
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
P_3 , кВт	8	6	5	4	3	2	
n_3 , мин ⁻¹	20	25	40	50	60	80	

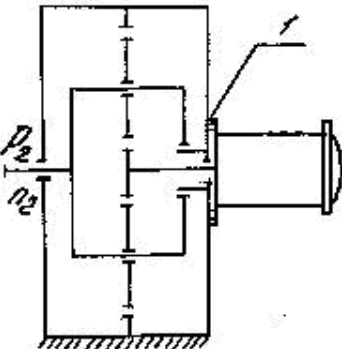
Задание №18		Привод к ленточному транспортеру				
			1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 4. Редуктор			
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
P_4 , кВт	2	2,5	0,8	1,0	1,5	1,2
n_4 , мин ⁻¹	75	60	50	40	30	20

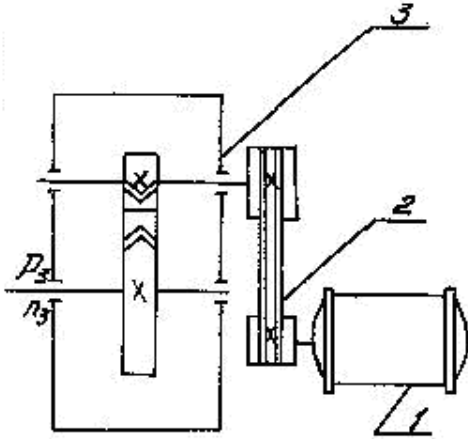
Задание №19		Привод к ленточному транспортеру					
		1. Электродвигатель 2. Муфта предохранительная кулачковая 3. Редуктор					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,5	2,5	3	5	4	6
n_3 , мин ⁻¹		130	110	90	70	60	100

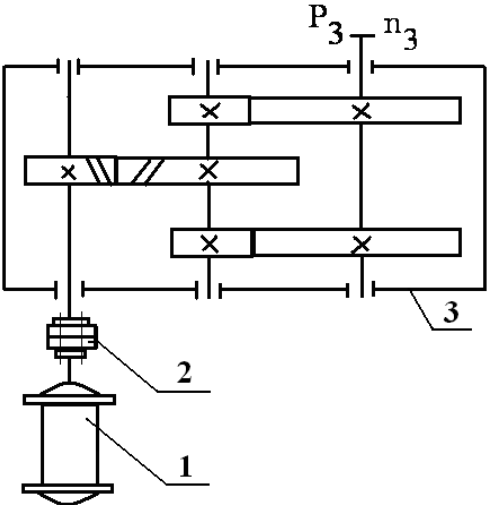
Задание №20		Привод к ленточному транспортеру					
		1. Электродвигатель 2. Цепная передача 3. Редуктор шевронный вертикальный					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 , мин ⁻¹		180	160	120	100	80	60

Задание №21		Привод к подвесному транспортеру						
			1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор (вертикальный)					
Исходные данные		Варианты						
		1	2	3	4	5	6	
Р ₃ , кВт		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3	
n ₃ , мин ⁻¹		200	160	120	100	80	60	

Задание №22		Привод к ковшовому элеватору						
			1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор					
Исходные данные	Варианты							
	1	2	3	4	5	6		
P_4 , кВт	1	2	3	1,5	2,5	4		
n_4 , мин ⁻¹	15	20	12	10	8	10		

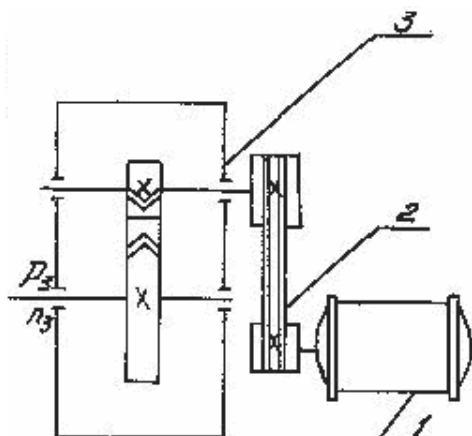
Задание №23		Привод к шнековому транспортеру				
			1. Мотор - редуктор с планетарной передачей			
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
	P ₂ , кВт	1,3	1,7	2,0	2,5	3,0
n ₂ , мин ⁻¹	70	145	80	90	100	120

Задание №24		Привод к ковшовому элеватору				
		1. Электродвигатель 2. Ременная передача с поликлиновым ремнем 3. Редуктор				
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт	1,0	1,5	2,5	4,0	2,0	3,0
n_3 , мин ⁻¹	80	75	70	65	50	40

Задание №25		Привод к конвейеру																														
		1. Электродвигатель 2. Муфта предохранительная со срезным элементом 3. Редуктор																														
		<table><tr><th rowspan="2">Исходные данные</th><th colspan="6">Варианты</th></tr><tr><th>1</th><th>2</th><th>3</th><th>4</th><th>5</th><th>6</th></tr><tr><td>P_3, кВт</td><td>1,6</td><td>2,5</td><td>4,0</td><td>5,0</td><td>6,3</td><td>8,0</td></tr><tr><td>n_3, мин⁻¹</td><td>25</td><td>40</td><td>60</td><td>80</td><td>100</td><td>160</td></tr></table>						Исходные данные	Варианты						1	2	3	4	5	6	P_3 , кВт	1,6	2,5	4,0	5,0	6,3	8,0	n_3 , мин ⁻¹	25	40	60	80
Исходные данные	Варианты																															
	1	2	3	4	5	6																										
P_3 , кВт	1,6	2,5	4,0	5,0	6,3	8,0																										
n_3 , мин ⁻¹	25	40	60	80	100	160																										

Приложения

Задание 24



1. Электродвигатель
2. Клиноременная передача
3. Редуктор

Спроектировать привод к ковшовому элеватору

Исходные данные:

Мощность P_3 , кВт 3,0

Частота вращения выходного вала n_3 , мин⁻¹ 40

Представить пояснительную записку с полным расчетом привода и чертежи:

1. Сборочного чертежа редуктора
2. Чертежи деталей: выходного вала, ведомого колеса

Руководитель _____ (Григорьев А.О.)

Студент _____ (Иванов А.В.)

					ДМ 23.24.4.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Иванов А.В.				Разработка привода 45	Лит.	Лист
Провер.	Григорьев А.О.						Листов
Утверд.						ФГБОУ ВО ЧГАУ	

Расчет привода

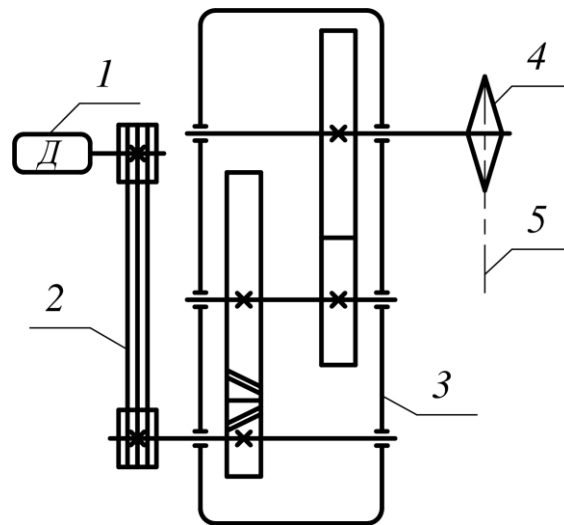


Схема привода: 1 – двигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый; 4 – звездочка; 5 – цепь тяговая

Исходные данные:

Выходная частота вращения, мин ⁻¹	37,5
Выходная мощность, кВт	1,6
допускаемое отклонение частоты вращения	±5%
срок службы привода L , час	20000
работа привода	без реверсирования, ударов

Расчет привода

Потребная мощность электродвигателя

$$P_{\text{потр}} = \frac{P_{\text{зв}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{ц}}^2 \cdot \eta_{\text{н}}^3 \cdot \eta_{\text{р}}$ – общий КПД привода,

$\eta_{\text{ц}} = 0,97$ – КПД цилиндрической зубчатой передачи,

$\eta_{\text{н}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения,

$\eta_{\text{р}} = 0,96$ – КПД клиноременной передачи.

Отсюда

$$\eta_{\text{общ}} = 0,97^2 \cdot 0,99^3 \cdot 0,96 = 0,88, P_{\text{потр}} = \frac{1,6}{0,88} = 1,82 \text{ кВт}.$$

Наиболее приемлемая частота вращения двигателя

$$n_{\text{потр}} = n_{\text{зв}} \cdot u_{\text{ред}} \cdot i_{\text{рем}},$$

где

$u_{ред}$ – передаточное число редуктора. При предельных значениях для двухступенчатых цилиндрических редукторов 8...40 принимаем $u_{ред}=20$, $i_{рем}=4$ – приемлемое передаточное отношение для клиноременных передач.

При этом

$$n_{ном} = 37,5 \cdot 20 \cdot 4 = 3000 \text{ мин}^{-1}.$$

По вычисленным значениям $P_{ном}$ и $n_{ном}$ выбирается двигатель 4А80В2У3 с характеристиками $P_{ном} = 2,2 \text{ кВт}$, $n_{ном} = 2850 \text{ мин}^{-1}$, $T_{\max}/T_{\min} = 2,6$. [5; с. 459, т. 24,9].

Общее передаточное отношение привода составляет

$$u_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_{зв}} = \frac{2850}{37,5} = 76.$$

Передаточное число редуктора выбираем из стандартного ряда ($u_{ред}=20$). Тогда

$$i_{рем} = \frac{u_{общ}}{u_{ред}} = \frac{76}{20} = 3,80.$$

Передаточные числа отдельных ступеней редуктора выбираем по номограмме. Принимаем $u_1=5,5$. Тогда $u_2 = \frac{u_{ред}}{u_1} = \frac{20}{5,5} = 3,64$.

При этом частоты вращения валов привода

$$\begin{aligned} n_1 = n_{ном} = 2850 \text{ мин}^{-1}; \quad n_2 = \frac{n_1}{i_{рем}} = \frac{2850}{3,80} = 750 \text{ мин}^{-1}; \\ n_3 = \frac{n_2}{u_1} = \frac{750}{5,5} = 136 \text{ мин}^{-1}; \quad n_4 = \frac{n_3}{u_2} = \frac{136}{3,64} = 37,4 \text{ мин}^{-1}. \end{aligned}$$

Угловые скорости валов

$$\begin{aligned} \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2850}{30} = 298,3 \text{ рад/с}; \quad \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ рад/с}; \\ \omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 136}{30} = 14,2 \text{ рад/с}; \quad \omega_4 = \frac{\pi n_4}{30} = \frac{\pi \cdot 37,4}{30} = 3,91 \text{ рад/с}. \end{aligned}$$

Мощности на валах

$$\begin{aligned} P_1 = P_{ном} = 1,82 \text{ кВт}; \quad P_2 = P_1 \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_n = 1,82 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,73 \text{ кВт}; \\ P_3 = P_2 \cdot \eta_u \cdot \eta_n = 1,73 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 1,66 \text{ кВт}; \quad P_4 = P_{зв} = 1,6 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

Вращающие моменты

$$\begin{aligned} T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{1,82 \cdot 10^3}{298,3} = 6,10 \text{ Нм}; \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{1,73 \cdot 10^3}{78,5} = 22,0 \text{ Нм}; \\ T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{1,66 \cdot 10^3}{14,2} = 117 \text{ Нм}; \quad T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{1,6 \cdot 10^3}{3,91} = 409 \text{ Нм}. \end{aligned}$$

Пример расчета косозубой цилиндрической передачи

Исходные данные: $T_1=53,2\text{Нм}$; $T_2=256,4\text{Нм}$; $u=5$; $n_1=375,6\text{мин}^{-1}$;
 $\omega_1=39,3\text{рад/с}$; $n_2=75\text{мин}^{-1}$; $\omega_2=7,8\text{рад/с}$; срок службы передачи
 $L=20000$ час; производство мелкосерийное

Выбор материала, термообработка, допускаемые напряжения.

Для зубчатых колес принимаю марку стали 45, термообработка – улучшение, твердость HB 250...280 (263).

Для шестерни принимаю материал сталь 45, термообработка – улучшение, твердость HB 230...260 (245)

Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]} - \text{для тихоходной ступени}$$

$\sigma_{H \lim b}$ - предел контактной выносливости при базовом числе циклов

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70;$$

- для шестерни: $\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}$ [7; с. 34, т. 3.2]

- для колеса: $\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot 263 + 70 = 596 \text{ МПа}$

$K_{HL} = 1$ - коэффициент долговечности

$[S_H] = 1,1$ - коэффициент безопасности

$$\text{Для шестерни: } [\sigma_H] = \frac{560 \cdot 1}{1,1} = 509 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса: } [\sigma_H] = \frac{596 \cdot 1}{1,1} = 541,8 \text{ МПа}$$

Допускаемые контактные напряжения для быстроходной ступени.

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$$

$$[\sigma_H] = 0,45(541,8 + 509) = 472,8 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F^0 \lim b}}{[S_F]}; [S_F] - \text{коэффициент безопасности}$$

$$[S_F] = [S_F]'[S_F]'' = 1,75 * 1 = 1,75 \text{ [7, т. 3,9, с. 45]}$$

$$\sigma_{F^0 \lim b} = 1,8HB$$

- для шестерни: $\sigma_{F^0 \lim b} = 1,8 \cdot 263 = 473 \text{ МПа}$, $[\sigma_F]_1 = \frac{473}{1,75} = 270 \text{ МПа}$

- для колеса: $\sigma_{F^0 \lim b} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}$, $[\sigma_F]_2 = \frac{441}{1,75} = 252 \text{ МПа}$

Определение параметров тихоходной ступени

Межосевое расстояние:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}$$

$K_a = 49,5$ - вспомогательный коэффициент для прямозубых передач
 $[\sigma_H] = 472,8 \text{ МПа}$ - допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом;

$\psi_{ba} = 0,25$ - коэффициент ширины венца колеса;

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба;

$K_{H\beta} = 1,1$

$$a_w = 43(5+1) \sqrt[3]{\frac{256,4 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{472,8^2 \cdot 5^2 \cdot 0,25}} = 151,3 \text{ мм}$$

Ближайшее значение межосевого расстояния по СТ СЭВ229-75
 $a_w = 160 \text{ мм}$ [7, с. 36]

Нормальный модуль зацепления:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) 160 = 1,6 \dots 3,2 \text{ мм}$$

Принимаю по ГОСТ 9563-60* $m_n = 2 \text{ мм}$

Предварительно принимаю угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определяю число зубьев шестерни и колеса:

$$\text{суммарное число зубьев } z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 10^\circ}{2} = 157,5 \text{ мм}$$

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{U+1} = \frac{158}{5+1} = 26 \quad (\text{для шестерни})$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 158 - 26 = 132 \quad (\text{для колеса})$$

Уточненное значение угла наклона зубьев β :

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(26 + 132) \cdot 2}{2 \cdot 160} = 0,9875$$

$$\arccos 0,9875 = 9^\circ 04'$$

Принимаю угол наклона зубьев $\beta = 9^\circ 04'$

Основные размеры шестерни и колеса:

$$\text{- диаметры делительные: } d_1 = mz_1 / \cos \beta = 2 \cdot 26 / 0,9875 = 52,66 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 / \cos \beta = 2 \cdot 132 / 0,9875 = 267,34 \text{ мм}$$

$$\text{Проверка: } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{52,66 + 267,34}{2} = 160 \text{ мм}$$

$$\text{- диаметры вершин зубьев: } d_{a1} = d_1 + 2m = 52,66 + 2 \cdot 2 = 56,66 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 267,34 + 2 \cdot 2 = 271,34 \text{ мм}$$

$$\text{- диаметры впадин зубьев: } d_{f1} = d_1 - 2,4m = 52,66 - 2,4 \cdot 2 = 47,86 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 267,34 - 2,4 \cdot 2 = 262,54 \text{ мм}$$

$$\text{- ширина колеса: } b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 160 = 40 \text{ мм}$$

$$\text{- ширина шестерни: } b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм}$$

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{45}{52,66} = 0,85$$

Окружная скорость колес:

$$v = \frac{\pi n_1 d_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 373,6 \cdot 52,66}{60 \cdot 10^3} = 1,03 \text{ м/с}$$

Степень точности передачи: для прямозубых колес при $v \leq 5$ м/с следует назначить 8-ю степень точности по ГОСТ1643-81

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

$$K_{H\beta} = 1,1 \quad [7, \text{т. 3.1, с. 32}]$$

$$K_{H\alpha} = 1,1 \quad [7, \text{с. 32}]$$

$$K_{H\nu} = 1,0 \quad [7, \text{т. 3.6, с. 40}]$$

$$K_H = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1,21$$

Контактные напряжения:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U+1)^3}{b_2 U^2}} = \frac{270}{160} \sqrt{\frac{256,4 \cdot 10^3 \cdot 1,21 \cdot (5+1)^3}{40 \cdot 5^2}} = 436,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H < [\sigma_H] = 472,8 \text{ МПа}$$

Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m} \leq [\sigma_F]$$

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} = 1,20 \cdot 1,1 = 1,32 \quad [7, \text{т.3,7, с. 43}]$$

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба и зависящий от числа зубьев:

$$\text{- для шестерни: (при } z=26) \quad Y_{F1} = 3,9$$

$$\text{- для колеса: (при } z=132) \quad Y_{F2} = 3,6$$

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{270}{3,9} = 69,2; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,6} = 70$$

Проверку на изгиб проводим для шестерни:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b_1 m} = \frac{1918 \cdot 1,32 \cdot 3,9}{45 \cdot 2} = 109,7 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 270 \text{ МПа}$$

Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{- окружная: } F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 256,4 \cdot 10^3}{267,34} = 1918 \text{ Н}$$

$$\text{- радиальная: } F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1918 \cdot \tan 20}{\cos 9^{\circ}04'} = 706,9 \text{ Н}$$

$$\text{- осевая: } F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1918 \cdot \tan 9^{\circ}04' = 306,07 \text{ Н}$$

Пример расчета конической цилиндрической передачи

Исходные данные: $T_1=17,8\text{Нм}$; $T_2=53,2\text{Нм}$; $u=3,15$;
 $n_1=1183\text{мин}^{-1}$; $\omega_1=123,8\text{рад/с}$; $n_2=375,6\text{мин}^{-1}$; $\omega_2=39,3\text{рад/с}$; срок службы
 передачи $L=20000$ час; производство мелкосерийное

Выбор материала, термообработка, допускаемые напряжения.

- для шестерни: сталь 45

термическая обработка : улучшение

твердость HB 230

- для колеса: сталь 45

термическая обработка: улучшение

твердость HB 200

Допустимые контактные напряжения (формула (3.9)[7]), будут:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H \lim b \times K_{HL}}{[S_H]},$$

По таблице 3.2 гл. 3[1] имеем для сталей с твердостью поверхностей зубьев менее HB 350:

$$\sigma_H \lim b = 2 \times HB + 70$$

$$\sigma_H \lim b_{\text{(шестерня)}} = 2 \times 230 + 70 = 530 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H \lim b_{\text{(колесо)}} = 2 \times 200 + 70 = 470 \text{ МПа}$$

K_{HL} - коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора принимаем $K_{HL} = 1$; коэффициент безопасности $[S_H] = 1,1$

Допустимые контактные напряжения:

$$\text{для шестерни} \quad [\sigma_{H_1}] = \frac{530 \times 1}{1,1} = 481,818 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса} \quad [\sigma_{H_2}] = \frac{470 \times 1}{1,1} = 427,273 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых колес за расчетное напряжение принимается минимальное допустимое контактное напряжение шестерни или колеса.

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение будет:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H_2}] = 427,273 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент симметричности расположения колес относительно опор по таблице 3.5 [7]: $K_{H\beta} = 1,35$.

Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию принимаем (рекомендация по ГОСТ 12289-76):

$$\psi_{bRe} = 0,285$$

Тогда внешний делительный диаметр колеса вычисляем по формуле (3.29[7]):

$$d_{e2} = K_d \times \sqrt{\frac{T_2 \times K_{H\beta} + U}{[\sigma_H]^2 \times (1 - 0,5 \times \psi_{bRe})^2 \times \psi_{bRe}}} =$$

$$= 99 \times \sqrt{\frac{53200 \times 1,35 \times 3,15}{427,273^2 \times (1 - 0,5 \times 0,285)^2 \times 0,285}} = 240,7 \text{ мм},$$

где для прямозубых колес $K_d = 99$, а передаточное число нашей передачи $U = 3,15$,

$T_{(кол.)} = 53200 \text{ Н} \times \text{мм}$ - момент на колесе.

Принимаем по ГОСТ 12289-76 ближайшее стандартное значение $d_{e2} = 250 \text{ мм}$, см. стр.49[7].

Примем число зубьев шестерни $z_1 = 25$.

Тогда число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \times U = 25 \times 3,15 = 78,75$$

Принимаем $z_2 = 79$. Тогда:

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{79}{25} = 3,16$$

Отклонение от заданного:

$$\frac{(3,15 - 3,16) \times 100}{3,15} = 0,3\%$$

что допускается ГОСТ 12289-76 (по стандарту отклонение не должно превышать 3%)

Внешний окружной модуль:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{250}{79} = 3,16 \text{ мм}$$

В конических колесах не обязательно иметь стандартное значение m_e . Это связано технологией нарезания зубьев конических колес. Примем: $m_e = 3,16 \text{ мм}$.

Углы делительных конусов:

$$\text{ctg}(\delta_1) = U = 3,15; \quad \delta_1 = 17,6^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17,6^\circ = 72,4^\circ.$$

Внешнее конусное расстояние R_e и ширина венца b :

$$R_e = 0,5 \times m_e \times \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \times 3,16 \times \sqrt{25^2 + 79^2} = 130,9 \text{ мм};$$

$$b = \psi_{bRe} \times R_e = 0,285 \times 130,9 = 37,3 \text{ мм}.$$

Принимаем: $b = 37 \text{ мм}$.

Внешний делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1} = m_e \times z_1 = 3,16 \times 25 = 79 \text{ мм}.$$

Средний делительный диаметр шестерни и колеса:

$$d_1 = m_e \frac{(R_e - 0,5 \times b)}{R_e} z_1 = 3,16 \cdot \frac{(130,9 - 0,5 \times 37)}{130,9} \cdot 25 = 67,8 \text{ мм}.$$

$$d_2 = m_e \frac{(R_e - 0,5 \times b)}{R_e} z_2 = 3,16 \cdot \frac{(130,9 - 0,5 \times 37)}{130,9} \cdot 79 = 214,3$$

Внешние диаметры шестерни и колеса (по вершинам зубьев):

$$d_{ae_1} = d_{e_1} + 2 \times m_e \times \cos(\delta_1) = 79 + 2 \times 3,16 \times \cos(17,6^\circ) = 85 \text{ мм};$$

$$d_{ae_2} = d_{e_2} + 2 \times m_e \times \cos(\delta_2) = 250 + 2 \times 3,16 \times \cos(72,4^\circ) = 251,9 \text{ мм};$$

Средний окружной модуль:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{67,8}{25} = 2,712 \text{ мм}.$$

Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{37}{67,8} = 0,54$$

Средняя окружная скорость колес:

$$V = \frac{\omega_{(шест.)} \times d_1}{2} = \frac{123,8 \times 67,8 \times 10^{-3}}{2} = 4,2 \text{ м/с}$$

Для конической передачи назначаем 7-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки равен:

$$K_H = K_{H\beta} \times K_{H\alpha} \times K_{H\nu}$$

Коэффициент $K_{H\beta} = 1,21$ выбираем по таблице 3.5[7], коэффициент

$K_{H\alpha} = 1,1$, коэффициент $K_{H\nu} = 1,07$ выбираем по таблице 3.6[7], тогда:

$$K_H = 1,21 \times 1,1 \times 1,07 = 1,42$$

3.2 Проверочный расчёт по контактным напряжениям

Проверку контактных напряжений проводим по формуле 3.27[7]:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5 \times b} \times \sqrt{\frac{T_{(кол.)} \times K_H \times \sqrt{(U^2 + 1)^3}}{b \times U^2}} =$$

$$= \frac{335}{130,9 - 0,5 \times 37} \times \sqrt{\frac{53200 \times 1,42 \times \sqrt{(3,15^2 + 1)^3}}{37 \times 3,15^2}} = 264,1 \text{ МПа}$$

$$264,1 \leq [\sigma_H] = 427,273 \text{ МПа}$$

Силы действующие в зацеплении вычислим по формулам:

$$\text{окружная: } F_t = \frac{2 \times T_{(шест.)}}{d_1} = \frac{2 \times 17700}{67,8} = 522 \text{ Н};$$

$$\text{радиальная: } F_{r_1} = F_{a_2} = F_t \times \operatorname{tg}(\alpha) \times \cos(\delta_1) = 522 \times \operatorname{tg}(20^\circ) \times \cos(17,6^\circ) = 181,1 \text{ Н};$$

$$\text{осевая: } F_{a_1} = F_{r_2} = F_t \times \operatorname{tg}(\alpha) \times \sin(\delta_1) = 522 \times \operatorname{tg}(20^\circ) \times \sin(17,6^\circ) = 57,4 \text{ Н}.$$

3.3 Проверка зубьев передачи на изгиб

Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле 3.31 [7]:

$$\sigma_F = \frac{F_t \times K_F \times Y_F}{v_F \times b \times m} \leq [\sigma_F]$$

Здесь коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} \times K_{Fv}$ (см. стр. 42[7]), в соответствии с рекомендациями на стр. 53[1]. По таблице 3.7[7] выбираем коэффициент расположения колес $K_{F\beta} = 1,62$, по таблице 3.8 [7] выбираем коэффициент $K_{Fv} = 1,35$. Таким образом, коэффициент $K_F = 1,62 \times 1,35 = 2,18$. $v_F = 0.85$ - опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической. Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба и зависящий от эквивалентного числа z_v (см. гл. 3, пояснения к формуле 3.25[7]):

$$\text{у шестерни: } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{25}{\cos(17,6^\circ)} = 26,2$$

$$\text{у колеса: } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{79}{\cos(72,4^\circ)} = 261,3$$

$$\begin{aligned} \text{Тогда: } Y_{F_1} &= 3,88 \\ Y_{F_2} &= 3,6 \end{aligned}$$

Допускаемые напряжения находим по формуле 3.24[7]:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\limb}^o \times K_{FL}}{[S_F]}$$

K_{FL} - коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора принимаем $K_{FL} = 1$.

$$\text{Для шестерни: } \sigma_{F\limb}^o = 414 \text{ МПа;}$$

$$\text{Для колеса: } \sigma_{F\limb}^o = 360 \text{ МПа.}$$

Коэффициент $[S_F]$ безопасности находим по формуле 3.24[7]:

$$[S_F] = [S_F]' \times [S_F]''.$$

$$[S_F]' = 1,75; [S_F]'' = 1; [S_F] = 1,75 \times 1 = 1,75$$

Допускаемые напряжения:

$$\text{для шестерни: } [\sigma_{F_1}] = \frac{414 \times 1}{1,75} = 236,571 \text{ МПа;}$$

$$\text{для колеса: } [\sigma_{F_2}] = \frac{360 \times 1}{1,75} = 205,714 \text{ МПа;}$$

$$\text{Находим отношения } \frac{[\sigma_F]}{Y_F}:$$

$$\text{для шестерни: } \frac{[\sigma_{F_1}]}{Y_{F_1}} = \frac{236,571}{3,88} = 60,97$$

$$\text{для колеса: } \frac{[\sigma_{F_2}]}{Y_{F_2}} = \frac{205,714}{3,6} = 57,14$$

Дальнейший расчет будем вести для шестерни, для которой найденное отношение меньше. Проверяем прочность зуба шестерни по формуле 3.25[7]:

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_t \times K_F \times Y_{F_2}}{\nu_F \times b \times m} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_{F_1} = \frac{522 \times 1,218 \times 3,6}{0,85 \times 37 \times 2,712} = 43,8 < [\sigma_F] = 236,571 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено.

Пример расчета червячной передачи

Исходные данные: $T_1=9,7\text{Нм}$; $T_2=420\text{Нм}$; $u=60$; $n_1 = 2905\text{мин}^{-1}$;
 $\omega_1 = 304\text{рад/с}$; $n_2 = 48,4\text{мин}^{-1}$; $\omega_2 = 5\text{рад/с}$; срок службы передачи
 $L=20000$ час; производство мелкосерийное.

Число витков червяка z_1 принимаем в зависимости от передаточного числа: при $u = 60$ принимаем $z_1 = 1$ [5, стр.36].

Число зубьев червячного колеса: $z_2 = z_1 \times u_{ред} = 1 \times 60 = 60$ [5, стр.36]

Принимаем $z_2 = 60$.

Выбираем материал червяка и венца червячного колеса.
 принимаем для червяка сталь 45 с закалкой для твердости не менее HRC 45 и последующим шлифованием.

Материал червячного колеса выбираем в зависимости от скорости скольжения в зацеплении:

$$v_c = 4,5 \times 10^{-4} \times n_1 \times \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \times 10^{-4} \times 2905 \times \sqrt[3]{420} = 9,8 \approx 10 \text{ м/с}$$

Выбираем материал венца из оловянистой бронзы БрО10Ф1 способ отливки в кокиль [5, стр.33]:

$$\sigma_T = 160 \text{ МПа} \quad \sigma_B = 240 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{H0}] = (0,85 \dots 0,90) \sigma_B = 0,87 \cdot 240 = 208,8 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] \cdot C_v \cdot K_{HL} = 208,8 \cdot 0,8 \cdot 0,8 = 133,6 \text{ МПа}$$

$$C_v = 0,8$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5,8 \cdot 10^7}} = 0,8$$

$$N = L \cdot 60 \cdot n_2 = 20000 \cdot 60 \cdot 48,4 = 5,8 \cdot 10^7$$

$$L = 20000 \text{ ч}$$

$$[\sigma_F] = K_{FL} [\sigma_{F0}]$$

$$[\sigma_{F0}] = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B = 0,25 \times 160 + 0,08 \times 240 = 59,2 \text{ МПа}$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{58 \cdot 10^6}} = 0,64;$$

$$[\sigma_F] = 0,64 \times 59,2 = 37,7 \text{ МПа}$$

Принимаем $q=12,5$.

$$\frac{q}{z_2} = 0,21$$

Определяем межосевое расстояние:

$$a_w \geq 0,625 \times \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \times \sqrt[3]{\frac{T_2 \times E_{np}}{[\sigma_H]^2 \times q / z_2}} = 0,625 \times (0,21 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{420 \times 10^3 \times 1,26 \times 10^5}{133,6^2 \times 0,21}} = 180,2 \text{ мм}$$

Принимаем $a_w = 180$ мм из стандартного ряда.

$$\text{Модуль } m = \frac{2 \times a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \times 180}{60 + 12,5} = 4,95 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 2144-76 [5, стр. 36] стандартные значения $m = 5 \text{ мм}$, $q = 12,5 \text{ мм}$

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \times (q + z_2) = \frac{180}{5} - 0,5 \times (12,5 + 60) = -0,25$$

Основные размеры червяка

Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = q \times m = 12,5 \times 5 = 62,5 \text{ мм}$$

Диаметр вершин витков червяка:

$$d_{a_1} = d_1 + 2 \times m = 62,5 + 2 \times 5 = 72,5 \text{ мм}$$

Диаметр впадин витков червяка:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4 \times m = 62,5 - 2,4 \times 5 = 50,5 \text{ мм}$$

Длина нарезанной части шлифованного червяка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \times z_2) \times m + 2,5 = (11 + 0,06 \times 60) \times 5 + 2,5 = 75,5 \text{ мм}$$

Делительный угол подъёма витка γ

$$\text{при } z_1 = 1; q = 12,5; \gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{1}{12,5} = 4^{\circ}35'$$

Основные размеры венца червячного колеса

Делительный диаметр червячного колеса:

$$d_2 = z_2 \times m = 60 \times 5 = 300 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса:

$$d_{a_2} = d_2 + 2m(1 + x) = 300 + 2 \times 5(1 + 0,25) = 312,5 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев червячного колеса:

$$d_{f_2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 300 - 2 \times 5(1,2 - 0,25) = 290,5 \text{ мм}$$

Наибольший диаметр червячного колеса:

$$d_{a_{m2}} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{(z_1 + k)} = 312,5 + \frac{6 \times 5}{(1 + 2)} = 322,5 \text{ мм}$$

$k=2$ – для передач с эвольвентным червяком.

Ширина венца червячного колеса:

$$b_2 \leq 0,75 \times d_{a_1} = 0,75 \times 72,5 = 54,4 \text{ мм}$$

При $v_s = 10 \text{ м/с}$ для оловянистой бронзы приведенный угол трения $p' = 1^{\circ}10'$

КПД редуктора с учетом потерь в опорах, потерь на разбрызгивание масла:

$$\eta = (0,95 \div 0,96) \times \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + p')} = 0,96 \times \frac{\operatorname{tg} 4^{\circ}35'}{\operatorname{tg}(4^{\circ}35' + 1^{\circ}10')} = 0,76$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{\Theta}\right)^3 (1 - x)$$

Коэффициент деформации червяка [7, табл. 4.6, стр. 64] $\Theta = 154$

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{60}{154}\right)^2 (1 - 0,6) = 1,06$$

$$K = K_{\beta} \times K_v = 1,06 \times 1,2 = 1,27, \text{ где } K_v = 1,2$$

Проверяем контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt{\frac{T_2 \times K \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)}{a_w^3}} = \frac{170}{\frac{60}{12,5}} \sqrt{\frac{420 \times 10^3 \times 1,27 \left(\frac{60}{12,5} + 1 \right)^3}{180^3}} = 129,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 129,6 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 133,6 \text{ МПа}$$

Проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб:

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{60}{(\cos 4^{\circ}35')^3} = 60,5$$

Коэффициент формы зуба [по табл. 4.5] $Y_F = 2,15$

$$\sigma_F = \frac{1,2 \times T_2 \times K \times Y_F}{Z_2 \times b_2 \times m^2} = \frac{1,2 \times 420 \times 10^3 \times 1,27 \times 2,15}{60 \times 54 \times 5^2} = 16,9 \text{ МПа, что значительно меньше}$$

$$[\sigma_F]$$

Пример расчета цепной передачи

Исходные данные: $P_1=7500\text{Вт}$ $T_1=73,9\text{Нм}$; $u=2,2$; $n_1=968\text{мин}^{-1}$.

Выбираем приводную двухрядную цепь.

Число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 31 - 2 \times u_1 = 31 - 2 \times 2,2 = 27 \quad \text{берем } z_1 = 30$$

Ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \times u_1 = 30 \times 2,2 = 66$$

Принимаем

$$z_1 = 30, \quad z_2 = 66$$

Расчетный коэффициент нагрузки

$$K_z = K_d \times K_a \times K_n \times K_p \times K_{cm} \times K_n = 1 \times 1 \times 1,25 \times 1,4 \times 1 = 1,75$$

где K_d - динамический коэффициент при спокойной нагрузке;

K_a - учитывает влияние межосевого расстояния;

K_n - учитывает влияние угла наклона центров;

K_p - учитывает периодическое регулирование натяжения;

K_{cm} - учитывает периодическое смазывание;

K_n - учитывает продолжительность работы в сутки.

Для определения шага цепи надо знать допускаемое $[p]$ в шарнирах цепи. В таблице допускаемое давление $[p]$ задано в зависимости от частоты ведущей звездочки и шага цепи. Поэтому для расчета следует задаться ориентировочно. Ведущая звездочка имеет частоту вращения $n_1=968 \text{ мин}^{-1}$. Среднее значение допускаемого давления при $n_1=968 \text{ мин}^{-1}$ $[p] = 16 \text{ МПа}$.

Шаг двурядной цепи

$$t \geq 2,8 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \times k_z}{z_1 \times [p] \times m}} = 2,8 \times \sqrt[3]{\frac{73,978 \times 1,75}{30 \times 16 \times 2}} = 14,912 \text{ мм}$$

Подбираем по таблице цепь 2ПР-15.875-45.4 по ГОСТ 13568-75, имеющую $t = 15,875 \text{ мм}$, разрушающую нагрузку $Q = 45,4 \text{ кН}$, массу $q = 1,9 \text{ кг/м}$, $A_{оп} = 140 \text{ мм}^2$.

Скорость цепи

$$V = \frac{z_1 \times t \times n_1}{60 \times 10^3} = \frac{30 \times 15,875 \times 968}{60 \times 10^3} = 7,6835 \text{ м/с}$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{T_1 \times \omega_1}{V} = \frac{73,978 \times 101,3819}{7,6835} = 976,12 \text{ Н}$$

Давление в шарнире проверяем по формуле

$$P = \frac{F_t \times k}{A_{оп}} = \frac{976,12 \times 1,75}{140} = 12,089 \text{ МПа}$$

Уточняем допускаемое давление $[p]=16(1+0,01(30-17))0,85=15,368$.
Условие выполнено.

Определяем число звеньев по формуле

$$L_t = 2 \times a + 0,5 \times z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \times 40 + 0,5 \times 96 + \frac{5,73^2}{40} = 128,$$

где $a_t = \frac{a}{t} = 40$

$$z_{\Sigma} = 30 + 66 = 96$$

$$\Delta = (z_1 + z_2) / 2 \times 3,14 = 5,73$$

Округляем до четного числа $L_t = 128$

Уточняем межосевое расстояние цепной передачи по формуле

$$a = 0,25 \times t \times (L_t - 0,5 \times z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5 \times z_{\Sigma})^2 - 8 \times \Delta^2}) =$$
$$= 0,25 \times 15,875 \times (128 - 0,5 \times 96 + \sqrt{(128 - 0,5 \times 96)^2 - 8 \times 5,73^2}) = 628,41066 \text{ мм}$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, т.е.

$$a_{\text{действ}} = 628,41066 - 628,41066 \times 0,004 = 625,89 \approx 626 \text{ мм}$$

Определяем диаметры делительных окружностей звездочек

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{30}} = 151,8725 \approx 151,8 \text{ мм}$$

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{66}} = 333,96 \approx 333,96 \text{ мм}$$

Определяем диаметры наружных окружностей звездочек

$$D_{e1} = t \times (\operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,7) - 0,31 \times d_1 = 15,875 \times (\operatorname{ctg} \frac{180}{30} + 0,7) - 0,31 \times 10,16 = 159 \text{ мм}$$

$$D_{e2} = t \times (\operatorname{ctg} \frac{180}{z_2} + 0,7) - 0,31 \times d_2 = 15,875 \times (\operatorname{ctg} \frac{180}{66} + 0,7) - 0,31 \times 10,16 = 341,22 \text{ мм.}$$

Силы действующие на цепь:

- окружная $F_t = 976,12 \text{ Н}$

- от центробежных сил $F_v = q \times V^2 = 1,9 \times 7,6835^2 = 112,17 \text{ Н}$

- от провисания $F_i = 9,81 \times k_i \times q \times a = 9,81 \times 6 \times 1,9 \times 0,628 = 70,23 \text{ Н.}$

Расчетная нагрузка на валы

$$F_b = F_t + 2 \times F_i = 976,12 + 2 \times 70,23 = 1010,181 \text{ Н.}$$

Проверяем коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{Q}{F_t \times k_d + F_v + F_i} = \frac{45,4 \times 10^3}{976,12 \times 1 + 112,17_v + 70,22} = 39,19.$$

Это больше чем нормативный коэффициент запаса $[s] = 10,8$, следовательно, условие выполнено.

Пример расчета клиноременной передачи

Исходные данные: $n_1=2835 \text{ мин}^{-1}$, $U_1=4$, $P_1=1,14 \text{ кВт}$, $T_1=3,84 \text{ Н м}$,
 $\omega_1=296,73 \text{ рад/с}$.

1. Выбираю сечение ремня по номограмме [7; с.134] в зависимости от мощности P_1 , и частоты вращения вала двигателя n_1 .

При $P=1,14 \text{ кВт}$ и $n=2835 \text{ мин}^{-1}$.

2. Выбираю ремень сечением $z(O)$.
3. Определяем диаметр меньшего (ведущего) шкива:

$$d_1 = 4\sqrt[3]{T_1} = 4\sqrt[3]{3,84 \cdot 10^3} = 62,6 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда принимаем $d_1=63 \text{ мм}$.

4. Определяем диаметр большего шкива:

$$d_2 = d_1 U_1 (1 - \varepsilon) = 63 \cdot 4 \cdot (1 - 0,01) = 249 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда принимаю диаметр $d_2=250 \text{ мм}$

5. Фактическое передаточное число: $U_1 = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{250}{63(1 - 0,01)} = 4$

6. Определяем ориентировочное межосевое расстояние клиноременной передачи:

$$\begin{cases} a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0 \\ a_{\max} = d_1 + d_2 \end{cases}$$

$$T_0 = 6 \text{ мм}$$

$$\begin{cases} a_{\min} = 0,55 \cdot (63 + 250) + 6 = 178 \text{ мм} \\ a_{\max} = 63 + 250 = 313 \text{ мм} \end{cases}$$

7. Определим длину ремня

$$L_p = 2a_p + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p} = 2 \cdot 180 + \frac{3,14(250 + 63)}{2} + \frac{(250 - 63)^2}{4 \cdot 180} = 899,97 \text{ мм}$$

Принимаю длину ремня из стандартного ряда $L=950 \text{ мм}$

8. Уточняем значение a_p :

$$a_p = 0,25 \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 2y} \right] = 0,25 \cdot \left[(950 - 491,41)^2 + \sqrt{(950 - 491,41)^2 - 2 \cdot 34969} \right] = 208,3 \text{ мм};$$

$$w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (63 + 250) = 491,41;$$

$$y = (d_2 - d_1)^2 = (250 - 63)^2 = 34969.$$

9. Определим угол обхвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a_p} = 180^\circ - 57^\circ \frac{250 - 63}{208,3} = 128,83^\circ$$

10. Определим количество клиновых ремней:

$$z = \frac{P \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z} = \frac{1,14 \cdot 1,5}{0,87 \cdot 0,92 \cdot 0,82 \cdot 0,95} = 2,7$$

$C_p=1,5$ – коэффициент режима работы [7, с. 136],

$C_\alpha=0,82$ – коэффициент угла обхвата [7, с. 135],

$C_L=0,92$ – коэффициент, учитывающий влияния длины ремня [7, с. 135],

$C_z=0,95$ – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче [7, 135],

$P_0=0,82$ – мощность, передаваемая одним ремнем [3, 124].

Принимаю число ремней $z=3$

Определим скорость ремня $[v] \leq 25 \text{ м/с}$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,063 \cdot 2835}{60} = 9,346 \text{ м/с}$$

11. Натягивание ветви клинового ремня

$$F_0 = \frac{850 \cdot P \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta v^2 = \frac{850 \cdot 1,14 \cdot 1,5 \cdot 0,92}{3 \cdot 9,346 \cdot 0,82} + 0,06 \cdot 9,346^2 = 63,4 \text{ Н}$$

где $\theta = 0,06 \frac{\text{Нс}^2}{\text{м}^2}$ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил [7, с.136].

12. Давление на валы:

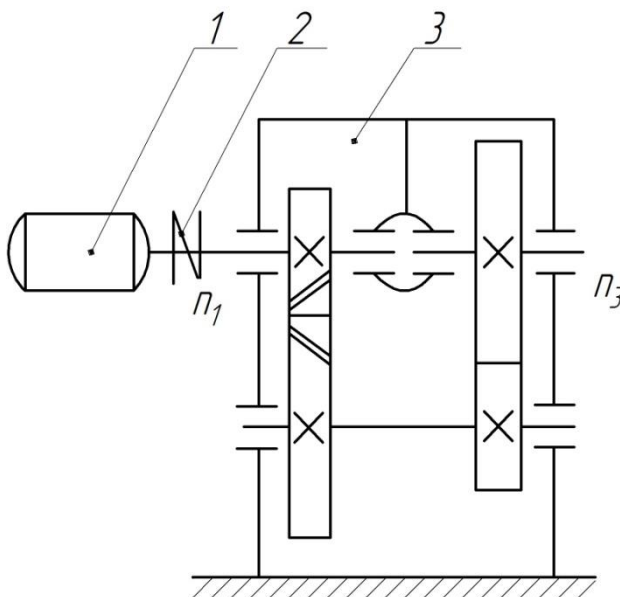
$$F_\phi = 2F_0 \cdot z \cdot \frac{\sin \alpha}{2} = 2 \cdot 63 \cdot 3 \cdot \frac{\sin 128,8^\circ}{2} = 147 \text{ Н}$$

13. Проверка долговечности:

$$U = \frac{v}{L_p} = \frac{9,346}{0,95} = 9,8 \text{ с}^{-1} < [U] = 10 \text{ с}^{-1}$$

Пример предварительного расчета валов редуктора

Схема привода



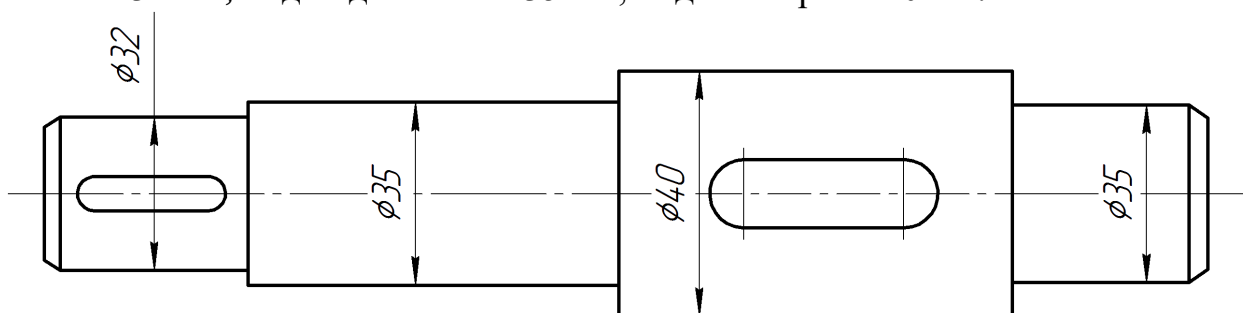
1 – электродвигатель, 2 – муфта, 3 – редуктор

Вал ведущий.

Вращающий момент $T_1 = 37,2$ Н м, допускаемое напряжение на кручение $[\tau_K] = 25$ МПа

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 19,6 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр входного вала редуктора равным диаметру вала двигателя 32 мм, под подшипники 35 мм, под шестерней 40 мм.

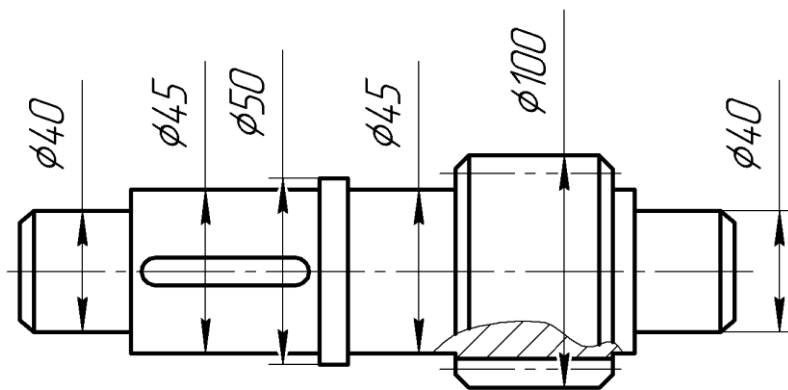


Вал промежуточный.

Вращающий момент $T_2 = 186$ Н м, допускаемое напряжение на кручение $[T_K] = 25$ МПа

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_3}{\pi [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 186 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 33,6 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр под подшипники 40 мм, под зубчатое колесо 45 мм. Шестерню выполняют заодно целое с валом.

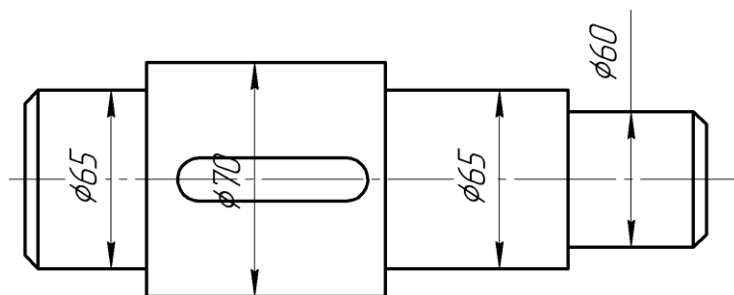


Вал ведомый.

Вращающий момент $T_3 = 850 \text{ Н м}$, допускаемое напряжение на кручение $[T_K] = 25 \text{ МПа}$.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_4}{\pi [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 850 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 25}} = 55,7 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр выходного конца вала 60 мм, под подшипники 65 мм, под зубчатое колесо 70 мм.



Конструктивные размеры шестерни и колеса

Шестерню выполняют заодно целое с валом, её размеры определены выше: $d_1 = 93,33 \text{ мм}$, $d_{a1} = 101,33 \text{ мм}$ для ведущего вала; $d_1 = 92 \text{ мм}$, $d_{a1} = 100 \text{ мм}$ для промежуточного вала.

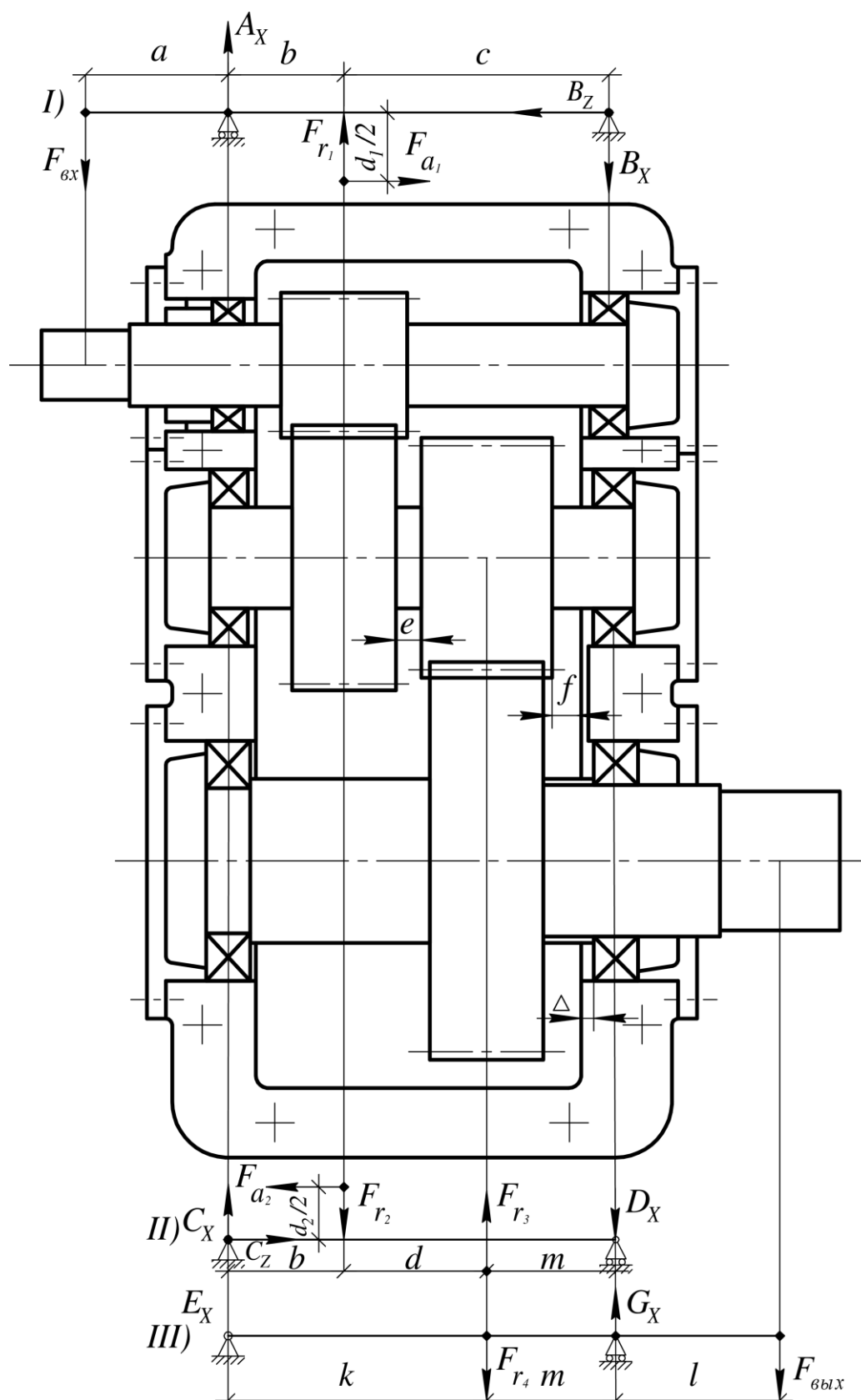
Зубчатое колесо быстроходной ступени:

$$d_2 = 466,67 \text{ мм}; \quad d_{a2} = 474,67; \quad b_2 = 70 \text{ мм},$$

Зубчатое колесо тихоходной ступени: $d_2 = 468 \text{ мм}$; $d_{a2} = 476 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$.

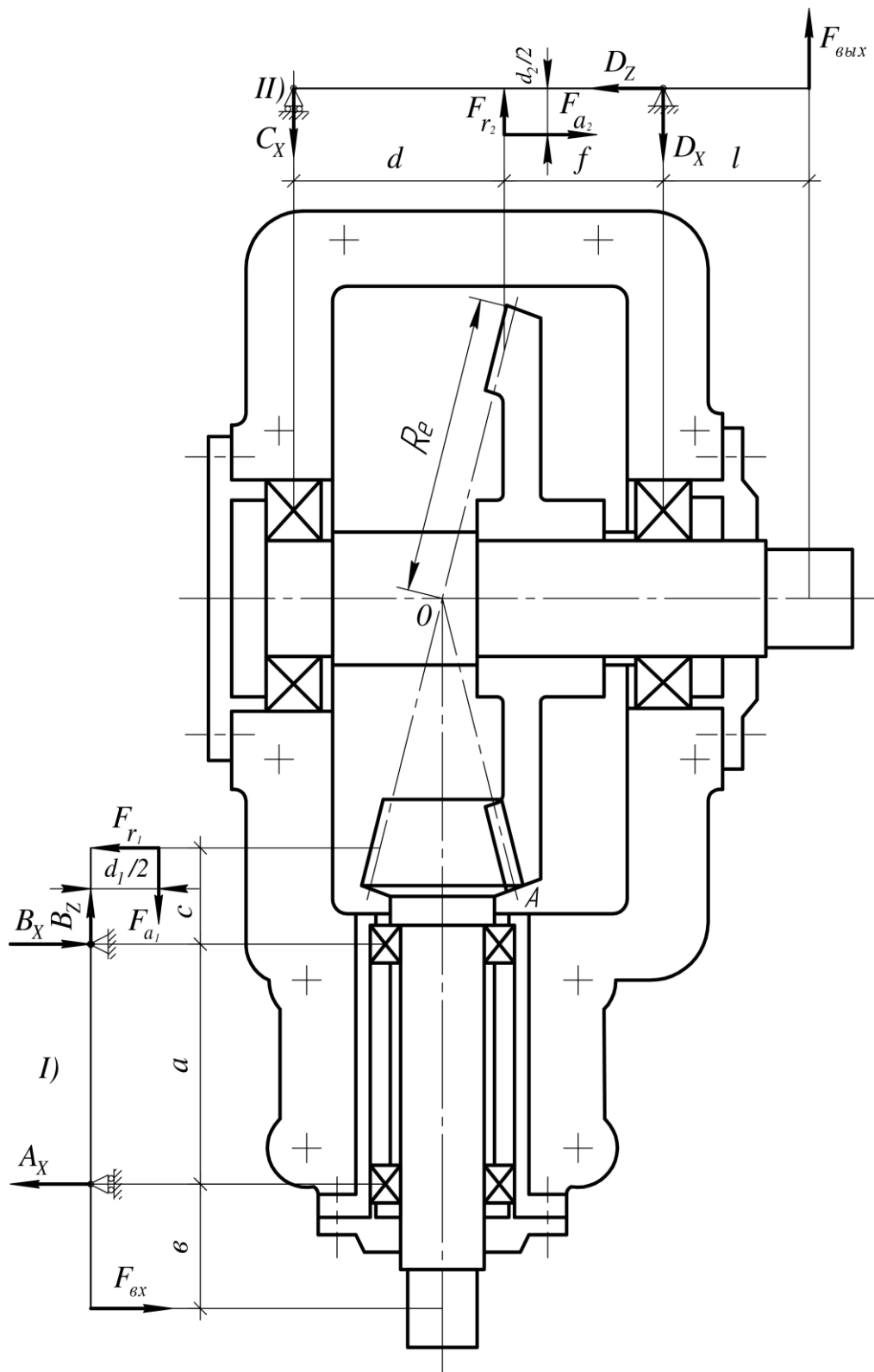
Приложение 9

Компоновочная схема цилиндрического двухступенчатого редуктора и расчетные схемы валов: I – ведущего; II – промежуточного; III – ведомого



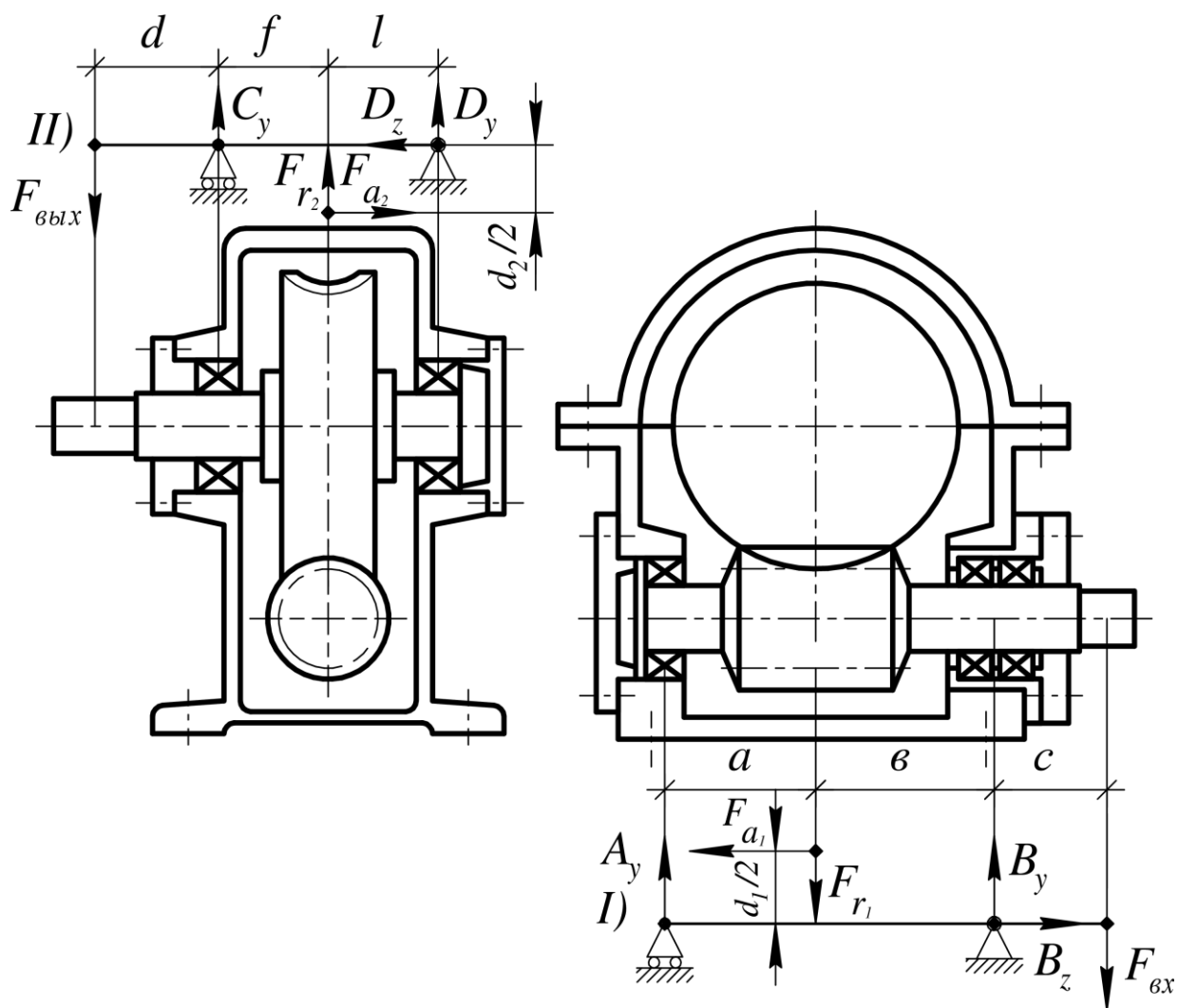
Приложение 10

Компоновочная схема конического редуктора и расчетные схемы валов: I – ведущего; II – ведомого

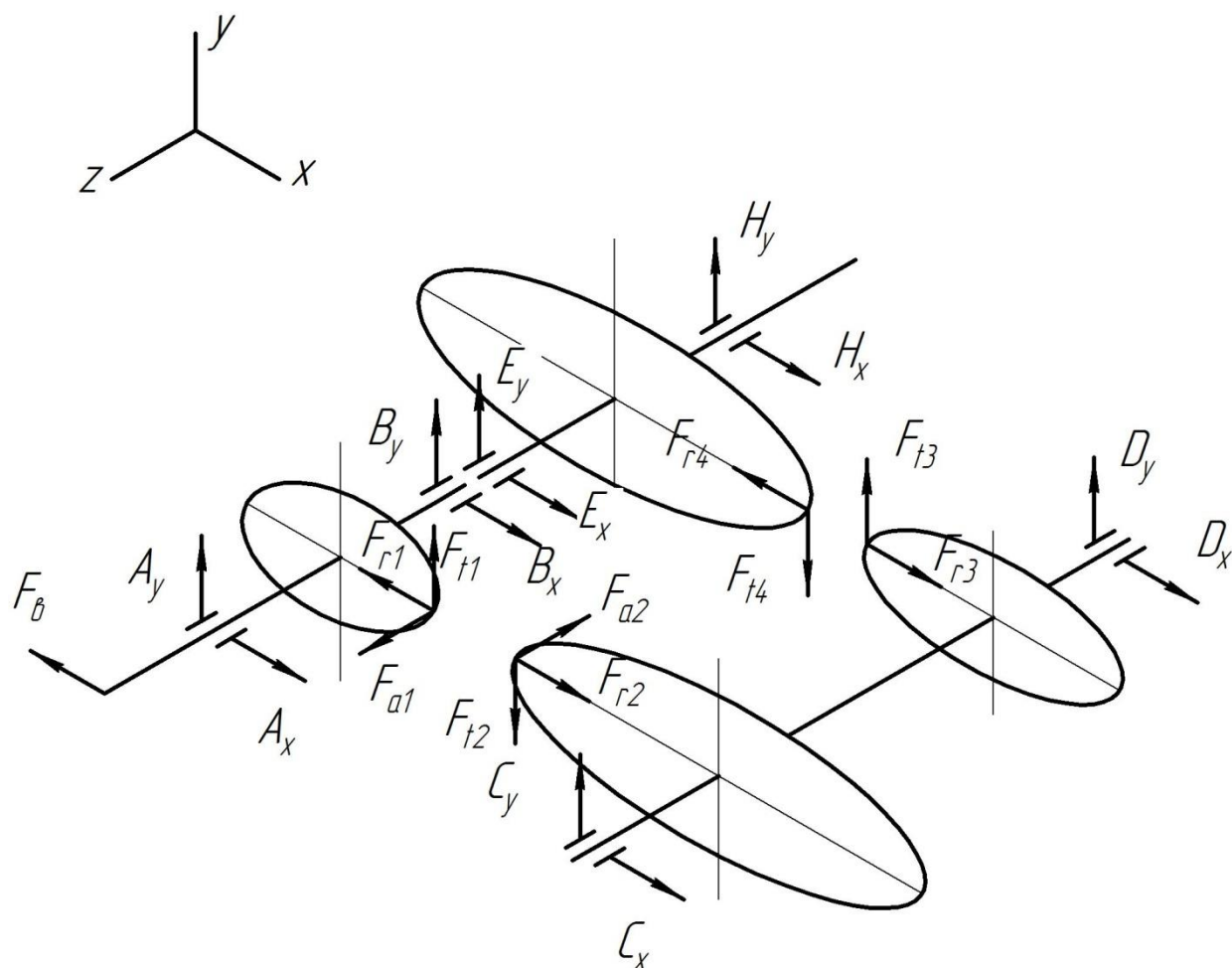


Приложение 11

Компоновочная схема червячного редуктора и расчетные схемы валов: I – вала-червяка, II – вала ведомого



АксонOMETрическая схема сил цилиндрического редуктора



Проверка долговечности подшипников
Рассмотрим ведущий вал из приложения 12

Исходные данные

$$F_t = 797 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = 290 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = 136 \text{ Н}$$

$$l_1 = l_2 = 56 \text{ мм}$$

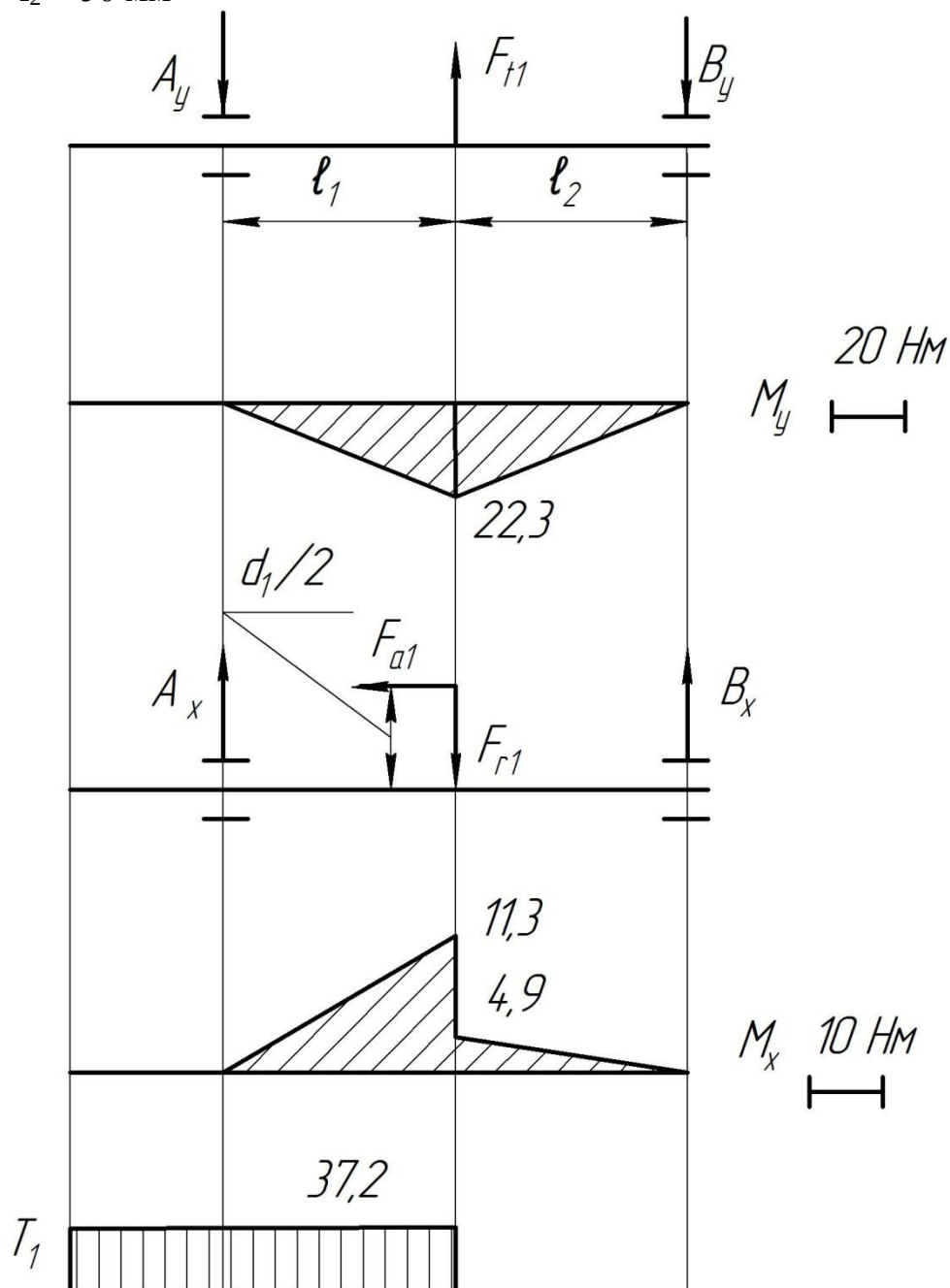


Рисунок 4 – Схема сил и эпюра моментов ведущего вала

Реакции опор в плоскости yz

$$A_y = B_y = F_{t1}/2 = 797/2 = 398,5 \text{ Н}$$

в плоскости xz

$$\sum M_A = 0 \quad B_x(l_1 + l_2) - F_{r1}l_1 + F_a \frac{d_1}{2} = 0$$

$$\sum M_B = 0 \quad -A_x(l_1 + l_2) + F_{r1}l_2 + F_a \frac{d_1}{2} = 0$$

$$B_x = \frac{F_{r1}l_1 - F_a \frac{d_1}{2}}{l_1 + l_2} = \frac{290 \cdot 56 - 136 \cdot 93,33/2}{112} = 88,33 \text{ Н}$$

$$A_x = \frac{F_{r1}l_2 + F_a \frac{d_1}{2}}{l_1 + l_2} = \frac{290 \cdot 56 + 136 \cdot 93,33/2}{112} = 201,67 \text{ Н}$$

$$M_x = A_x l_1 = 11,3 \text{ Нм}$$

$$M_x = B_x l_2 = 4,9 \text{ Нм}$$

$$\text{Проверка: } A_x + B_x - F_{r1} = 201,67 + 88,33 - 290 = 0$$

Суммарные реакции:

$$A_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{201,67^2 + 398,5^2} = 447 \text{ Н}$$

$$B_r = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{88,33^2 + 398,5^2} = 408 \text{ Н}$$

Выбираем подшипник шариковый, радиальный, однорядный 36207 по ГОСТ 8338-75: $d = 35 \text{ мм}$, $D = 72 \text{ мм}$, $B = 17 \text{ мм}$, $r = 1,1 \text{ мм}$, $D_w = 11,112 \text{ мм}$, $C_r = 30,8 \text{ кН}$, $C_{ог} = 17,8 \text{ кН}$, $\alpha = 12^\circ$ по ГОСТ 831-75.

Диаметр окружности центров набора шариков:

$$D_{pw} = 0,5(D + d) = 0,5(72 + 35) = 53,5 \text{ мм.}$$

Определим значение коэффициента $f_0 = 14$ [3, табл. 11.13, с. 198].

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

$$P_g = (F_r \cdot X \cdot V + F_a \cdot Y) K_\sigma \cdot K_t,$$

V – коэффициент вращения; т. к. вращается внутреннее кольцо, то $V = 1$,

$X = 0,46$; $Y = 1,88$; $e = 0,29$ [3, табл. 11.14, с. 199],

$K_\sigma = 1,2$ [3, табл. 11.12, с. 198],

$K_t = 1$ [3, с. 197].

$$P_g = (0,46 \cdot 290 + 1,88 \cdot 136) \cdot 1,2 \cdot 1 = 466 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность, млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{P_g} \right)^3 = \left(\frac{30,8 \cdot 10^3}{466} \right)^3 = 288731 \text{ млн. об.,}$$

Расчетная долговечность, ч.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{288731 \cdot 10^6}{60 \cdot 949} = 507805 \text{ часов,}$$

что больше 20000 ч.

Проверка прочности шпоночных соединений

Принимаем размеры шпонок для вала. Параметры призматической шпонки на выходном валу: $d = 50\text{мм}$; $b \times h = 14 \times 9$; $l = 63\text{мм}$.

Шпонка 14х9х63 ГОСТ 10748-79

Глубина паза вала $t_1 = 5,5\text{мм}$; ступицы $t_2 = 3,8\text{мм}$

Проверяем шпонку на напряжение смятия:

$$\text{условие прочности: } \sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{см}]$$

где $[\sigma_{см}]$ - допустимое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = 100 \div 240\text{МПа}$

Проверяем шпонку, подставляя все размеры в формулу:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 238 \cdot 10^3}{80(9-5,5)(63-14)} = 34,7\text{МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Уточненный расчет валов

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Вал ведущий:

Материал вала– сталь 45, термообработка – улучшение.

По таблице 3.3 при диаметре заготовки до 90 мм среднее значение $\sigma_B = 780$ МПа [7; с. 34].

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 * 780 = 335 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений:

$$\sigma_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 * 335 = 193 \text{ МПа}$$

Сечение А-А: Диаметр вала в этом сечении 40 мм. Вращающий момент $T_1 = 37,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Концентрация напряжения обусловлена наличием шпоночной канавки; $k_\sigma = 1,795$, $k_\tau = 1,69$ [7; т. 8.5, с. 165] $\varepsilon_\sigma = 0,8$; $\varepsilon_\tau = 0,73$ [7; т. 8.8, с. 166] масштабные факторы $\psi_\sigma = 0,15$ [7; с. 164] и $\psi_\tau = 0,1$ [7; с. 166].

Изгибающий моменты: $M_y = 22300 \text{ Нмм}$, $M_x = 11300 \text{ Нмм}$

Суммарный изгибающий момент:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{22300^2 + 11300^2} = 25000 \text{ Нмм}$$

Момент сопротивления кручению

$$W_{\text{кнетто}} = \frac{\pi \times d^3}{16} - \frac{b \times t_1 \times (d - t_1)^2}{2 \times d} = \frac{3,14 \times 40^3}{16} - \frac{12 \times 8 \times (40 - 5)^2}{2 \times 40} = 11096 \text{ мм}^3$$

Момент сопротивлений изгибу

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \times d^3}{32} - \frac{b \times t_1 \times (d - t_1)^2}{2 \times d} = \frac{3,14 \times 40^3}{32} - \frac{12 \times 8 \times (40 - 5)^2}{2 \times 40} = 4813 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_1}{2 \times W_{\text{кнетто}}} = \frac{27200}{2 \times 11096} = 1,2 \text{ МПа}$$

Амплитудное нормальное напряжение изгиба

$$\sigma_v = \frac{M}{W_{\text{кнетто}}} = \frac{25 \times 10^3}{11096} = 2,2 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \frac{F_a}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{136}{\frac{3,14 \cdot 40^2}{4}} = 0,1 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \times \sigma_v + \psi_{\sigma} \times \sigma_{\tau}} = \frac{335}{\frac{1,795}{0,8} \times 2,2 + 0,15 \times 0,1} = 67$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \times \tau_v + \psi_{\tau} \times \tau_{\tau}} = \frac{193}{\frac{1,69}{0,73} \times 1,2 + 0,1 \times 1,2} = 66$$

Результативный коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_{\sigma} \times S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{66 \times 66}{\sqrt{66^2 + 66^2}} = 46 \succ [S] = 2,5$$

Выбор сорта масла

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемую внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение зубчатого колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны определяем из расчета 0,25 дм³ масла на 1 кВт передаваемой мощности.

По таблице 10.8 устанавливаем вязкость масла при контактных напряжениях $\sigma_H = 410$ МПа и окружной скорости колес 4,5 м/с. Рекомендуемая вязкость масла должна быть около $28 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Принимаю масло для смазывания редуктора промышленное И-30А ГОСТ 20799-75.

Спецификация коническо - цилиндрического редуктора

Инв. № подл.	Изм.	№ подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Справ. №					Перв. примен.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
							Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование		Кол.	Примечание																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					

Копировал

Формат А4

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х томах. М., Машиностроение, 2006.
2. Андреев В.И., Павлова И.В. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование. – Чебоксары.: ФГБОУ ВПО Чувашская ГСХА, 2014.- с. 254
3. Детали машин: Атлас конструкций/ Под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 2007.
4. Ерохин, М.Н. Детали машин и основы конструирования [Текст]: учебник / Ассоциация "Агрообразование"; ред. М. Н. Ерохин. - 2-е изд., доп. и перераб. - М.: КолосС, 2011. - 512 с.: ил. - ISBN 978-5-9532-0822-2.
5. Допуски и посадки: Справочник: В 2ч. 8-е изд., перераб. и доп. СПб.: Политехника, 2001. 576с.: ил.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 2008.
7. Иванов, М.Н., Финогенов, В.А. Детали машин. М.: Высшая школа, 2009.
8. Курмаз, Л. В., Скойбеда, А.Т. Детали машин. Проектирование. Минск, 2001.
9. Курсовое проектирование деталей машин (Чернавский С. А. и др.) М. Машиностроение, 2005.
10. Пронин, Б. А., Ревков, Г. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). Изд. 3-е. М. , Машиностроение , 2000.
11. Расчеты деталей машин на ЭВМ / Под ред. Д.Н. Решетова/М.,1985.
12. Ройтман, И. А., Кузьменко В. И. Основы машиностроения в черчении. Учебник для студентов высших учебных заведений. ВЛАДОС, 2000.
13. Черменский, О.Н., Федотов, Н.Н. Подшипники качения. Справочник-каталог М.: Машиностроение, 2003 г.
14. Чернилевский, Д.В. Детали машин и основы конструирования: учебник / Д. В. Чернилевский. - М.: Машиностроение, 2006. - 656 с.: ил. - ISBN 5-217-03169-7.
15. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. М., Высшая школа, 2002.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	3
1. Общие положения	5
2. Выбор электродвигателя.....	6
3. Кинематический и силовой расчет привода	7
4. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ.....	8
4.1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	8
4.2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ И ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ	10
4.3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ	11
4.4. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ И ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ	11
4.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВАРИАТОРНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	12
5. Ориентировочный расчет и предварительное конструирование валов	12
6. Предварительная компоновка редуктора	13
7. Разработка схемы сил, действующих на валы.....	14
8. Уточненный расчет валов.....	15
9. Расчет (подбор) подшипников	16
10. Уточненная компоновка (конструирование)	17
11. Разработка эскизного проекта редуктора.....	20
11.1 ВЫПОЛНЕНИЕ СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА.....	20
11.2. ВЫБОР ПОСАДОК, СБОРКА И РЕГУЛИРОВКА ПЕРЕДАЧ	21
11.3. ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ.....	24
12. Разработка сборочного чертежа привода.....	25
13. Разработка спецификаций к сборочным	27
14. Оформление расчетно-пояснительной записки.....	27
15. Элементы исследования и творчества при курсовом проектировании.....	30
16. Защита проектов	30
17. Задания на проектирование	31
Приложения	44
Литература	78

Учебно-методическое издание

Григорьев Алексей Олегович

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Учебно-методическое пособие по выполнению
курсовой работы

Компьютерный набор, верстка *А.О. Григорьев*

Формат 60×90/16. Гарнитура *Times New Roman*

Усл. п.л. 4. Изд. № _____. Тираж 50 экз.

Отпечатано на участке оперативной полиграфии

ФГБОУ ВО Чувашский ГАУ