

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»
ВОЛЖСКИЙ ФИЛИАЛ МАДИ

Детали машин и основы конструирования

Методические указания
для выполнения курсового проекта
для студентов по специальности
23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

Чебоксары, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	3
1	Общие положения	4
2	Выбор электродвигателя	5
3	Кинематический и силовой расчет привода	6
4	Расчет передач	7
4.1	Расчет цилиндрических зубчатых передач	7
4.2	Особенности расчета конических и планетарных передач	9
4.3	Расчет червячных передач	10
4.4	Расчет ременных и цепных передач	10
4.5	Особенности расчета вариаторных передач	11
5	Ориентировочный расчет и предварительное конструирование валов	11
6	Предварительная компоновка редуктора (коробки передач, вариатора)	12
7	Разработка схемы сил, действующих навалы	13
8	Уточненный расчет валов	13
9	Расчет (подбор) подшипников	14
10	Уточненная компоновка (конструирование) редуктора	15
11	Разработка эскизного проекта редуктора	17
11.1	Выполнение сборочного чертежа	17
11.2	Выбор посадок, сборка и регулировка передач	19
11.3	Выполнение рабочих чертежей деталей	22
12	Разработка сборочного чертежа привода	23
13	Разработка спецификаций к сборочным чертежам	24
14	Оформление расчетно-пояснительной записки	25
15	Элементы исследований и творчества при курсовом проектировании	27
16	Защита проектов	27
17	Задания на проектирование	28
	Приложения	40
	Литература	47

Введение

Курсовой проект по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» является первой творческой конструкторской работой будущего инженера. Цель курсового проектирования – закрепление знаний по общетехническим дисциплинам, приобретение навыков самостоятельного решения комплексных инженерных задач, в частности – расчета и конструирования отдельных узлов и агрегатов машин для механизации процессов в растениеводстве животноводстве.

Основным объектом индивидуальных заданий для проектирования являются приводы сельскохозяйственных 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 конструкций (простоте изготовления, удобству сборки регулировки), предохранению от перегрузок, коррозии и самоотвинчивания, обеспечению нормального температурного режима работы привода, выбору смазочных уплотнительных устройств.

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, выдаваемом в начале проектирования (приложение 2), содержится схема привода, указано его назначение. Основные выходные параметры привода (номинальная мощность, угловая скорость и др.) необходимо выбрать из прилагаемой таблицы в соответствии с номером студенческой группы. 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 2.103.2013 «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 результатов, 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 2.103.2013. Приходится отдельные этапы проектирования совмещать, оставаясь, по существу, на этапе эскизного проекта. Претензии на соблюдение

ГОСТ 2.103.2013 в полном объеме при курсовом проектировании деталей машин 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:

$$P_{тр} = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}} \quad (1)$$

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:

$$P_{вых} = T_{вых} \cdot \omega_{вых}, \quad (2)$$

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

Ориентировочные значения КПД отдельных передач и типов опор приводятся в таблицах [3]. КПД проектируемой червячной передачи рекомендуется принимать предварительно равным 0,8, а в ходе проектирования вносить коррективы 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:

$$n_{тр} = n_{вых} \cdot u_{общ} \quad (3)$$

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.

Перезагрузка 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:

$$n_{ном} = n_c(1 - \psi), \quad (4)$$

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. Для других типов редукторов можно взять в качестве ориентиров рекомендации [4].

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 D может действовать и как понижающая передача с передаточным отношением $u_{max} = \sqrt{D}$, и как повышающая с $u_{max} = \frac{1}{\sqrt{D}}$.

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

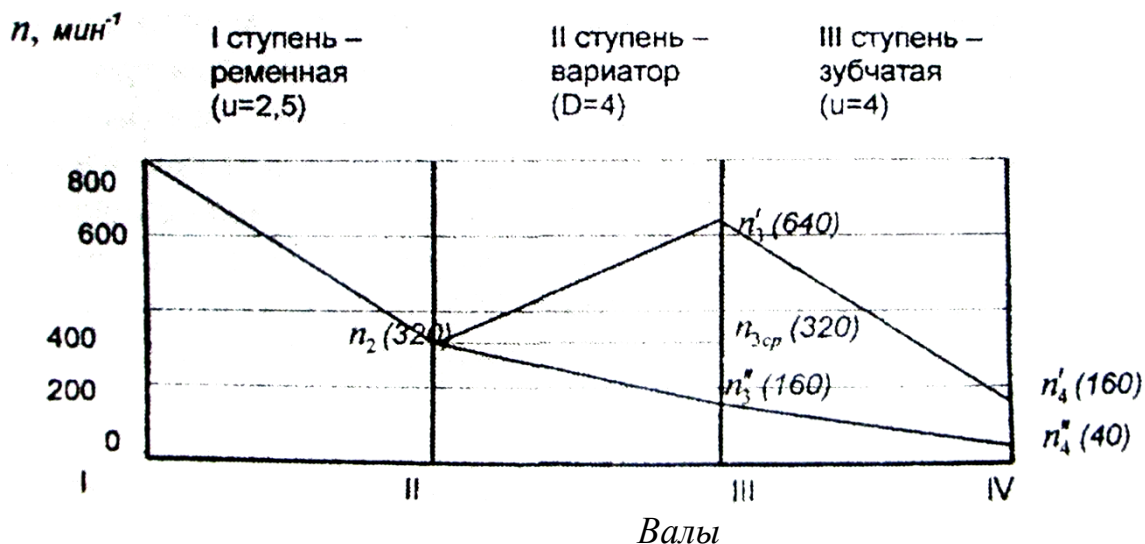


Рисунок 1 – Диаграмма частот вращения валов привода

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 [1]. Мощности, передаваемые валами привода, рекомендуется определять по потребляемой мощности на выходном валу привода, а не исходя из номинальной мощности выбранного электродвигателя.

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 ($\sigma_H < [\sigma_H]$);

- на изгибную выносливость зубьев шестерни и колеса ($\sigma_F \leq [\sigma_F]$);
- на статическую прочность зубьев при перегрузках ($\sigma_{Fmax} < [\sigma_F]_{пер}$), ($\sigma_{Hmax} < [\sigma_H]_{пер}$)

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 так же 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).

В открытых зубчатых передачах, работающих в условиях интенсивного 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.

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 $HV < 350$ (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. Вторым вариантом отличается простотой изготовления, невысокими требованиями к точности изготовления, быстрой прирабатываемостью колес при работе.

Продолжая сравнение, следует отметить также, что большую 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 ± 10 .

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

4.1 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_{m1} , (колеса d_{m2}) или внешнее конусное расстояние R_e . При расчете открытых передач основным расчетным параметром является расчетный модуль зацепления m_m , точностью до двух знаков после запятой и допускается не округлять до стандартного значения.

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 условия 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 изгибающую выносливость.

4.3 Расчет червячных передач

Червячные передачи, также 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 [1,2,3,4].

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-хвата, при $u>30$ – однозаходные.

Для червячных редукторов подлежит выбору из стандартных рядов (ГОСТ 2144-76) 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 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

Расчет передач с натяжным роликом проводится в целом по методике расчета плоскоремennых 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 [4].

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 [1].

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:

$$d \geq \sqrt{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}} \text{, мм} \quad (5)$$

где T – вращающий момент на валу, в Н·мм;

$[\tau]$ – 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, а диаметры в месте посадки подшипников качения выбираются кратным 5^{ТМ} (при диаметрах 20 мм и более).

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 в масштабе 1:1 или 1:2 для одной (вид в плане) или 2^с (вид спереди) проекций. При этом не обязательны соблюдение стандартов ЕСКД, завершенность проекций. Важно лишь решение задач, указанных выше. Пример компоновочной схемы двухступенчатого цилиндрического редуктора представлен в приложении 3. Зазоры между деталями передач и стенками редуктора c_1 , c_2 , c_3 выбираются по рекомендациям 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 ($c_1=2...3$ 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...15 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).

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 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...5 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.

Пример выполнения схемы сил в цилиндрическом двухступенчатом редукторе (обе ступени косозубые, между двигателем и редуктором - ременная передача) приведен в приложении 4.

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:

- 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

$$S_{cm} = \frac{\delta_T}{k_n \cdot \delta_{эkv}} \geq [S_{cm}], \quad (6)$$

где δ_T – предел текучести материала вала [1, т.1];

k_n – коэффициент перегрузки (по результатам уточнения задания);

$\delta_{эkv} = \frac{M_{эkv}}{W_x}$ – эквивалентное напряжение,

а $M_{эkv} = \sqrt{M_n^2 + T^2} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + T^2}$ – 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.

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. Обязательно является проверка жесткости для червяков.

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 расстоянии 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 червя когда перепад температур при эксплуатации значителен). Подбор производят по менее нагруженной опоре, по наибольшей эквивалентной нагрузке, с учетом соотношения осевой и радиальной нагрузок.

Радиальная нагрузка опоры (допустим опоры А) определяется как:

$$F_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (7)$$

где A_x и A_y – реакции по взаимно перпендикулярных плоскостях, определяемые уточненным расчете вала.

Важно правильно наметить тип подшипника, прежде всего – сделать выбор радиальный или радиально-упорный, шариковый или

роликовый(игольчатый) подшипник. При радиальных и не больших осевых нагрузках ($\frac{F_a}{F_r} \leq 0,3$) можно оставить выбор на радиальных шариковых подшипниках, не прибегая к более 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 формаций (образования лунок) на дорожках качения, (в тихоходных подшипниках)

- по динамической грузоподъемности, для обеспечения заданной долговечности, ресурса работы подшипников (при $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$. Подшипники редукторно работающие при интенсивном режиме, проверяется на ресурс работы по формуле:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad (8)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, в кН;

L – долговечность подшипника, в млн. оборотов;

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

$P = [F_r \cdot X \cdot V + F_a \cdot Y] \cdot k_0 \cdot k_1$ – ‘эквивалентная (приведенная) нагрузка подшипника в кН;

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

V – коэффициент влияния вращения кольца (при вращении кольца);

k_0 и k_1 – коэффициенты, учитывающие влияние ударности нагрузки и температурного режима работы подшипников узла (при отсутствии особых условий рекомендуется принять k_0 и $k_1=1$)

Ресурс работы подшипников L в млн. об. Следует пересчитать на ресурс L_h , в частности, по формуле

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}, \quad (9)$$

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. Особое принимаемое конструктивное решение требует теоретической проверки снования. Такой подход позволяет идти к цели кратчайшим путем, с минимальными затратами труда, времени, средств. Поэтому после проделанных расчетов валов и подшипников появляется

возможность и необходимость дальнейшей разработки 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 подвеса, 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 шинами 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. Разъемы 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 рознице 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;
- вариант 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 масленок. При этом во избежание вытекания консистентной смазки в картер при нагреве

должны быть предусмотрены масеудерживающие кольца, а в редукторах с нижним червяком во избежание заливания его подшипников струей масла – маслоотражательные шайбы.

- 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. 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», реже по схеме «врастяжку». 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. Стаканы служат также для увеличения проходного отверстия при сборке в неразъемном корпусе.

- типа маслоуказателя, заливных и сливных устройств для масла. Широко распространены в редукторах жезловые маслоуказатели, однако наклонная их установка в корпусе редуктора неудобна в эксплуатации и содержит ряд технологических трудностей. Удобны в эксплуатации и просты в изготовлении круглые маслоуказатели, удобен для наблюдения и установки трубчатый маслоуказатель, 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»;

- типа уплотнений выходных концов валов. Наиболее эффективны для этих целей при любых вариантах смазки подшипников и скоростях до 10 м/с резиновые армированные манжеты. При больших скоростях рекомендуются щелевые или лабиринтные уплотнения.

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, выполненной на миллиметровке.

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 АО (или выполнить чертеж на 2х листах формата А1).

Сборочный чертеж следует выполнять по правилам упрощенного черчения. 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, регулировки 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 3х 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 валу (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 регламентируются ГОСТ 1139-80 (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 в 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 25347-2013 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 оснащённости производства.

Посадочные диаметры валов следует выбирать только из стандартного ряда ГОСТ 3325-85.

Устойчивость посадки зубчатого и червячного колеса, шкива или звездочки зависит от длины ступицы. Если $\frac{\lambda_{cm}}{d} \geq 0,8$ (λ_{cm} – длина ступицы, d – диаметр отверстия), то цилиндрическая поверхность отверстия полностью определяет положение колеса относительно вала. При коротких ступицах, у которых $\frac{\lambda_{cm}}{d} \leq 0,8$ 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, цветное), частоты вращения [4, 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 t6 для более быстроходных 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 λ_0 (для наружного кольца, допуск также отрицательный).

Погрешности изготовления колес и монтажа приводят к погрешности осевого смещения 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 само установки 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 и 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.

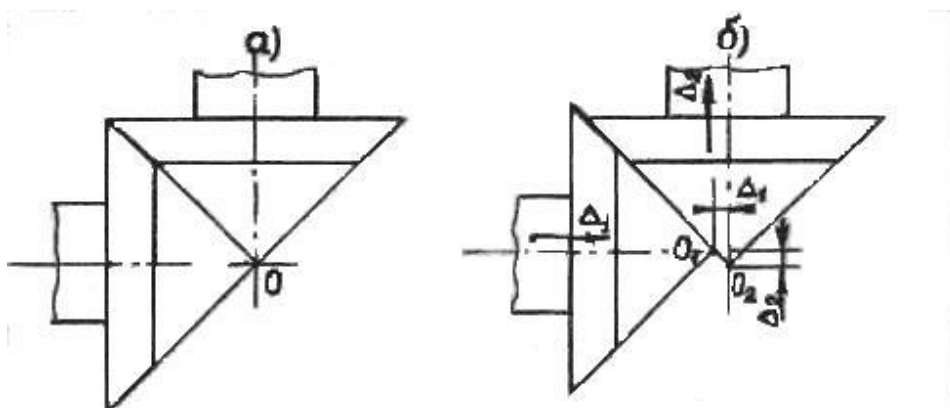


Рисунок 2 – К регулировке конического зацепления: а) нормальное положение колес; б) вершины делительных конусов смещены (Δ_1 и Δ_2)

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.

Для червячных редукторов, где тепловыделение особенно велико, рекомендуется проводить тепловой расчет. Методика расчета достаточно подробно изложена в [1].

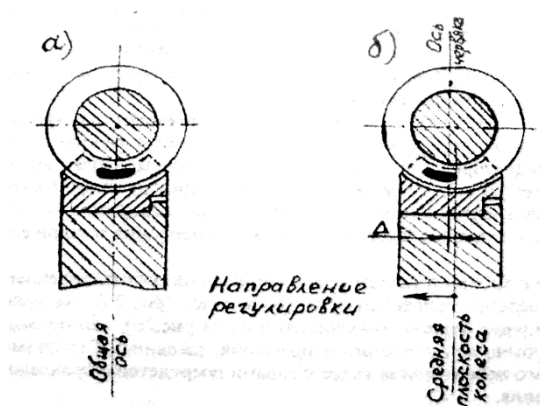


Рисунок 3 – К регулировке червячного зацепления:
а) нормальное расположение колеса и червяка; б) колесо смещено относительно оси червяка

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 ГОСТ Р 2.109-2023 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 2.307-2011, 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; $\pm IT15/2$ »)
- 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 2.308-2011. Для валов и зубчатых колес это в первую очередь радиальные биения рабочих поверхностей, неперпендикулярность 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 2.304-2006. Рабочий чертеж детали, как и сборочный чертеж, должен быть снабжен основной надписью по ГОСТ 2.104-2006 (ф.1).

Примеры выполнения рабочих чертежей вала и зубчатого колеса даны в приложениях 5 и 6.

12 Разработка сборочного чертежа привода

Если редуктор (вариатор, коробка) разрабатывается как изделия 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:

$$T_p = k \cdot T_n \quad (10)$$

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 спецификации к сборочным чертежам

Спецификация является основным конструкторским документом узла, определяет состав сборочной единицы. Спецификация выполняется 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 алфавитном порядке, а в пределах каждого наименования – в порядке возрастания номеров стандартов, в пределах каждого стандарта – в порядке возрастания параметров изделий (см. приложение 7).

Стандартные изделия не имеют обозначения (т.е. графа эта остается свободной). На требуется заполнение граф «Зона» в «Форма» 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 (на миллиметровой бумаге);
- 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);
- 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, в соответствии со стандартом. Например, сборочный чертеж привода обозначается ДМ.НТТС.24.12 - 00.00.00 СБ.

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

НТТС – наименование специальности

24 – год выполнения проекта (2024);

12 – вариант задания;

6 нулей (позиции) зарезервированы в обозначении для указания номеров узлов шов (позиция 2) и номеров деталей (позиции 3 в 4). Следовательно, обозначение ДМ.НТТС.24.12 – 00.00.08 означает - 8-я деталь 1-го узла привода (редуктора), ДМ.НТТС.24.12 – 00.00.00 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 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 колос). 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,

Р – 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 $\psi_{ba}=0,25$ [5, с.216]»; где 5 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 способом (1-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 массогабаритных 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».

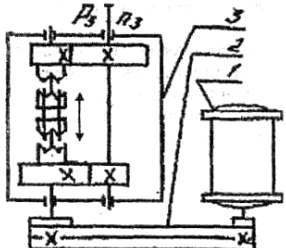
В. Реальное (сквозное) проектирование. Наиболее подготовленные студенты могут быть привлечены к решению задач реального проектирования по тематике НИР, СКБ, по заказам хозяйств. При этом курсовое проектирование может являться составной частью проектов по специальным дисциплинам, дипломного проектирования.

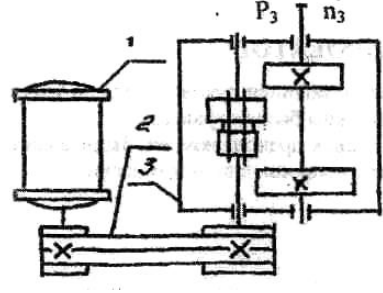
16 Защита проектов

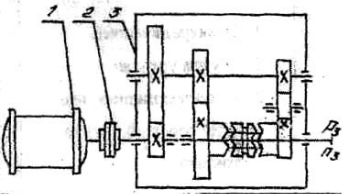
К защите допускаются проекты при наличии подписи руководителя на титульном листе, имеющиеся замечания до защиты должны быть устранены.

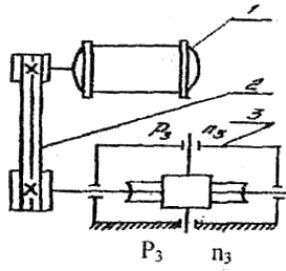
Проекты защищаются перед комиссией из двух преподавателей. Защита состоит из краткого доклада (до 5 минут) и ответов на вопросы членов комиссии

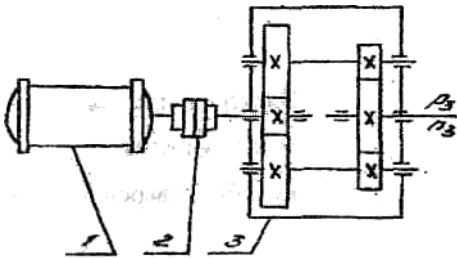
17 Задание на проектирование

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

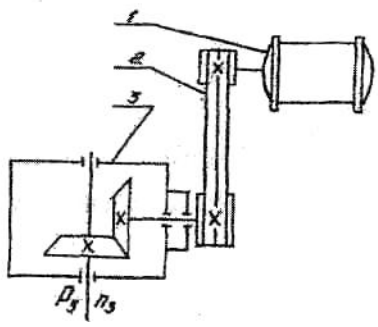
Задание №2	Привод к лебедке					
				1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Коробка передач		
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_{3\text{max}}, \text{мин}^{-1}$	160	125	100	80	63	50
$n_{3\text{min}}, \text{мин}^{-1}$	80	63	50	40	30	25

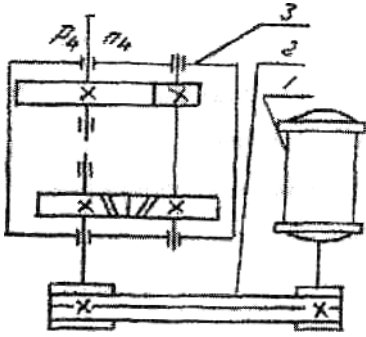
Задание №3	Привод к винтовому толкателю					
				1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Коробка ребалансирующая		
Исходные данные		Варианты				
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_{3\text{max}}, \text{мин}^{-1}$	250	200	150	120	100	80
$n_{3\text{min}}, \text{мин}^{-1}$	125	100	75	60	50	40

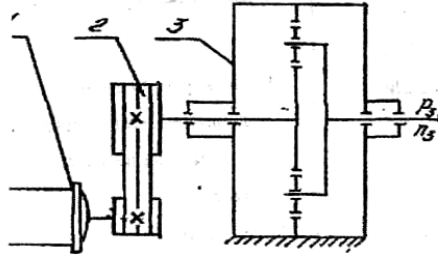
Задание №4	Привод к подъемнику					
				1. Электродвигатель 2. Клинноремennая передача 3. Редуктор червячный с боковым червяком		
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_3, \text{мин}^{-1}$	30	25	20	15	10	8

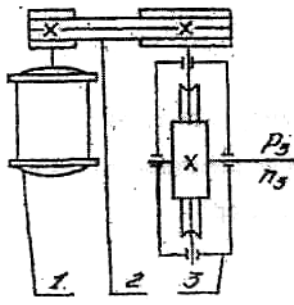
Задание №5	Привод к ленточному транспортеру						
				1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Редуктор цилиндрический соосный двухпоточный			
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
	$n_3, \text{мин}^{-1}$	120	100	80	60	50	40

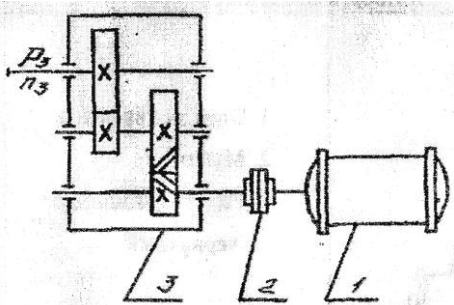
Задание №6	Привод к конвейеру					
				1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Редуктор 4. Открытая зубчатая передача		
Исходные данные						
Варианты				1	2	3
$P_3, \text{кВт}$				1,0	1,6	2,5
$n_3, \text{мин}^{-1}$				40	25	45

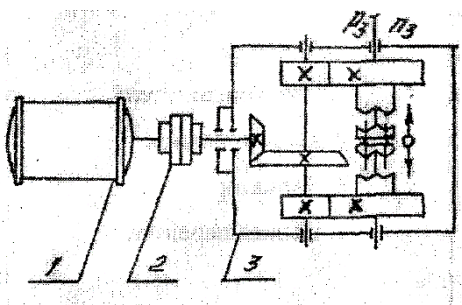
Задание №7	Привод к ленточному транспортеру					
				1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача (натяжение весом двигателя) 3. Редуктор		
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_3, \text{мин}^{-1}$	150	250	80	200	100	120

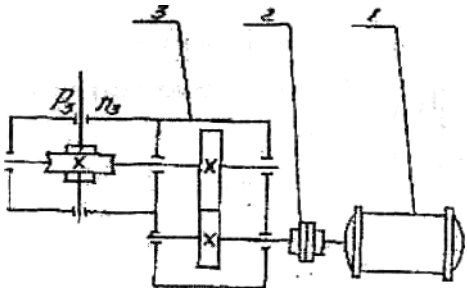
Задание №8	Привод к тали					
				1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор		
Исходные данные						
	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_4, \text{мин}^{-1}$	60	50	40	30	20	15

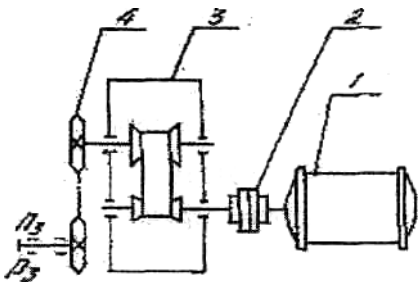
Задание №9	Привод к конвейеру					
				1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор планетарный		
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_3, \text{мин}^{-1}$	150	120	90	70	60	40

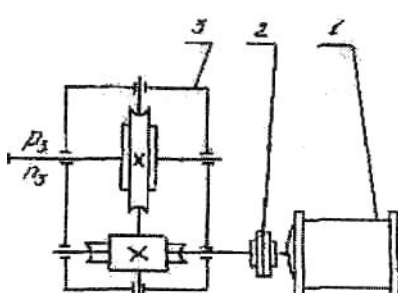
Задание №10	Привод к пластинчатому конвейеру					
				1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор червячный (верхний червяк)		
Исходные данные						
Варианты				1	2	3
Р ₃ ,кВт				4	5	6
n ₃ ,мин ⁻¹				1,0	1,6	2,5
				4,0	6,3	6,3
				10	215	25
				20	16	125

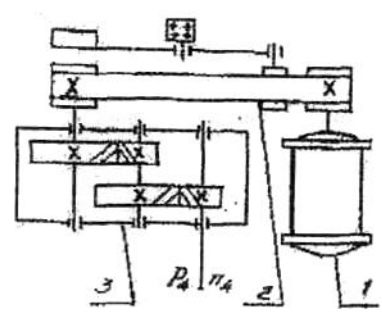
Задание №11	Привод к пластинчатому транспортеру					
			1. Электродвигатель 2. Муфта управляемая кулачковая 3. Редуктор			
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,3	6,3
$n_3, \text{мин}^{-1}$	160	125	100	80	60	40

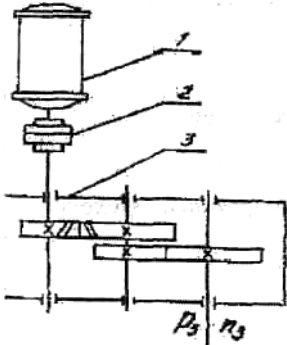
Задание №12	Привод к транспортеру					
			4. Электродвигатель 5. Муфта упругая 6. Коробка передач			
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_3, \text{мин}^{-1}$	125	100	90	80	70	60

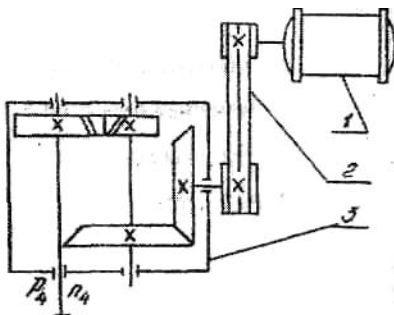
Задание №13	Привод к конвейеру					
	1. Электродвигатель 2. Муфта 3. Редуктор цилиндрико-червячный					
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	3,5	1,8	2,2	2,7	1,5	2,0
$n_3, \text{мин}^{-1}$	20	13	10	25	17	7,5

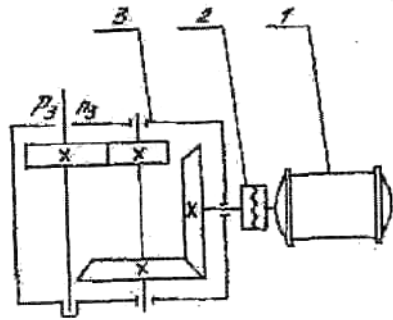
Задание №14	Привод к ленточному транспортеру					
				1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Вариатор 4. Цепная передача		
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_3, \text{мин}^{-1}$	400	350	300	275	250	225
Диапазон регулирования	2	2	2,5	2,5	3	3

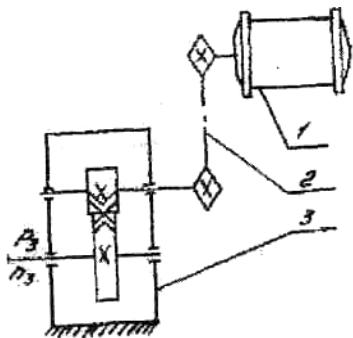
Задание №15	Привод к механизму поворота крана					
			1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Редуктор червячный двухступенчатый			
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
	1	1,6	2,5	4,0	2	5
	20	15	20	15	10	15

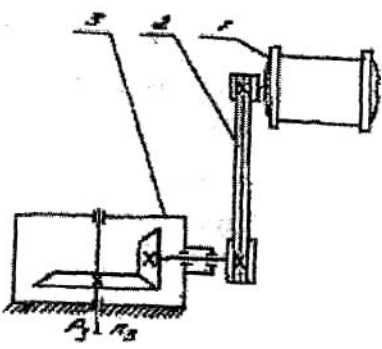
Задание №16	Привод к конвейеру						
			1. Электродвигатель 2. Ременная передача с натяжным роликом 3. Редуктор				
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	Р ₃ ,кВт	1	1,6	2,5	4,0	2,0	3,0
	n ₃ ,мин ⁻¹	40	30	25	20	15	10

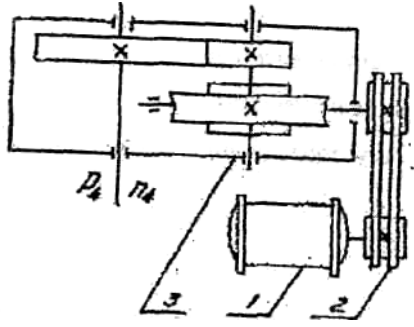
Задание №17	Привод к ленточному транспортеру					
			1. Электродвигатель 2. Муфта предохранительная со срезным элементом 3. Редуктор			
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	8	6	5	4	3	2
$n_3, \text{мин}^{-1}$	20	25	40	50	60	80

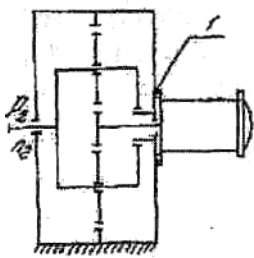
Задание №18	Привод к ленточному транспортеру					
				1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор		
Исходные данные						
Варианты				1	2	3
Р ₃ , кВт				4	5	6
n ₃ , мин ⁻¹				2	2,5	0,8
				1,0	1,5	1,2
				75	60	50
				40	30	20

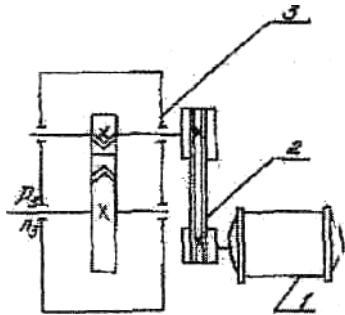
Задание №19	Привод к ленточному транспортеру					
				1. Электродвигатель 2. Муфта предохранительная кулачковая 3. Редуктор		
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,5	2,5	3	5	4	6
$n_3, \text{мин}^{-1}$	130	110	90	70	60	100

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

Задание №21	Привод к ленточному транспортеру						
				1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор (вертикальный)			
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	$P_3, \text{кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
	$n_3, \text{мин}^{-1}$	200	160	120	100	80	60

Задание №22	Привод к ленточному транспортеру						
				1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор			
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	Р _з , кВт	1	2	3	1,5	2,5	4
	n _з , мин ⁻¹	15	20	12	10	8	10

Задание №23	Привод к транспортеру					
				1. Мотор _ редуктор с планетарной передачей		
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{кВт}$	1,3	1,7	2,0	2,5	3,0	4,0
$n_3, \text{мин}^{-1}$	70	145	80	90	100	120

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

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»
ВОЛЖСКИЙ ИНСТИТУТ МАДИ

Кафедра ТТМ и НТТС

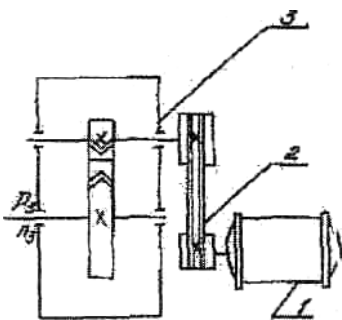
Расчетно - пояснительная записка

к курсовому проекту по деталям машин и основам конструирования
Тема: Привод к элеватору (зад.24)

Выполнил
студент 3 курса ФАДиТ
группы ПСО-26
Порфирьев А.В.
Руководитель проекта
доцент Иванов М.Ю.

Чебоксары 2024

Волжский филиал МАДИ	Кафедра ТТМ и НТТС	Задание №24
	Курсовой проект по ДМиОК	



1. Электродвигатель
2. Клиноременная передача
3. Редуктор

Спроектировать привод к элеватору

Исходные данные:

Мощность P_3 3,0

Частота вращения выходного вала n_3 , мин⁻¹ 40

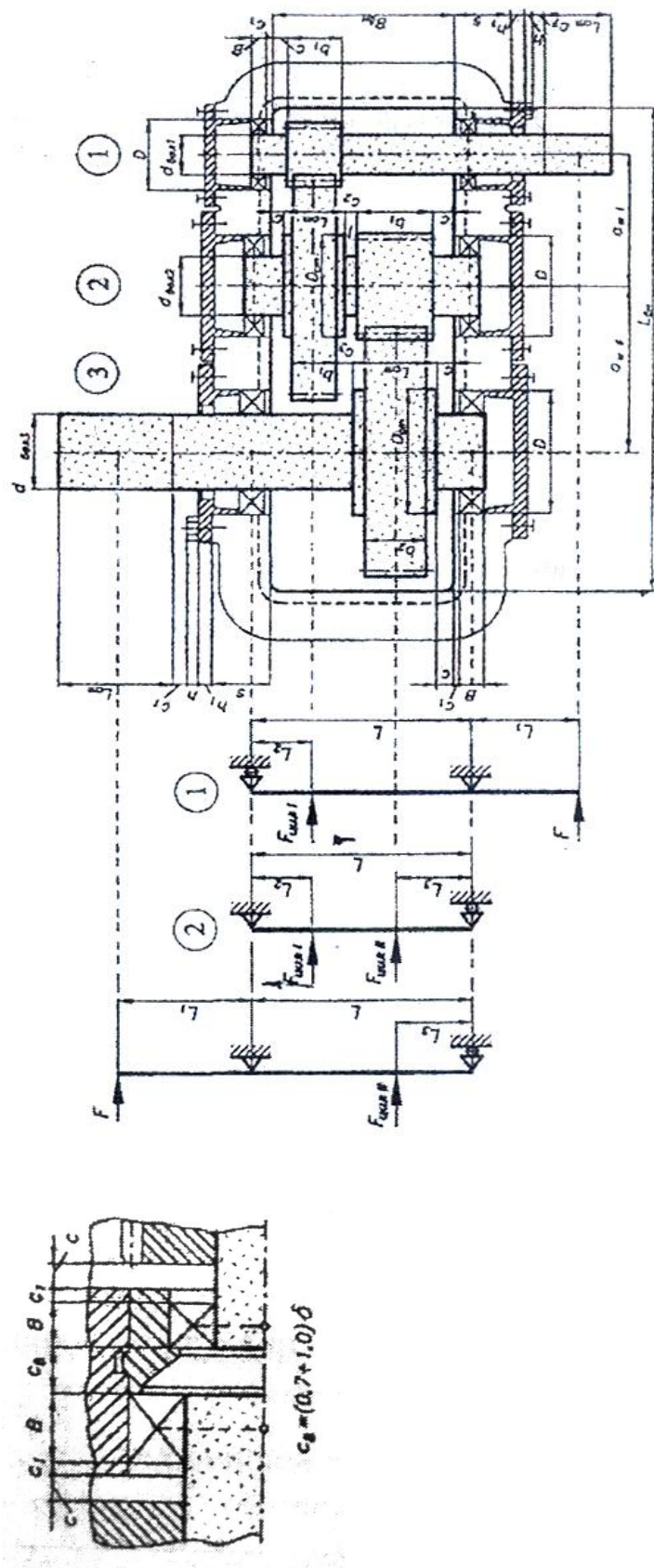
Представить пояснительную записку с полным расчетом привода и чертежи:

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

Руководитель _____ (Иванов М.Ю.)

Студент _____ (Порфирьев А.В.)

					ДМ.НТТС.24.24 –00.00.00.ПЗ				
Изм.	Лист	№докум.	Подп.	Дата	Привод к ковшовому элеватору	Лит.		Лист	Листов
Разраб.		Порфирьев						1	32
Пров.		Андреев				Волжский филиал МАДИ, гр. ПСО-24			



Компоновочная схема редуктора и расчетные схемы валов

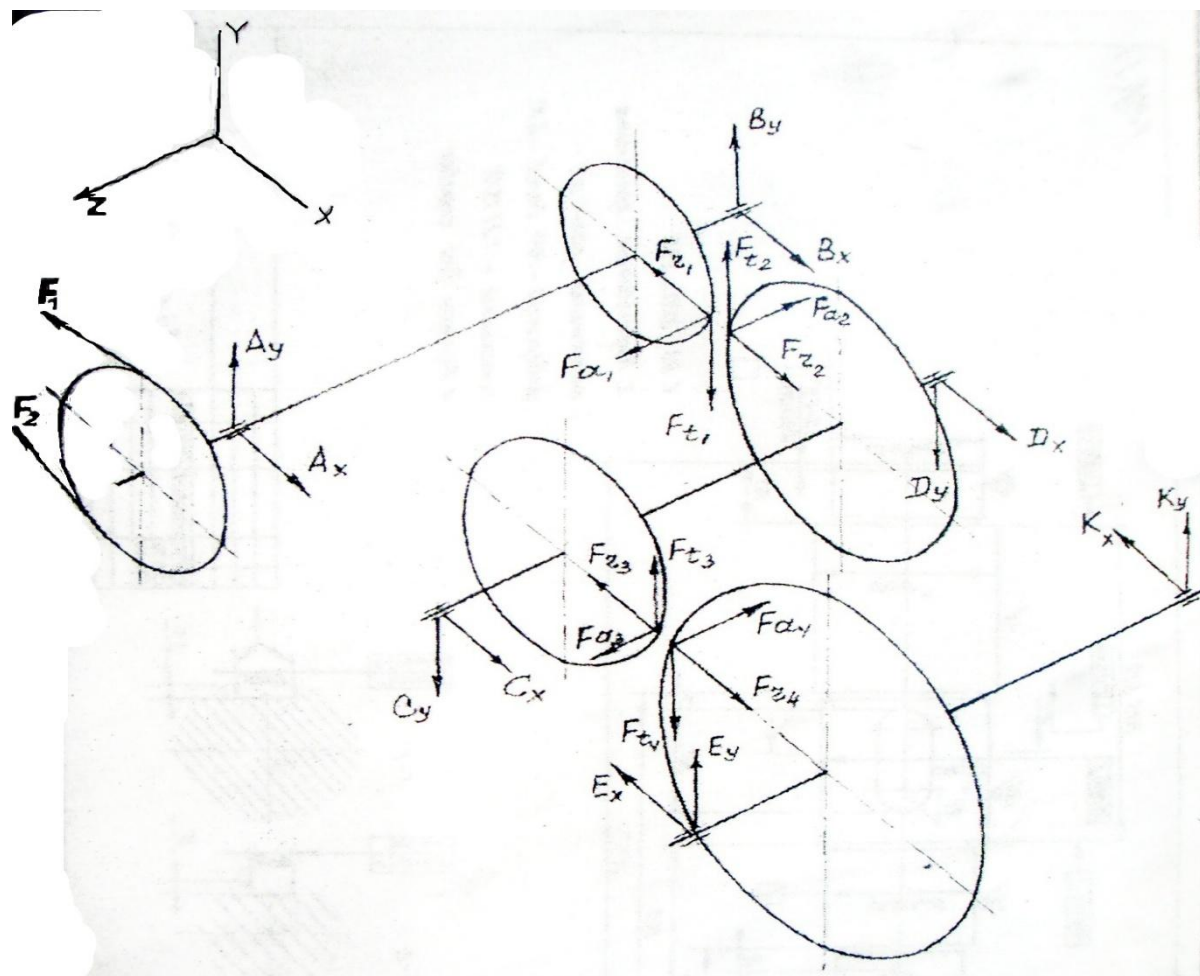
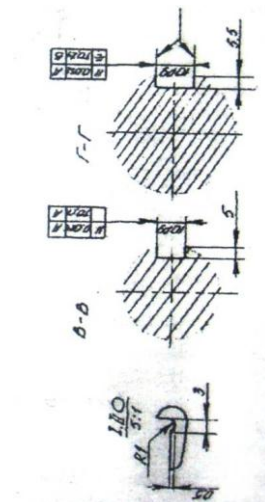
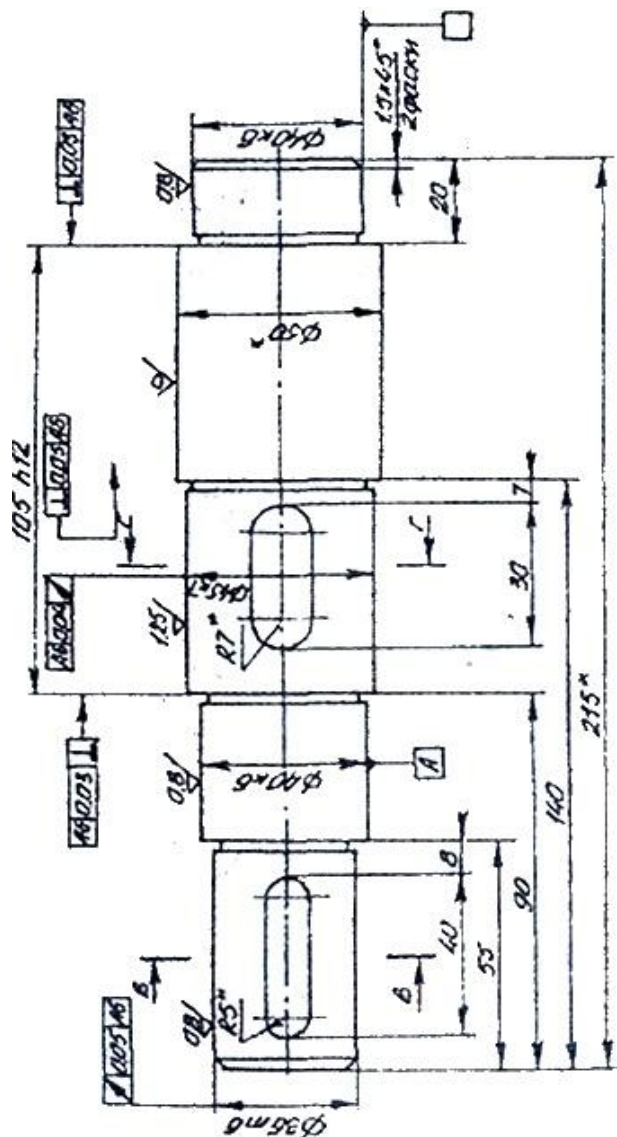


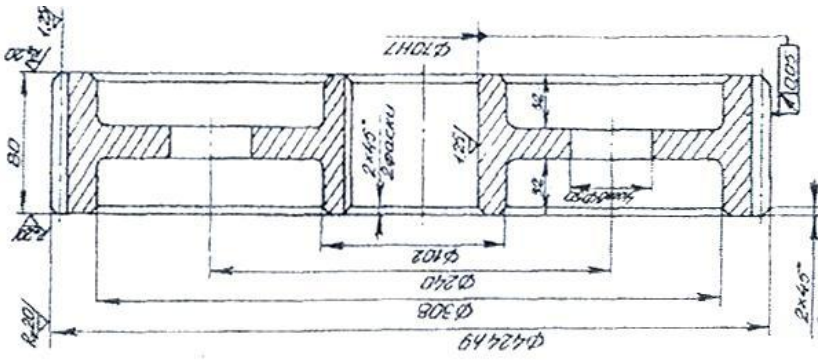
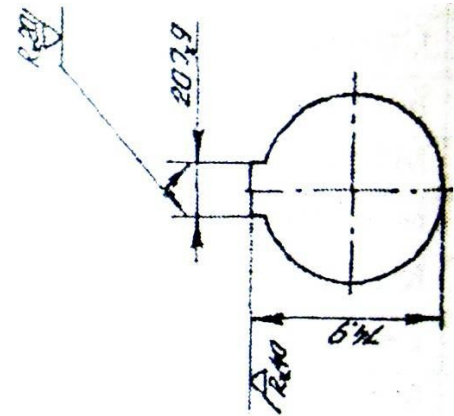
Схема сил, действующих на валы привода

					ДМ.НТТС.24.24 –00.00.00.ПЗ	лист
						15
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		

1. HB 200..300
2. Неуказанные предельные отклонения размеров:
отверстий – H14, валов – H14,
остальных - $\pm J15/2$

***Размеры для справок**

[illegible]

				Модуль нормальный Число зубьев Исходный контур Коэффициент смещения исходного контура Степень точности Угол наклона Делительный диаметр m z - x - β d 4 104 ГОСТ 375558 0 8-С 0 416		1. Термообработка: улучшение НВ 230...260 2. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий – Н14, валов – 14, прочих $\pm IT15/2$ 3. Неуказанные штамповочные радиусы – 3...5 мм штамповочные уклоны – 3-5		Изм Лист Чертил Провер Утв Дата Полн. № докум Колесо зубчатое Сталь 40Х ГОСТ 4543 - 88 Лит Масса Масштаб у 1:2 Лист Листов	
--	--	--	--	---	--	--	--	--	--

[illegible]

Список литературы

1. Детали машин и основы конструирования. В 2 ч. Ч. 1. Зубчатые и червячные передачи: учебно-методическое пособие / В.Ф. Водейко. – М.: МАДИ, 2017. – 96 с.
2. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие для вузов / Е.В. Брюховецкая, О.В. Конищева, М.В. Брунгардт, А.Н. Щепин. – Санкт-Петербург: Лань, 2021 – 152 с.
3. Константинов, В.Ф. Проектирование деталей и узлов приводов и редукторов: учебное пособие / В.Ф. Константинов. – Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2023. – 144 с.
4. Кравченко, А.М. Детали машин и основы конструирования: учебник / А.М. Кравченко. – Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2024. – 312 с.