

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО–РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Оборудование и технология сварочного производства»

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ**

*Методические рекомендации к курсовому проектированию  
для студентов специальности 1-36 01 06  
«Оборудование и технология сварочного производства»  
дневной и заочной форм обучения*



Могилев 2016

УДК 621.9.07  
ББК 30.606  
П 79

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Оборудование и технология сварочного производства» «22» сентября 2016 г., протокол № 2.

Составитель                    канд. техн. наук, ст. преподаватель А. Ю. Поляков

Рецензент                      канд. техн. наук, доц. И. Д. Камчицкая

Методические рекомендации предназначены для выполнения курсового проекта по дисциплине «Проектирование технологической оснастки» студентами специальности 1-36 01 06 «Оборудование и технология сварочного производства».

Учебно-методическое издание

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

Ответственный за выпуск	В. П. Куликов
Технический редактор	А. Т. Червинская
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л.        . Уч.-изд. л.        . Тираж        экз. Заказ №.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 24.01.2014.  
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

©ГУ ВПО «Белорусско-Российский  
университет», 2016

## Содержание

1	Цели и задачи	курсового	4
	проекта.....		
2	Тематика	курсовых проектов	4
	.....		
3	Содержание расчетно-пояснительной записки.....		5
4	Оформление курсового проекта.....		6
5	Методика	выполнения курсового	8
	проекта.....		
5.1	Описание конструкции конкретного узла (изделия) и техпроцесса его сборки и сварки.....		8
5.2	Выбор технологической оснастки для сборки, прихватки и сварки узла со ссылкой на научно-технический обзор и производственный опыт.....		8
5.3	Базирование деталей узла на проектируемой оснастке и составление принципиальной схемы сборочно-сварочного приспособления.....		9
5.4		Расчетная	11
	часть.....		
6	Охрана труда и техника безопасности при использовании технологической оснастки на производстве .....		30
	Список литературы.....		30

## 1 Цели и задачи курсового проекта

Курсовой проект выполняется после изучения курса «Конструирование вспомогательного оборудования». Выполнение курсового проекта по указанной дисциплине является одним из этапов подготовки студентов к самостоятельной работе над дипломным проектом по специальности 1-36 01 06 «Оборудование и технология сварочного производства».

При выполнении курсового проекта студенты должны:

- описать конструкцию конкретного узла (изделия) и технологического процесса его сборки и сварки;
- выбрать технологическую оснастку для сборки, прихватки и сварки узла со ссылкой на научно-технический обзор и производственный опыт;
- с помощью правил базирования и условных обозначений опор и прижимов составить принципиальную схему сборочно-сварочного приспособления;
- составить расчетную схему проектируемой оснастки;
- рассчитать эксплуатационные нагрузки, воздействующие на проектируемую оснастку;
- рассчитать и выбрать электродвигатель для привода проектируемой оснастки;
- спроектировать редуктор/коробку передач или мотор-редуктор для привода оснастки;
- выбрать и рассчитать корпусное исполнение редуктора/коробки передач;
- спроектировать несущие элементы оснастки;
- рассчитать прижимные элементы оснастки;
- обосновать последовательность монтажа оснастки в цеху или на участке;
- разработать мероприятия по охране труда на участке при работе оснастки.

## 2 Тематика курсовых проектов

Для выполнения курсового проекта студентам выдаются индивидуальные задания, в которых предлагается спроектировать технологическую оснастку, необходимую для сборки и сварки конкретного узла, например: «Спроектировать стенд для сборки и сварки бензобака автомобиля МАЗ».

Также студенту в качестве исходных данных для выполнения курсового проекта руководителем выдаются: сборочный чертеж изделия (рисунок 1), его детализовка и спецификации; технологический процесс сборки и сварки изделия; годовая программа выпуска изделий.



Рисунок 1 – Пример 3D-чертежа изделия (индивидуальное задание)

### **3 Содержание расчетно-пояснительной записки и графической части**

Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту должна включать в себя следующие разделы.

Индивидуальное задание.

Содержание.

Введение.

1 Общая часть.

1.1 Описание конструкции конкретного узла (изделия) и техпроцесса его сборки и сварки.

1.2 Выбор технологической оснастки для сборки, прихватки и сварки узла со ссылкой на научно-технический обзор и производственный опыт.

1.3 Базирование деталей узла на проектируемой оснастке и составление принципиальной схемы сборочно-сварочного приспособления.

2 Расчетная часть.

2.1 Составление расчетных схем оснастки.

2.2 Расчет эксплуатационных нагрузок оснастки.

2.3 Расчет и выбор электродвигателя для привода оснастки.

2.4 Проектирование редуктора/коробки передач для привода оснастки.

2.5 Расчет прижимных элементов оснастки.

3 Конструкторско-технологическая часть.

- 3.1 Корпусное исполнение редуктора/коробки передач.
  - 3.2 Проектирование несущих элементов оснастки.
  - 3.3 Монтаж оснастки в цеху или на участке.
  - 4 Мероприятия по охране труда на участке при работе оснастки.
- Заключение.

Список использованной литературы.

Приложения (А – чертежи, Б – карта технологического процесса).

Графическая часть курсового проекта выполняется на листах формата А1 или А0 (количество листов – не менее четырех) и может содержать: сборочный чертеж изделия, принципиальную схему сборочно-сварочного приспособления, расчетную схему проектируемой оснастки с таблицами и формулами, общий вид электродвигателя для привода оснастки с таблицей параметров, общий вид редуктора привода оснастки, расчет прижимных элементов оснастки, сборочный чертеж оснастки.

## 4 Оформление курсового проекта

Пояснительная записка печатается с использованием компьютера и принтера на одной стороне листа белой бумаги формата А4 (210 × 297 мм). Допускается представлять таблицы и иллюстрации приложения на листе формата А3 (297 × 420 мм).

Набор текста осуществляется с использованием текстового редактора Microsoft Word. Текст работы печатается шрифтом Times New Roman размером 14 пунктов, междустрочный интервал – одинарный. Размеры полей: левое – 30 мм, правое – 10 мм, верхнее – 20 мм, нижнее – 20 мм.

Абзацный отступ первой строки – 1,25 см. Выравнивание текста – по ширине листа. Шрифт печати прямой, черного цвета, одинаковый по всей работе. Разрешается использовать компьютерные возможности акцентирования внимания, применяя разное начертание шрифта: курсивное, полужирное, курсивное полужирное, выделение с помощью рамок, разрядки, подчеркивания и др.

Опечатки и графические неточности, обнаруженные в тексте, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте исправленного текста черной капиллярной ручкой.

Наименования структурных элементов «Содержание», «Введение», «Заключение», «Список использованной литературы», «Приложения», раздела «Общая часть», разделов «Расчетная часть» и «Конструкторско-технологическая часть» печатают прописными буквами в середине строк, используя полужирный шрифт размером на 1–2 пункта больше, чем шрифт основного текста. Заголовки подразделов печатают строчными буквами

(кроме первой прописной) с абзацного отступа полужирным шрифтом размером шрифта основного текста.

В конце заголовков разделов и подразделов (пунктов) точку не ставят. Если заголовок состоит из двух или более предложений, их разделяют точкой. Подчеркивание заголовка не допускается.

Расстояние между заголовком и текстом (за исключением заголовка пункта) должно составлять 2–3 межстрочных интервала. Если между двумя заголовками текст отсутствует, то расстояние между ними устанавливается в 1,5–2 межстрочных интервала.

Каждую структурную часть работы следует начинать с нового листа (страницы). Данное требование не распространяется на подразделы (пункты). На первом листе каждого приложения в верхнем правом углу необходимо прописными буквами указать Приложение А и т. д. Приложения включаются в общую нумерацию страниц пояснительной записки. Нумерация листов – снизу справа.

В тексте работы последовательно должны располагаться ссылки на все использованные источники, приведенные в конце работы по мере упоминания: [1], [2] и т. д. Пример оформления использованного источника: 1. Севбо, П. И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П. И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978. – 400 с.

Каждая расчетная формула должна сопровождаться ссылкой на источник литературы. Формулы первоначально записываются в общем виде, где должны быть приведены размерности физических величин. Только после этого осуществляется подстановка в формулы числовых величин. Уравнения и формулы следует выделять из текста свободными строками. Выше и ниже каждой формулы должно быть оставлено не менее одной свободной строки. Если уравнение не умещается в одну строку, оно должно быть перенесено после того или иного операционного знака (равенства, плюс, минус, умножения, деления), который повторяется в начале следующей строки. Нумеруют формулы (если их более одной) в пределах раздела. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы в разделе, отделенных точкой. Номера формул пишутся в круглых скобках у правого поля листа на уровне формулы, например: (1.1) (первая формула первого раздела).

Все приведенные в пояснительной записке рисунки, схемы и таблицы должны быть пронумерованы и снабжены надписями с расшифровкой всех обозначений. Подрисуночные надписи печатаются полужирным шрифтом 12 пунктов с выравниванием по центру листа. Шрифт в таблицах прямой размером 11 пунктов, выравнивание текста в таблицах – по центру ячейки.

Нумерация страниц, разделов, подразделов, рисунков, таблиц, формул и приложений дается арабскими цифрами без знака №. Первой

страницей записки является титульный лист. Титульный лист, задание на выполнение дипломного проекта не нумеруются, но включаются в общую нумерацию страниц записки.

Объем пояснительной записки курсового проекта составляет 40–60 страниц. Допускается увеличение объема записки по согласованию с руководителем.

Чертежи графической части проекта должны быть выполнены в соответствии с требованиями ЕСКД.

## **5 Методика выполнения курсового проекта**

### ***5.1 Описание конструкции конкретного узла (изделия) и техпроцесса его сборки и сварки***

В курсовом проекте отмечаются основные конструктивные особенности изделия с указанием отдельных деталей и их назначения. Указываются масса, габариты, годовая программа выпуска, материал изделия.

Дополнительно указываются условия работы изделия – характер нагружения (статическое, знакопеременное), климатические условия эксплуатации, наличие/отсутствие взаимодействия изделия с агрессивной средой (например, бензин, кислота, щелочной раствор и др.), диапазон рабочих эксплуатационных температур, требования к герметичности, доступ к узлу в конструкции при его ремонте и восстановлении, методы испытания узла на соответствие требованиям пожарной безопасности и др.

Необходимо привести химический состав материала изделия, его основные физические и механические свойства [1, 2], а также описание технологического процесса сборки, прихватки, сварки и контроля изделия. Может указываться общий вид участка сборки и сварки изделия.

### ***5.2 Выбор технологической оснастки для сборки, прихватки и сварки узла со ссылкой на научно-технический обзор и производственный опыт***

В сварочном производстве применяются различные приспособления для снижения трудоемкости, повышения производительности процесса и качества сварных швов. К ним относятся: сварочные столы, кантователи, вращатели, манипуляторы, сварочные роботы, роликовые стенды, кондукторы для сборки и сварки тавровых балок, стенды для сборки и сварки листовых полотнищ, сварочные колонны, сварочные тележки и др.

При выборе типа оснастки студентам необходимо иметь в виду, что в Республике Беларусь на промышленных предприятиях при производстве большинства металлоконструкций используются сварочные кантователи,





можно использовать только в случае ссылки на официальные сайты производителей технологической оснастки.

### **5.3 Базирование деталей узла на проектируемой оснастке и составление принципиальной схемы сборочно-сварочного приспособления**

Базирование – это определение положения деталей в изделии относительно друг друга или изделия относительно приспособления, рабочего инструмента, технологического сварочного оборудования (сварочной дуги, пламени горелки, электродов контактной машины).

При проектировании сборочно-сварочных приспособлений необходимо иметь дело с установочными базами. Установочная база – это каждая поверхность детали, которой она соприкасается с установочными поверхностями приспособления. Благодаря контакту с этими поверхностями деталь (узел) получает строго определенное положение относительно приспособления или сварочного оборудования.

При этом металлическая деталь как любое твердое тело имеет 6 степеней свободы: перемещение в направлении трех координатных осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  (рисунок 3) и вращение (поворот)  $\omega_x$ ,  $\omega_y$ ,  $\omega_z$  относительно этих же осей.

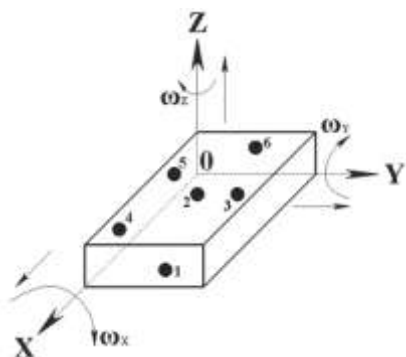


Рисунок 3 – Схема базирования детали на шесть опорных точек

Для базирования любой детали требуется выполнять правило шести точек: «Чтобы придать детали вполне определенное положение в приспособлении, необходимо и достаточно иметь шесть опорных точек, лишаящих деталь всех шести степеней свободы».

Поверхность детали с тремя опорными точками называется главной базирующей, боковая поверхность с двумя точками – направляющей, торцевая поверхность с одной точкой – упорной.

В качестве главной базирующей поверхности желательно выбирать поверхность, имеющую наибольшие габаритные размеры, в качестве направляющей – поверхность наибольшей протяженности, в качестве упорной – поверхность наименьшей протяженности и площади.

Установочными базами деталей могут служить поверхности как механически обработанные (отверстия, плоскости), так и необработанные, не имеющие волнистости, неопределенной кривизны. Предпочтение отдают менее шероховатым, более чистым и точно расположенным поверхностям.

На рисунке 4 показан процесс базирования втулки 1 на жестко закрепленный неподвижный палец 2. В данном случае втулка лишилась четырех степеней свободы (осталось вращение и перемещение относительно оси  $OZ$ ).

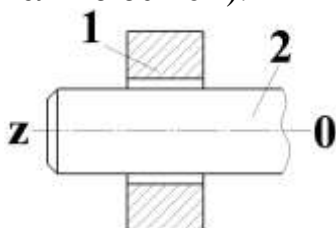


Рисунок 4 – Схема установки втулки на палец

Принципиальная схема сборочно-сварочного приспособления представляет собой чертеж сварного изделия, на котором в виде условных обозначений (рисунок 5) указаны места, способы фиксирования и закрепления всех деталей, а также способы и устройства (упрощенно) для установки, поворота, подъема, съема деталей и изделий, другие механизмы.

Наименование	Вид спереди, сзади	Вид сверху	Вид снизу
Опора неподвижная			
Опора подвижная			
Опора плавающая			
Опора регулируемая			
Зажим одиночный			
Зажим двойной			

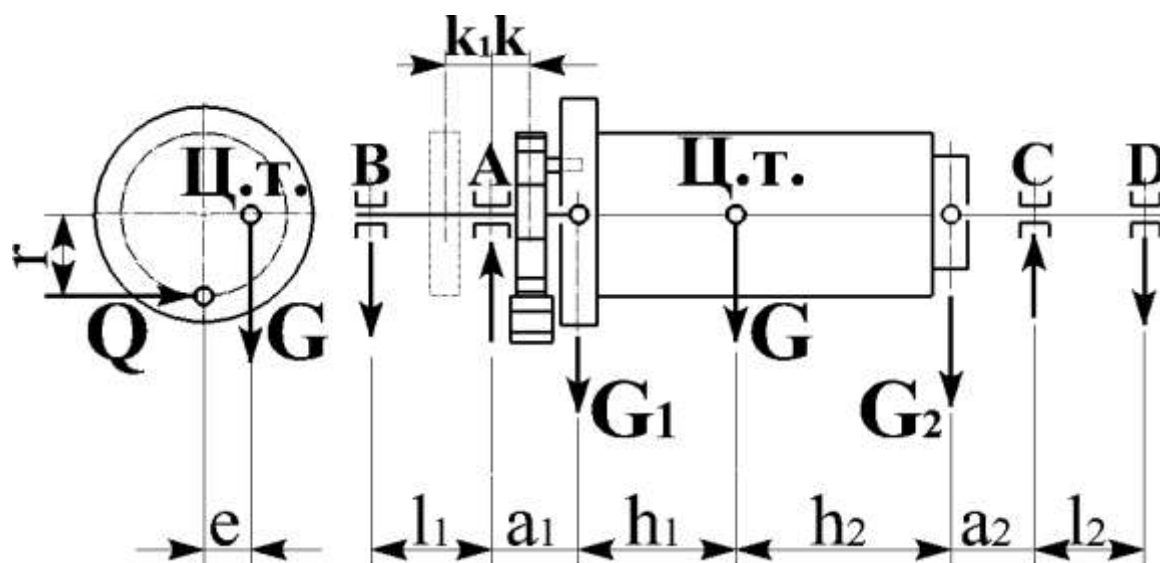
Рисунок 5 – Условные обозначения опор и зажимов по ГОСТ 3.1107–81

Задачей студента является составление принципиальной схемы сборочно-сварочного приспособления с помощью указанных правил базирования и условных обозначений опор и прижимов.

#### 5.4 Расчетная часть

#### 5.4.1 Составление расчетных схем оснастки.

Расчетную часть в курсовом проекте начинают с составления расчетной схемы оснастки. Например, студентом для сборки и сварки конструкции определенных габаритных размеров и массы выбран двухстоечный кантователь с шарнирными крепежными приспособлениями, а привод кантователя по заданию включает в себя один электродвигатель и один двухступенчатый червячный редуктор. В таком случае расчетная схема и исходные данные для расчета должны быть представлены так, как показано на рисунке 6 и в таблице 1.



$G$  – вес конструкции;  $A$  и  $B$  – точки крепления приводного шпинделя;  $C$  и  $D$  – точки крепления ведомого шпинделя;  $G_1$  – усилие, действующее на хвостовик приводного шпинделя;  $G_2$  – усилие, действующее на хвостовик ведомого шпинделя;  $Q$  – окружная сила на зубчатом колесе;  $e$  – эксцентриситет;  $r$  – расстояние между точкой действия окружного усилия и осью вращения планшайбы;  $k, k_1$  – расстояние от центра зубчатого колеса до опоры  $A$ ;  $L_1$  – расстояние между подшипниками приводного шпинделя;  $L_2$  – расстояние между подшипниками ведомого шпинделя;  $a_1$  – расстояние между центром приводной планшайбы и опорой  $A$ ;  $a_2$  – расстояние между центром ведомой планшайбы и опорой  $C$ ;  $h_1$  и  $h_2$  – расстояния от центра тяжести конструкции до центров приводной и ведомой планшайб

Рисунок 6 – Расчетная схема двухстоечного кантователя с шарнирными крепежными устройствами

Таблица 1 – Исходные данные

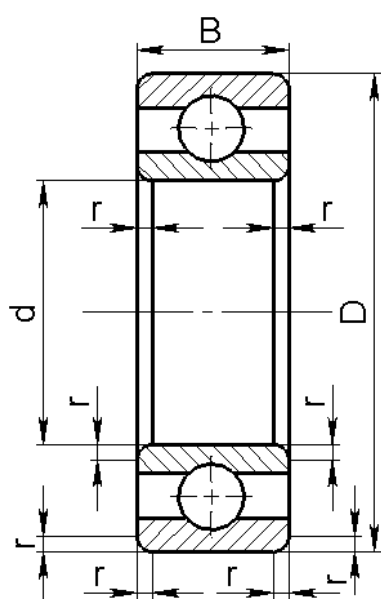
$G$ , кг	$e$ , см	$l_1$ , см	$l_2$ , см	$h_1$ , см	$h_2$ , см	$a_1$ , см	$a_2$ , см	$v$ , м/мин	$R$ , см	$k$ , см	Тип редуктора
1000	15,0	51	70	100	100	15	35	16	100	5	Червячный двухступенчатый

#### 5.4.2 Расчет эксплуатационных нагрузок оснастки.

Если рассматривается двухстоечный кантователь, то расчет начинается с ГОСТ 8338–75 Подшипники шариковые радиальные

однорядные. Основные размеры [3], по которому в зависимости от массы конструкции, кантуемой при сборке и сварке, по параметру статической грузоподъемности студенту необходимо выбрать подшипники, в которые будут посажены приводной и ведомый шпиндели передней и задней бабок кантователя.

Например, если кантуемая конструкция имеет вес до 10 т, то соответствующая статическая грузоподъемность по ГОСТ 8338–75  $C_0 = 105000$  Н, что соответствует подшипнику № 414 – шариковый радиальный подшипник тяжелой серии (диаметр 4, серия ширин 0) с  $d = 70$  мм,  $D = 180$  мм и  $B = 42$  мм (обозначение по стандарту – подшипник 414 ГОСТ 8338–75) (рисунок 7). Коэффициент трения в подшипнике  $f = 0,02$ .



$d$  – номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца;  
 $D$  – номинальный диаметр наружный цилиндрической поверхности наружного кольца;  $B$  – номинальная ширина подшипника;  
 $r$  – номинальная координата монтажной фаски

Рисунок 7 – Стандартные размеры подшипника шарикового радиального однорядного

Принимаем данные подшипники как для приводного, так и для ведомого шпинделей бабок. Соответственно, диаметры шпинделей бабок во всех сечениях равны  $d_A = d_B = d_C = d_D = 70$  мм (см. рисунок 6) [4].

Наибольший крутящий момент  $M_{кр}$ , воспринимаемый приводом кантователя, равен сумме: грузового момента  $M = Ge$  и момента сил трения  $M_{тр}$  в подшипниках обоих шпинделей:

$$M_{кр} = Ge + M_{тр} . \quad (1)$$

Момент сил трения в подшипниках

$$M_{тр} = 0,5(Ad_A f_A + Bd_B f_B + Cd_C f_C + Dd_D f_D), \quad (2)$$

где  $A, B, C$  и  $D$  – усилия в подшипниках;  
 $d_A, d_B, d_C$  и  $d_D$  – соответствующие диаметры шпинделей;

$f_A, f_B, f_C$  и  $f_D$  – коэффициенты трения в соответствующих подшипниках.

Усилия, действующие на хвостовики шпинделей, определяются как реакции опор балки весом  $G$ , свободно опертой своими концами в шарнирах передней и задней бабок:

$$G_1 = Gh_2/(h_1+h_2) ; \quad (3)$$

$$G_2 = Gh_1/(h_1+h_2) . \quad (4)$$

Вертикальные радиальные усилия в подшипниках передней бабки:

$$A_B = G_1(l_1 + a_1)/l_1 = Gh_2(l_1 + a_1)/(l_1(h_1 + h_2)) ; \quad (5)$$

$$B_B = G_1 a_1/l_1 = Gh_2 a_1/(l_1(h_1 + h_2)) . \quad (6)$$

Вертикальные радиальные усилия в подшипниках задней бабки:

$$C = G_2(l_2 + a_2)/l_2 = Gh_1(l_2 + a_2)/(l_2(h_1 + h_2)) ; \quad (7)$$

$$D = G_2 a_2/l_2 = Gh_1 a_2/(l_2(h_1 + h_2)) . \quad (8)$$

В подшипниках передней бабки также возникают радиальные усилия под действием окружной силы  $Q$  на зубчатом колесе:

$$A_3 = Q(l_1 + k)/l_1 ; \quad (9)$$

$$B_3 = Qk/l_1 = M_{кр}k/(l_1 R), \quad (10)$$

где  $R$  – радиус зубчатого колеса;

$M_{кр}$  – грузовой крутящий момент.

Так как при данном расположении ведущей шестерни или червяка (при червячной передаче) усилия  $A_3$  и  $B_3$  будут направлены горизонтально, т. е. перпендикулярно вертикальным нагрузкам  $A_B$  и  $B_B$ , то суммарные радиальные усилия в подшипниках передней бабки будут равны геометрической сумме двух взаимно перпендикулярных составляющих:

$$A = \sqrt{A_B^2 + A_3^2} ; \quad (11)$$

$$B = \sqrt{B_B^2 + B_3^2} . \quad (12)$$

Аксиальное усилие в подшипниках равно силе зажатия пиноли задней бабки и зависит от типа изделия, его размеров и способа крепления. Во многих случаях это усилие равно нулю.

Изгибающий момент в опасном сечении шпинделя передней бабки (в подшипнике А) определяется как геометрическая сумма моментов, действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: грузового момента  $M_1 = G_1 a_1$  и изгибающего момента от действия окружного усилия на зубчатом колесе  $M_2 = Qk$ :

$$M_A = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = \sqrt{(G_1 a_1)^2 + (Qk)^2}. \quad (13)$$

Изгибающий момент в опасном сечении С шпинделя задней бабки

$$M_C = G_2 a_2 = G a_2 h_1 / (h_1 + h_2). \quad (14)$$

На схеме, представленной на рисунке 6, возможны 4 варианта кантовки:

1) расположение зубчатого колеса в одной вертикальной плоскости с приводной шестерней при одновременном отсутствии эксцентриситета центра тяжести кантуемой конструкции;

2) расположение зубчатого колеса в одной горизонтальной плоскости со шпинделями бабок (на рисунке 6 показано штрихпунктиром) при одновременном отсутствии эксцентриситета центра тяжести кантуемой конструкции;

3) расположение зубчатого колеса в одной вертикальной плоскости с приводной шестерней при наличии эксцентриситета центра тяжести кантуемой конструкции;

4) расположение зубчатого колеса в одной горизонтальной плоскости со шпинделями бабок при наличии эксцентриситета центра тяжести кантуемой конструкции.

При рассмотрении первого варианта кантовки грузовой крутящий момент  $M = Ge$  не передается на шпиндель, поэтому при определении расчетных эквивалентных моментов, действующих на шпиндели, в качестве крутящих моментов достаточно учесть только моменты сил трения в подшипниках соответственно в передней и задней бабках:

$$M_{TP1} = 0,5(A d_A f_A + B d_B f_B); \quad (15)$$

$$M_{TP2} = 0,5(C d_C f_C + D d_D f_D). \quad (16)$$

Расчетные эквивалентные моменты для шпинделей передней и задней бабок:

$$M_{Э1} = \sqrt{M_A^2 + M_{TP1}^2}; \quad (17)$$

$$M_{Э2} = \sqrt{M_C^2 + M_{TP2}^2}. \quad (18)$$

Диаметры шпинделей в опасных сечениях – на опорах А и С:

$$d_A = \sqrt[3]{10M_{Э1}/[\sigma]}; \quad (19)$$

$$d_C = \sqrt[3]{10M_{Э2}/[\sigma]}. \quad (20)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение на изгиб, кгс/см<sup>2</sup> (для стали 40Х  $[\sigma] = 6000 \dots 8000$  кгс/см<sup>2</sup>).

Мощность электродвигателя привода  $N$ , кВт, определяется в зависимости от величины крутящего момента  $M_{кр}$ , кгс·см, и выбранной частоты вращения шпинделя  $n$ , об/мин, по формуле

$$N = M_{кр}/(97400\eta_0), \quad (21)$$

где  $\eta_0$  – общий КПД привода, являющийся произведением КПД всех передач приводного механизма.

Например, если в конструкции привода предусмотрен двухступенчатый червячный редуктор, то  $\eta_0 = \eta_{ч1} \eta_{ч2} = 0,75 \cdot 0,75 = 0,5625$  ( $\eta_{ч1}$  и  $\eta_{ч2}$  – КПД соответствующих червячных передач).

Выбор числа оборотов кантователя  $n$ , об/мин, следует производить исходя из допускаемой окружной скорости вращаемого изделия  $V_{окр}$ , м/мин, которую для диаметра вращаемого изделия  $D = 2 \dots 5$  м можно назначать в пределах 16...25 м/мин:

$$n = V_{окр}/(\pi D). \quad (22)$$

Если масса изделия и скорость его вращения достаточно велики, то в расчетах на прочность к статическому крутящему моменту  $M_{кр}$  следует добавлять динамический момент сил инерции  $M_{ин}$ , действующий в периоды разгона и торможения (при неустановившемся вращении шпинделя):

$$M_{ин} = GD_{ин}^2 n / (375 t_{ин}), \quad (23)$$



где  $G$  – вес вращающейся массы, кгс;  
 $D_{\text{ИН}}$  – диаметр инерции массы, м;  
 $GD_{\text{ИН}}^2$  – маховый момент вращающейся массы;  
 $t_{\text{ИН}}$  – время пуска и торможения, определяемое в зависимости от числа оборотов  $n$  и пускового момента двигателя по его каталожной характеристике.

При рассмотрении второго варианта кантовки значения расчетных усилий и изгибающих моментов, действующих на шпиндель передней бабки, могут оказаться существенно выше.

Это объясняется тем, что при таком монтаже окружная сила на зубчатке будет направлена вертикально, и поэтому вызываемые ею реактивные усилия и моменты складываются с грузовыми (тоже вертикальными) алгебраически, а не геометрически.

Следовательно, в этом случае нагрузка на подшипники будет определяться как

$$A = A_B + A_3 = Gh_2(l_1 + a_1)/(l_1(h_1 + h_2)) + Q(l_1 + k)/l_1; \quad (24)$$

$$B = B_B + B_3 = Gh_2a_1/(l_1(h_1 + h_2)) + Qk/l_1. \quad (25)$$

В этом случае изгибающий момент в опасном сечении шпинделя передней бабки будет находится не как геометрическая, а как алгебраическая сумма следующих составляющих:

$$M_A = G_1a_1 + Qk = Ga_1h_2/(h_1 + h_2) + Qk. \quad (26)$$

Изгибающий момент в опасном сечении шпинделя задней бабки остается прежним (см. формулу (11)).

Расчетный эквивалентный момент  $M_{Э1}$  в сечении А рассчитывается по формуле (17), но с подстановкой в нее нового значения изгибающего момента  $M_A$ . В сечении С шпинделя задней бабки эквивалентный момент не изменяется и определяется по формуле (18).

При рассмотрении третьего и четвертого вариантов кантовки наибольший крутящий момент  $M_{\text{КР}}$ , воспринимаемый приводом кантователя, включает грузовой момент  $M = Ge$  и находится по формуле (1).

Соответственно, это внесет корректировки в формулы (17) – (21).

Механизм вращения двухстоечных кантователей с подъемными центрами, а также действующие на шпиндели усилия и моменты рассчитываются теми же методами и формулами, что и для обычных двухстоечных кантователей. Расчет механизма подъема центров и механизма передвижения задней стойки производится обычными

методами расчета грузоподъемных машин [4]. Скорости вращения, подъема центров и перемещения задней стойки можно выбирать по таблице 2.

Таблица 2 – Двухстоечные кантователи с подъемными центрами

Модель	Грузоподъемность, тс	Момент на оси вращения, кгс·м	Наибольшая высота центров Н, м	Число оборотов кантователя, об/мин	Скорость подъема центров, м/мин	Вертикальный ход центров, м	Общая высота кантователя, м	Горизонтальный ход подвижной стойки, м	Максимальное расстояние между центрами, м	Максимальный диаметр изделия, м	Ориентировочная масса кантователя, т
КДП-2	2	400	1,7	2,5	2,4	1,2	3,4	8,0	10	3,3	10,9
КДП-4	4	800	2,0	1,6	1,8	1,4	3,9	10,5	13	3,9	12,7
КДП-8	8	2000	2,4	1,0	1,8	1,8	4,3	11,5	15	4,7	13,5
КДП-16	16	4000	2,8	0,6	1,0	2,0	5,4	15,5	18,5	5,4	30,1

Далее рассчитывается требуемая частота вращения вала электродвигателя  $n_{Э.ТР.}$ , об/мин, исходя из частоты вращения приводного вала  $n$ , об/мин (см. формулу (22)), а также средних значений передаточных чисел из рекомендуемого диапазона (таблица 3). Например, в случае двухступенчатой червячной передачи

$$n_{Э.ТР.} = n u_{ч1} u_{ч2}, \quad (27)$$

где  $u_{ч1}$  – передаточное число первой червячной передачи;  
 $u_{ч2}$  – передаточное число второй червячной передачи.

Таблица 3 – Рекомендуемые и предельные передаточные числа для передач

Вид передачи	Твердость зубьев	Передаточное число	
		$u_{реком.}$	$u_{пред.}$

Зубчатая цилиндрическая:			
тихоходная ступень во всех редукторах ( $u_T$ )	$\leq 350$ HB	2,5 – 5,6	6,3
	40...56 HRC <sub>Э</sub>	2,5 – 5,6	6,3
	56...63 HRC <sub>Э</sub>	2 – 4	5,6
быстроходная ступень в редукторах по развернутой схеме ( $u_6$ )	$\leq 350$ HB	3,15 – 5,6	8
	40...56 HRC <sub>Э</sub>	3,15 – 5	7,1
	56...63 HRC <sub>Э</sub>	2,5 – 4	6,3
быстроходная ступень в соосном редукторе ( $u_6$ )	$\leq 350$ HB	4 – 6,3	8
	40...56 HRC <sub>Э</sub>	4 – 6,3	7,1
	56...63 HRC <sub>Э</sub>	3,15 – 5	6,3
Коробка передач	Любая	1 – 2,5	3,15
Коническая зубчатая	$\leq 350$ HB	1 – 4	6,3
	$\geq 40$ HRC <sub>Э</sub>	1 – 4	5
Червячная	–	16 – 50	80

#### 5.4.3 Расчет и выбор электродвигателя для привода оснастки.

По величине требуемой мощности и требуемой частоте вращения вала электродвигателя в таблице 4 выбирается асинхронный электродвигатель [5].

Таблица 4 – Технические данные электродвигателей серии АИР

Мощность N, кВт	Синхронная частота, мин <sup>-1</sup>			
	3000	1500	1000	750
0,37	–	–	71A6/915	–
0,55	–	71A4/1357	71B6/915	–
0,75	71A2/2820	71B4/1350	80A6/920	90LA8/695
1,1	71B2/2805	80A4/1395	80B6/920	90LB8/695
1,5	80A2/2850	80B4/1395	90L6/925	100L8/702
2,2	80B2/2850	90L4/1395	100L6/945	112MA8/709
3	90L2/2850	100S4/1410	112MA6/950	112MB8/709
4	100S2/2850	100L4/1410	112MB6/950	132S8/716

При подборе N допускается перегрузка двигателя до 8 % при постоянной и до 12 % при переменной нагрузке.

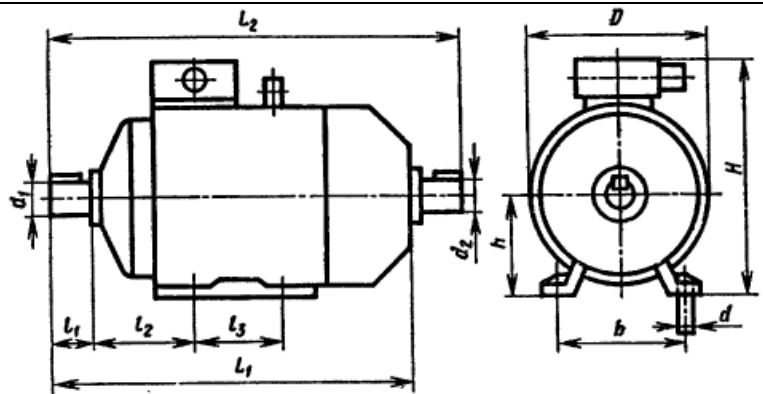
Например, при требуемой мощности  $N = 1,46$  кВт и частоте вращения приводного вала  $n = 5$  об/мин требуемая частота вращения вала электродвигателя при наличии двухступенчатой червячной передачи в редукторе составит:

$$n_{Э.ТР.} = 5 \cdot 17 \cdot 17 = 1445 \text{ об/мин.}$$

Таким образом, согласно таблице 4, подходит электродвигатель АИР80A2/2850 ТУ 16 – 525.564 – 84 мощностью  $N = 1,5$  кВт. Это значит, что при синхронной частоте вращения ротора 3000 об/мин статор будет запаздывать и его асинхронная частота вращения будет составлять  $n_{ДВ} = 2850$  об/мин. Высота оси вала от опорной поверхности лапок двигателя  $h = 80$  мм.

По ГОСТ 19523–81 *Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А мощностью от 0,06 до 400 кВт. Общие технические условия* двигатель АИР80А2/2850 обозначен как 4А80А2У3 ( $\eta = 81\%$ , коэффициент мощности  $\cos \varphi = 0,85$ ) [6]. Его геометрические параметры указаны в таблице 5 для типоразмера 4А80А [7].

Таблица 5 – Электродвигатели серии 4А (исполнение М100 – закрытое обдуваемое по ГОСТ 19523–81)



Типоразмер	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм						
		L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	H	D	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	b	d
4АА50	2; 4	174	198	142	112	9	9	20	32	63	80	5,8
4АА56	2; 4	194	221	152	128	11	11	23	36	71	90	5,8
4АА63	2;4;6; 8	216	250	164	138	14	14	30	40	80	100	7
4А71	2;4;6; 8	285	330	201	170	19	19	40	45	90	112	7
4А80А		300	355	218	186	22	22	50	50	100	125	10
4А80В		320	375									
4А90L	2;4;6; 8	350	405	243	208	24	24	50	56	125	140	10
4А100S		365	427	265	235	28	28	60	63	132	160	11
4А100L		395	457	280						140		
4А112M		452	534	310	260	32	32	80	70	140	190	
4А132S		480	560	350	302	38	38	80	89	178	216	12
4А132M	530	610										

Угловая скорость электродвигателя

$$\omega_{\text{ДВ}} = \pi n_{\text{ДВ}} / 30.$$

(28)

По таблице 5 для выбранного двигателя выписывается диаметр выходного конца вала ротора ( $d_{\text{ДВ}} = 22$  мм в данном примере).

#### 5.4.4 Проектирование редуктора/коробки передач для привода оснастки.

Расчет начинается с общего передаточного числа привода

$$u_{\text{ОБЩ}} = n_{\text{Э}}/n. \quad (29)$$

Например, при  $n_{\text{Э}} = 2850$  об/мин и  $n = 5$  об/мин  $u_{\text{ОБЩ}} = 570$ .

Если привод включает только электродвигатель и редуктор, то общее передаточное число редуктора  $u_{\text{РЕД}}$  равно общему передаточному числу привода  $u_{\text{ОБЩ}}$ .

Далее общее передаточное число распределяется между отдельными ступенями редуктора, например, в соответствии с рекомендациями в таблице 6.

Таблица 6 – Рекомендуемые соотношения передаточных чисел в редукторах

Редуктор	Передаточное число	
	$u_{\text{Б}}$	$u_{\text{Т}}$
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением	$2^3 \sqrt{u_{\text{РЕД}}}$	$u_{\text{РЕД}}/u_{\text{Б}}$
Коническо-цилиндрический	$u_{\text{РЕД}}/u_{\text{Т}}$	$0,63^3 \sqrt{u_{\text{РЕД}}^2}$
Цилиндрическо-червячный	1,6 – 3,15	$u_{\text{РЕД}}/u_{\text{Б}}$
Планетарный двухступенчатый		
$u_{\text{РЕД}} \leq 25$	4	$u_{\text{РЕД}}/4$
$25 < u_{\text{РЕД}} \leq 63$	$u_{\text{РЕД}}/6,3$	6,3
$u_{\text{РЕД}} > 63$	10	$0,1u_{\text{РЕД}}$

Например, в случае двухступенчатого червячного редуктора – между двумя червячными передачами:  $u_{\text{Т}} = 34$  на одну передачу, принимаемую за тихоходную, и  $u_{\text{Б}} = 17$  – на другую передачу, принимаемую за быстроходную.

Частота вращения вала колеса тихоходной ступени

$$n_{2\text{Т}} = n. \quad (30)$$

Частота вращения вала шестерни тихоходной ступени (одновременно и вала колеса быстроходной ступени двухступенчатого редуктора)

$$n_{1T(2Б)} = n_{2T} u_T . \quad (31)$$

Частота вращения вала шестерни быстроходной ступени

$$n_{1Б} = n_{2Б} u_B . \quad (32)$$

Например, для электродвигателя АИР80А2/2850 ТУ 16 – 525.564 – 84 мощностью  $N = 1,5$  кВт с двухступенчатым червячным редуктором и общим передаточным числом  $u = 570$  (34 – для тихоходной передачи и 17 – для быстроходной) при асинхронной частоте вращения выходного вала электродвигателя  $n_{\text{Э}} = 2850$  об/мин [7]:

номинальная частота вращения тихоходного вала редуктора (с червячным колесом)

$$n_{2T} = n = 5 \text{ об/мин} ;$$

угловая скорость тихоходного вала редуктора (с червячным колесом)

$$\omega_{2T} = \pi n_{2T} / 30 = 3,14 \cdot 5 / 30 = 0,52 \text{ рад/с} ;$$

номинальная частота вращения червяка тихоходной ступени ( $u = 34$ )

$$n_{2чT} = 34 n_{2T} = 34 \cdot 5 = 170 \text{ об/мин} ;$$

угловая скорость червяка тихоходной ступени

$$\omega_{2чT} = \pi n_{2чT} / 30 = 3,14 \cdot 170 / 30 = 17,8 \text{ рад/с} ;$$

номинальная частота вращения червяка быстроходной ступени редуктора:

$$n_{1чБ} = n_{\text{Э}} = 2850 \text{ об/мин} ;$$

угловая скорость червяка быстроходной ступени

$$\omega_{1чБ} = \pi n_{1чБ} / 30 = 3,14 \cdot 2850 / 30 = 298,3 \text{ рад/с} .$$

Далее необходимо спроектировать редуктор привода.

В качестве примера рассмотрим двухступенчатый червячный редуктор.

По ГОСТ 2144–76 *Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры* предусмотрено два ряда передаточных чисел  $u$  и для чисел витков червяка  $z_1 = 1, 2$  или 4 и чисел зубьев червячного колеса  $z_2 = 30 \dots 80$  [8]:

- ряд № 1 – 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100;

- ряд № 2 – 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71; 90.

Для получения больших передаточных чисел необходимо применять двухступенчатые передачи. В нашем примере передаточное число  $u = 570$ . Причем  $u_T = 34$  – передаточное число для тихоходной червячной передачи и  $u_B = 17$  – для быстроходной червячной передачи.

Рекомендуется назначать:  $z_1 = 4$  для  $u = 8 \dots 15$ ;  $z_1 = 2$  для  $u = 15 \dots 30$ ;  $z_1 = 1$  для  $u > 30$  [7].

Выбираем  $z_{1T} = 1$  для тихоходной передачи;  $z_{1B} = 2$  для быстроходной.

В соответствии с рекомендуемым рядом № 1 передаточных чисел из ГОСТ 2144–76 принимаем  $u_T = 40$  и  $z_{2T} = 40$  для тихоходной передачи;  $u_T = 20$  и  $z_{2B} = 40$  для быстроходной.

Так как по ГОСТ 2144–76 фактические передаточные числа не должны отличаться от номинальных более, чем на 4 %, то необходимо заново подобрать их для передач редуктора (на первой передаче отличие в 17 %).

Для общего передаточного числа редуктора  $u = 570$  заново принимаем  $u_T = 40$  и  $u_B = 14,25$ .

Тогда по ряду № 1: при  $z_{1T} = 1$  принимаем  $u_T = 40$  и  $z_{2T} = 40$ .

По ряду № 2: при  $z_{1B} = 2$  принимаем  $u_T = 14$  и  $z_{2B} = 28$ .

Несоответствие для первой передачи отсутствует, а для второй передачи

$$((14,25 - 14) / 14) \cdot 100 \% = 1,8 \% \text{ – условие соблюдается.}$$

Далее находятся вращающие моменты:

на приводном червяке редуктора

$$T_1 = \frac{N}{w_{1чБ}} = \frac{1,5 \cdot 10^3}{298,3} = 5,03 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

на тихоходном червяке редуктора (КПД принимается 0,75)

$$T_2 = T_1 u_B \eta = 5,03 \cdot 17 \cdot 0,75 = 64,13 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

на тихоходном вале редуктора (с червячным колесом)

$$T_3 = T_2 u_T \eta = 64,13 \cdot 34 \cdot 0,75 = 1635,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Механические характеристики, основные допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]'$  и основные допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_{0F}]'$  и  $[\sigma_{-1F}]'$  для материалов червячных колес приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Характеристики для материалов червячных колес в мегапаскалях

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Предел		Допускаемое напряжение при твердости червяка					
		прочности $\sigma_b$	текучести $\sigma_t$	HRC < 45			HRC $\geq$ 45		
				$[\sigma_{0F}]'$	$[\sigma_{-1F}]'$	$[\sigma_H]'$	$[\sigma_{0F}]'$	$[\sigma_{-1F}]'$	$[\sigma_H]'$
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
БрО10Ф1	П	200	100	45	30	135	55	40	168
БрО10Ф1	К	255	147	57	41	186	71	51	221
БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	64	45	206	80	56	246
БрО5Ц5С5	П	150	80	35	25	111	45	32	133
БрО5Ц5С5	К	200	90	45	32	132	53	38	159
БрА9ЖЗЛ	П	392	196	81	63	-	98	75	-
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
БрА9ЖЗЛ	К	490	236	85	69	-	108	83	-
БрА10Ж4Н4Л	П, К	590	275	101	81	-	130	98	-
СЧ10	П	118	-	33	20	-	41	25	-
СЧ15	П	147	-	37	23	-	47	29	-
СЧ18	П	177	-	42	26	-	53	33	-
СЧ20	П	206	-	47	29	-	59	36	-

*Примечание* - К - отливка в кокиль, П - отливка в песч. форму, Ц - отливка центробежная

Затем на примере тихоходной передачи выбирается материал червяка и венца червячного колеса. Например, принимаем для червяка сталь 45 с закалкой до твердости не менее HRC 45 и последующим шлифованием. Так как к редуктору не предъявляются специальные требования, то в целях экономии принимаем для венца червячного колеса бронзу БрА9ЖЗЛ.

Далее предварительно принимается скорость скольжения в зацеплении, например,  $v_s = 1$  м/с. Тогда при длительной работе допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H] = 179$  МПа [7, таблица 4.9].

Принимаем предварительно коэффициент диаметра червяка  $q = 10$ .

Принимаем предварительно коэффициент нагрузки  $K = 1,2$ .

Затем определяется межосевое расстояние из условия контактной выносливости:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]}\right)^2} T_2 K =$$

$$= \left(\frac{40}{10} + 1\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{\frac{40}{10} \cdot 155}\right)^2} \cdot 1635,3 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 264,2 \text{ мм.}$$



Тогда модуль

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 264,2}{40 + 10} = 10,6 \text{ мм} .$$

Принимаем по ГОСТ 2144–76 стандартные значения  $m = 12,5$  и  $q = 10$  (таблица 8).

Таблица 8 – Сочетания модулей  $q$  и коэффициентов  $m$  диаметра червяка

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

*Примечание* - для модулей  $m \leq 10$  допускается  $q = 25$

Межосевое расстояние при стандартных значениях  $m$  и  $q$

$$a_w = m(q + z_2)/2 = 12,5 \cdot (10 + 40) / 2 = 312,5 \text{ мм} .$$

Основные размеры червяка [7]:

делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm = 10 \cdot 12,5 = 125 \text{ мм} ;$$

диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 125 + 2 \cdot 12,5 = 150 \text{ мм ;}$$

диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 125 - 2,4 \cdot 12,5 = 95 \text{ мм ;}$$

длина нарезанной части шлифованного червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 12,5 + 25 = 192,5 \text{ мм .}$$

Принимаем  $b_1 = 192 + 40 = 232$  мм (по рекомендации [7]).

Делительный угол подъема витка червяка  $\gamma$  находим по таблице 9.

Таблица 9 – Значения угла подъема  $\gamma$  на делительном цилиндре червяка

$z_1$	Коэффициент $q$					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7°07'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
2	14°02'	11°19'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
3	20°33'	16°42'	13°30'	12°06'	10°37'	8°35'
4	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

Значит, при  $z_1 = 1$  и  $q = 10$   $\gamma = 5°43'$ .

После этого определяются основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = z_2m = 40 \cdot 12,5 = 500 \text{ мм ;}$$

диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 500 + 2 \cdot 12,5 = 525 \text{ мм ;}$$

диаметр впадин зубьев червячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 500 - 2,4 \cdot 12,5 = 470 \text{ мм ;}$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) = 525 + 6 \cdot 12,5 / (1 + 2) = 550 \text{ мм ;}$$

ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 150 = 112,5 \text{ мм};$$

окружная скорость червяка (тихоходного)

$$v_1 = \pi d_1 n_{2\text{чТ}} / 60 = 3,14 \cdot 125 \cdot 10^{-3} \cdot 170 / 60 = 1,1 \text{ м/с};$$

скорость скольжения

$$v_S = v_1 / \cos \gamma = 1,1 / \cos 5^\circ 43' = 1,52 \text{ м/с}.$$

При этой скорости  $[\sigma_H] \approx 176 \text{ МПа}$  (таблица 10).

Таблица 10 – Допускаемые контактные напряжения для червячных колес из условия стойкости против заедания

Материал		[ $\sigma_H$ ], МПа при скорости скольжения $v_S$ , м/с								
венца червячного колеса	червяка	0	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
БрА9ЖЗЛ	Сталь, HRC > 45	–	–	182	179	173	167	161	150	138
БрА10Ж4 Н4Л				196	192	187	181	175	164	152
СЧ15, СЧ18	Сталь 20, 20Х	184	155	128	113	84,5	–	–	–	–
СЧ10, СЧ15	Сталь 45, Ст6	170	141	113	98	71	–	–	–	–

Отклонение  $((179 - 176) / 176) \cdot 100 \% = 1,7 \%$  (допускается до 15 %).

Кроме того, межосевое расстояние по расчету было получено  $a_w = 264,2 \text{ мм}$ , а после выравнивания  $m$  и  $q$  по стандарту было увеличено до  $a_w = 312,5 \text{ мм}$ , т. е. на 18,3 %, и перерасчет  $a_w$  делать не нужно. Необходимо лишь проверить  $\sigma_H$ .

Для коэффициента нагрузки  $K = 1,2$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= (170q/z_2) \sqrt{\frac{T_2 K \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3}{a_w^3}} = (170/4) \cdot \sqrt{\frac{1635,3 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot (4 + 1)^3}{312,5^3}} = \\ &= 120,5 < [\sigma_H] (176 \text{ МПа}). \end{aligned}$$

Результат расчета следует признать удовлетворительным, т. к. расчетное напряжение ниже допускаемого на 31,5 %.

Далее следует проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб.

Находится эквивалентное число зубьев:

$$z_v = z_2 / (\cos \gamma)^3 = 40 / (\cos 5^\circ 43')^3 = 141 .$$

Коэффициент формы зуба  $Y_F = 2,04$  (по таблице 11).

Таблица 11 – Коэффициент формы зуба для червячных колес

$z_v$	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
$Y_F$	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Напряжение изгиба зуба:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= 1,2 T_2 K Y_F / (z_2 b_2 m^2) = 1,2 \cdot 1635,3 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 2,04 / (40 \cdot 112,5 \cdot 12,5^2) = \\ &= 6,8 \text{ МПа} . \end{aligned}$$

При длительной работе допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H] = 179$  МПа (см. таблицу 10). При длительной работе, когда число циклов нагружения зуба  $N_\Sigma > 25 \cdot 10^7$ , коэффициент нагрузки для нереверсивной работы  $K_{FL} = 0,543$ . По таблице 8  $[\sigma_{0F}]' = 98$  МПа.

Тогда допускаемое напряжение изгиба зуба для нереверсивной работы

$$[\sigma_{0F}] = [\sigma_{0F}]' \cdot K_{FL} = 98 \cdot 0,543 = 53,2 \text{ МПа}.$$

Значит,  $[\sigma_{0F}] > \sigma_F$  – условие соблюдается.

#### 5.4.5 Корпусное исполнение редуктора/коробки передач.

В корпусе редуктора размещаются детали зубчатых и червячных передач. При его конструировании должны быть обеспечены прочность и жесткость, исключающие перекосы валов.

Для повышения жесткости служат ребра, располагаемые у приливов под подшипники. Корпус обычно выполняют разъемным, состоящим из основания (его иногда называют картером) и крышки (рисунок 8).

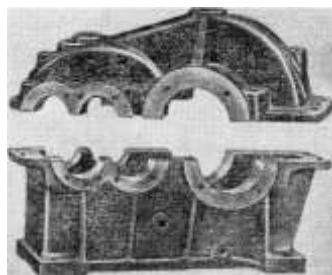


Рисунок 8 – Литые корпус и крышка двухступенчатого цилиндрического редуктора с разъемом по осям валов

Плоскость разъема проходит через оси валов. В вертикальных цилиндрических редукторах разъемы делают по двум и даже по трем плоскостям. При конструировании червячных и легких зубчатых редукторов иногда применяют неразъемные корпуса со съемными крышками.

Материалом литого корпуса редуктора обычно является чугун СЧ 10 или СЧ 15. Сварные конструкции из листовой стали Ст2 и Ст3 применяют редко. Толщина стенок сварных корпусов на 20–30 % меньше, чем чугунных.

Ориентировочные размеры элементов литых корпусов приведены в [7]. Основание корпуса и крышку фиксируют относительно друг друга двумя коническими штифтами, устанавливаемыми без зазора до расточки гнезд под подшипники [9]. Основание и крышку корпуса соединяют болтами диаметром  $d_3$  для обеспечения герметичности. Ориентировочно принимают расстояние между осями болтов равным  $(10...15)d_3$ .

Для предотвращения протекания масла плоскости разъема смазывают спиртовым лаком или жидким стеклом. Для заливки масла и осмотра в крышке корпуса имеется окно, закрываемое крышкой [7].

#### *5.4.6 Проектирование несущих элементов оснастки.*

Расчет выполняется с целью обеспечения требований достаточной жесткости и прочности поверхностей приспособления, на которые укладываются и фиксируются детали собираемого под сварку узла.

Как правило, несущие элементы современной технологической оснастки представляют собой в сечении тавры, двутавры, швеллеры, квадратные и прямоугольные толстостенные трубы.

При расчете необходимо определять фактические напряжения: возникающие в сечениях профилей под действием силы тяжести, создаваемой массой кантуемой конструкции; возникающие в сечениях профилей под действием усадочных сил со стороны швов при сварке. Сравнение ведется с пределом текучести материала профилей [4].

#### *5.4.7 Расчет прижимных элементов оснастки.*

Для фиксации деталей собираемого узла на технологической оснастке могут быть использованы следующие виды прижимов: клиновые; эксцентриковые; винтовые; пневматические; гидравлические; электромеханические и другие.

Методики расчета прижимов представлены в [4, 10 – 13].

С системами автоматизированного проектирования сборочно-сварочных приспособлений можно ознакомиться в источнике [14].

#### 5.4.8 Монтаж оснастки в цеху или на участке.

Технологическую оснастку устанавливают на переносных виброопорах или на бетонном полу цеха, используя специальные фундаментные болты.

Фундаментные болты устанавливают в скважины, просверленные в полу цеха твердосплавным или алмазным инструментом, или в колодец, предусмотренный в полу. Фундаментный болт состоит из шпильки, шайбы, гаек и других деталей [15]. Шпильки фундаментных болтов изготавливают из углеродистой стали марки ВСтЗпс2 по ГОСТ 380–88 [16]. Плиты под приводы изготавливают в виде отливок из серого чугуна марок СЧ15 и СЧ20. Толщину стенок плит определяют по рекомендациям [5]. Рамы для приводов удобно изготавливать из швеллеров.

## 6 Охрана труда и техника безопасности при использовании технологической оснастки на производстве

В данном разделе студенту необходимо изложить требования к охране труда на рабочем месте сварщика/слесаря и меры безопасности по работе со сварочным оборудованием и технологической оснасткой. Нужно привести основные поражающие факторы, угрожающие жизни и здоровью рабочих [13].

### Список литературы

- 1 **Зубченко, А. С.** Марочник сталей и сплавов / А. С. Зубченко, С. С. Колосков, Ю.В. Каширский. – 2-е изд., доп. и испр. – М.: Машиностроение, 2003. – 784 с.
- 2 **Шишков, М. М.** Марочник сталей и сплавов: справочник / М. М. Шишков. – 3-е изд., доп. – Донецк: Юго-Восток, 2002. – 456 с.
- 3 **ГОСТ 8338–75.** Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003. – 12 с.
- 4 **Севбо, П. И.** Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П. И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978. – 400 с.
- 5 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, Леликов О.П. – 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. – 447 с.
- 6 **ГОСТ 19523–81.** Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А мощностью от 0,06 до 400 кВт. Общие технические условия. – М.: Гос. комитет по стандартам, 1980. – 39 с.
- 7 **Чернавский, С. А.** Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.

8. **ГОСТ 2144–76.** Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1992. – 4 с.

9. **ГОСТ 3129–70.** Штифты конические незакаленные. Технические условия. – М.: Гос. комитет по стандартам, 1988. – 5 с.

10. **Рыморов, Е. В.** Новые сварочные приспособления / Е. В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988. – 125 с.

11. **Лебедев, Л. В.** Проектирование технологических схем и оснастка: учеб. пособие для вузов / Л. В. Лебедев, А. А. Погонин, Н. В. Трубоченко. – М.: Академия, 2009. – 336 с.

12. **Медведев, С. В.** Компьютерные технологии проектирования сборочно-сварочной оснастки / С. В. Медведев. – Минск: Ин-т техн. Кибернетики НАН Беларуси, 2000. – 194 с.

13. **Евстифеев, Г. А.** Средства механизации сварочного производства. Конструирование и расчет / Г. А. Евстифеев, И. С. Веретенников. – М.: Машиностроение, 1977. – 96 с.

14. **Куркин, С. А.** Компьютерное проектирование и подготовка производства сварных конструкций: учеб. пособие для вузов / С. А. Куркин, С. М. Ховов, Ю. Н. Аксенов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 464 с.

15. **ГОСТ 24379.1–2012.** Болты фундаментные. Конструкция и размеры. – М.: Стандартиформ, 2013. – 42 с.

16. **ГОСТ 380–88.** Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1991. – 6 с.