

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

А.А. Хайдарова, С.Ф. Гнусов

ПРАКТИКУМ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ СВАРОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

*Рекомендовано в качестве учебного пособия
Редакционно-издательским советом
Томского политехнического университета*

Издательство
Томского политехнического университета
2014

УДК 621.791.03(076.5)

ББК 34.722.541я73

X15

Хайдарова А.А.

X15 Практикум по конструированию сварочных приспособлений: учебное пособие / А.А. Хайдарова, С.Ф. Гнюсов; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 63 с.

В пособии приводится комплекс предложений и указаний по выполнению практических занятий по дисциплине «Конструирование и расчет сварочных приспособлений». В соответствии с основными этапами конструирования приспособлений приводятся указания к разработке схемы базирования сборочных элементов конструкций, расчету необходимых усилий закрепления деталей в зависимости от деформаций сварных конструкций и расчету элементов зажимных устройств, разработке принципиальной схемы приспособления.

Предназначено для магистрантов, обучающихся по направлению 150700 «Машиностроение», и студентов ИДО, обучающихся по специальности 150202 «Оборудование и технология сварочного производства».

УДК 621.791.03(076.5)

ББК 34.722.541я73

Рецензенты

Доктор технических наук
директор АНО НИИ интроскопии

О.А. Сидуленко

Директор ООО «Эксперт»

А.А. Альбах

*Учебное пособие подготовлено при финансовой поддержке
Министерства образования и науки РФ, госзадание «Наука» № 862*

© ФГАОУ ВО НИ ТПУ, 2014

© Хайдарова А.А., Гнюсов С.Ф., 2014

© Оформление. Издательство Томского
политехнического университета, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. СХЕМА БАЗИРОВАНИЯ СВАРНОЙ ДВУТАВРОВОЙ БАЛКИ.....	5
Практическое занятие № 1.....	5
2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ СБОРКИ И СВАРКИ БАЛКИ ДВУТАВРОВОЙ	12
Практическое занятие № 1. Принципиальная схема.....	12
Практическое занятие № 2. Размерные цепи.....	16
3. УСИЛИЯ В СБОРОЧНО-СВАРОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ...24	
Практическое занятие № 1. Угловые и осевые деформации	24
Практическое занятие № 2. Усилия прижатия деталей.....	28
4. ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ.....	32
Практическое занятие № 1. Винтовые зажимы.....	32
Практическое занятие № 2. Клиновые и эксцентрикковые прижимы ..	38
Практическое занятие № 3. Рычажные прижимы.....	41
Практическое занятие № 4. Пневматические и гидравлические приводы зажимных устройств	45
5. ПОВОРОТ И ВРАЩЕНИЕ СВАРИВАЕМЫХ ИЗДЕЛИЙ.....	48
Практическое занятие № 1. Подбор и расчет одностоечного кантователя	48
Практическое занятие № 2. Подбор и расчет роликового стенда	51
6. ОПОРНЫЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ.....	54
Практическое занятие № 1. Расчет нижней опорной балки на прочность.....	54
Практическое занятие № 2. Расчет верхней опорной балки на прочность.....	58
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	61

ВВЕДЕНИЕ

Разработка приспособлений для сборочно-сварочных операций машиностроительного производства является неотъемлемой частью конструкторско-технологических работ. Применение специальных или универсальных приспособлений позволяет не только существенно увеличить производительность труда, но и улучшить качество изготовления сварных конструкций, снизить риск получения брака и повысить надежность эксплуатации опасных производственных объектов.

Будущий специалист сварочного производства должен не только разбираться в технологии изготовления той или иной конструкции, опираясь на требования нормативно-технической документации, но и уметь сконструировать вспомогательное приспособление для сборки, сварки, перемещения и вращения изделия или сварочного аппарата, учитывая особенности термомодеформационного цикла сварки и свариваемого материала.

Для проектирования сборочно-сварочного приспособления будущему специалисту сварочного производства необходимо знать правила базирования заготовок, уметь составлять и рассчитывать размерные цепи с учетом возможных отклонений реальных размеров сварного изделия от размеров, заданных конструктором. Специалист должен уметь грамотно определять виды и размеры деформаций, возникающих после сварки конструкции, а также назначать мероприятия по их устранению.

При проектировании специалист сварочного производства должен умело пользоваться методом агрегатирования, komponуя приспособления из унифицированных узлов и стандартизированных деталей.

Грамотный выбор зажимных и установочных устройств позволит обеспечить плотное поджатие заготовок к опорам приспособления без вероятности образования трещин в сварных швах или заломов поверхностей деталей.

С учетом разработки новых роботизированных комплексов для сварки конструирование и расчет сварочных приспособлений всегда будет являться актуальной задачей в развитии современного машиностроения.

1. СХЕМА БАЗИРОВАНИЯ СВАРНОЙ ДВУТАВРОВОЙ БАЛКИ

Практическое занятие №1

Цель работы: Разработать схему базирования для сборки и сварки балки двутавровой.

Задачи работы:

1. Учítывая, что балка собирается из отдельных заготовок – стенки и двух полок – выбрать схему базирования, представив её в виде чертежа собираемой конструкции с нанесенными на неё условными обозначениями баз.

2. Привести подробное описание схемы базирования, указывая порядок выбора главных баз и поэтапное лишение её степеней свободы.

3. Определить тип и размеры установочных элементов их количество и взаимное расположение.

4. Вычертить установленную деталь с фиксаторами в эскизном варианте.

Пояснения к работе

В соответствии с ГОСТ 21495–76 базирование позволяет придать заготовке или всему изделию требуемое положение относительно выбранной системы координат.

Применительно к процессу сборки изделия *базирование* – это определение положения деталей в изделии относительно друг друга или изделия относительно приспособления, рабочего инструмента, технологического сварочного оборудования.

Базами называют поверхности или выполняющие ту же функцию сочетания поверхностей, оси, точки, принадлежащие заготовке или изделию и используемые для базирования.

В процессе изготовления изделия из сборочных единиц поверхности одной детали могут являться базами для сопрягаемых с ней поверхностей других деталей.

Согласно **правилу шести точек** для придания заготовке неподвижного положения относительно выбранной системы координат её необходимо лишить шести степеней свободы.

В зависимости от количества лишаемых степеней свободы установочные базы классифицируются следующим образом:

1) *установочная (У)* – поверхность, при базировании на которую деталь лишается трех степеней свободы: перемещения вдоль одной оси (*OY*) и вращения вокруг двух осей (*OZ* и *OX*) (рис. 1.1);

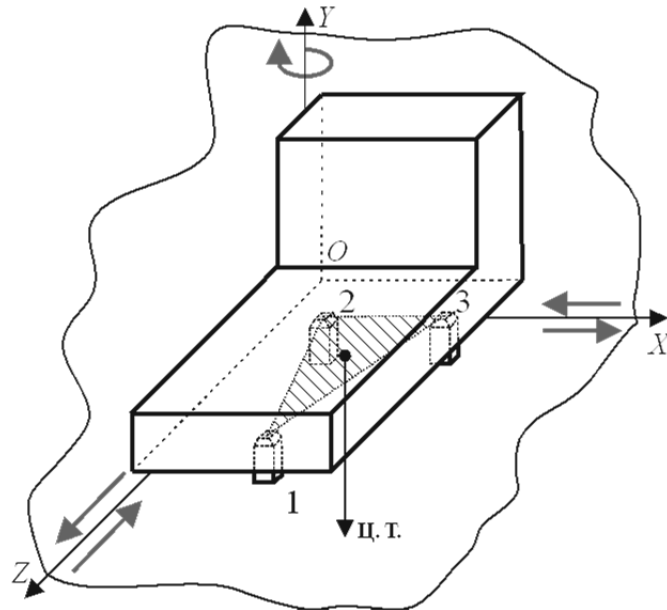


Рис. 1.1. Установочная поверхность

2) *направляющая* (Н) – поверхность, при базировании на которую деталь лишается двух степеней свободы: перемещения вдоль одной оси (OX) и вращения вокруг одной оси (OY) (рис. 1.2);

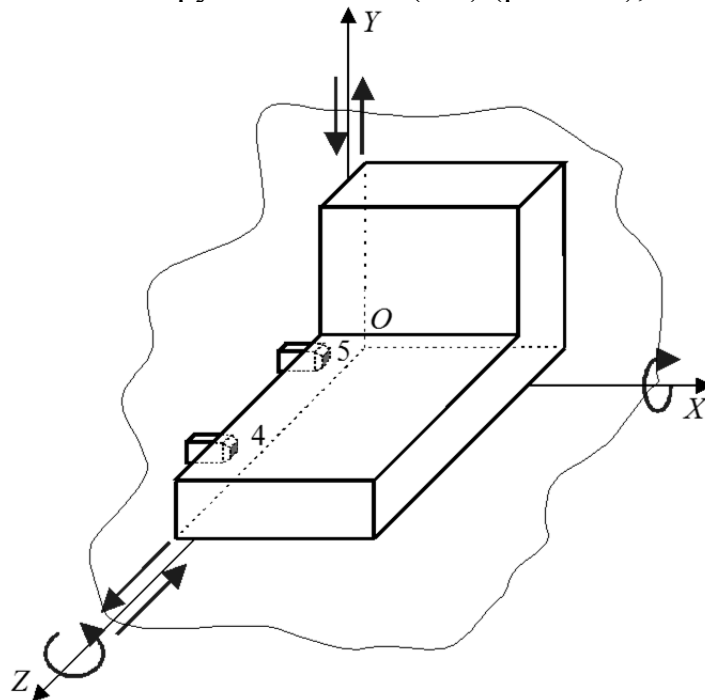


Рис. 1.2. Направляющая поверхность

3) *двойная направляющая* (Д). Определяет четыре координаты – две линейные и две угловые (базирование по длинному цилиндру). Деталь лишена перемещения и вращения вокруг осей OX и OY (рис. 1.3);

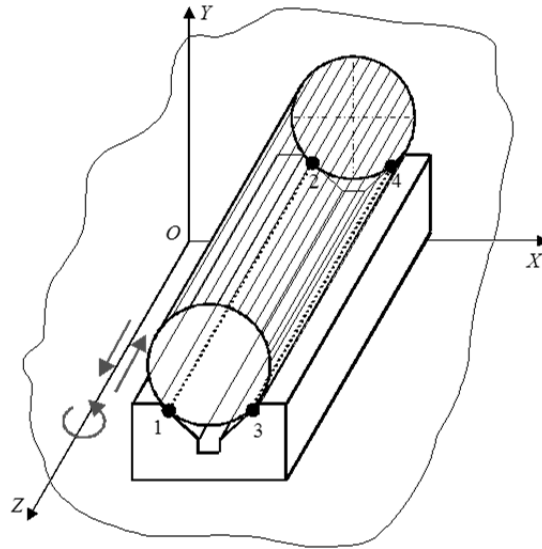


Рис. 1.3. Двойная направляющая поверхность

4) опорная (О) или угловая (поворотная П), лишаящая деталь одной степени свободы – перемещения вдоль оси OZ (рис. 1.4);

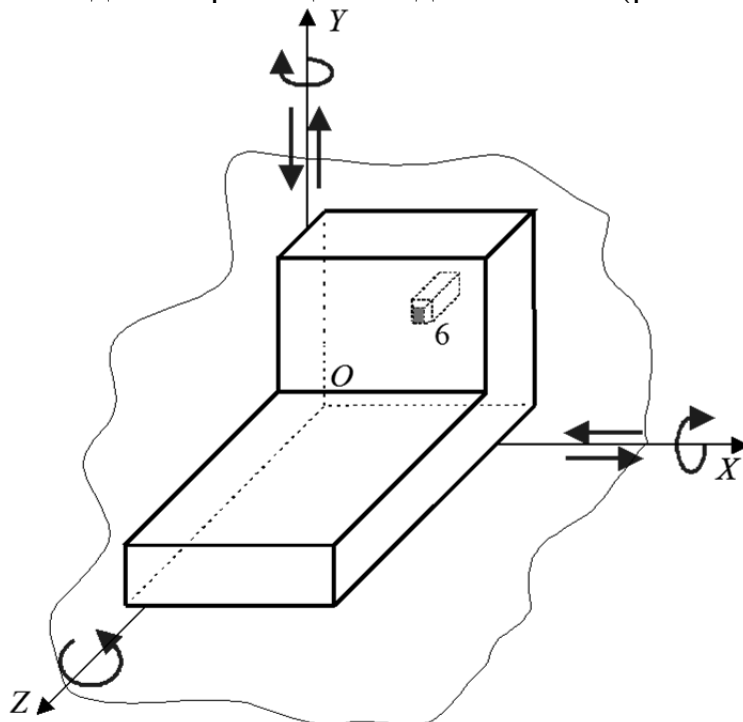


Рис. 1.4. Опорная поверхность

5) двойная опорная (Ц), которая определяет базирование по окружности или короткому цилиндру. Деталь лишается двух степеней свободы – перемещения по осям OX и OY (рис. 1.5);

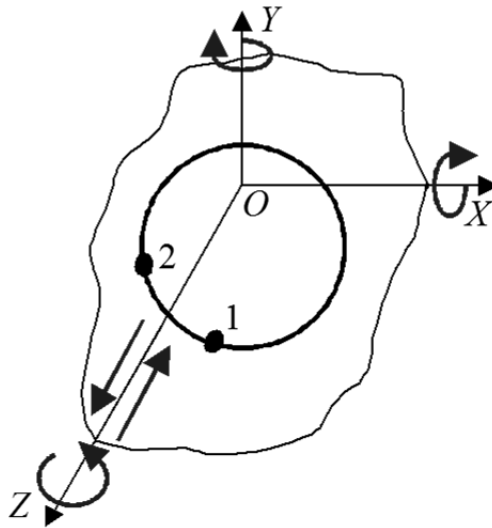


Рис. 1.5. Двойная опорная поверхность

Опорные точки на схемах базирования изображают условными значками (рис. 1.6) и пронумеровывают порядковыми номерами, начиная с базы, имеющей наибольшее количество опорных точек. Если в какой-либо проекции одна опорная точка накладывается на другую, изображается одна точка, и проставляются номера совмещенных точек. Число проекций на схеме базирования должно быть достаточным для четкого представления о размещении опорных точек.

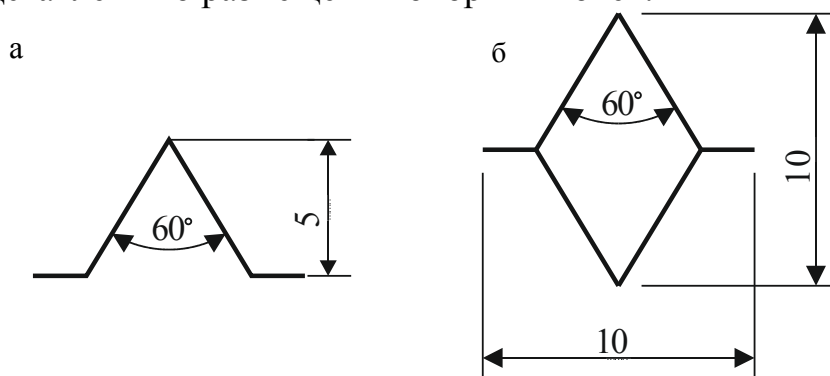


Рис. 1.6. Условное обозначение опорных точек на виде спереди и сбоку (а), на виде сверху (б)

На рис. 1.7 представлены две схемы базирования проушины. На первой схеме (рис. 1.7, а) в качестве установочной (главной) базы принята наибольшая по площади поверхность I. При установке этой поверхности на три точки деталь лишается трёх степеней свободы. Поверхность II выполняет роль направляющей базы и лишает деталь еще двух степеней свободы. В качестве опорной базы, ограничивающей продольное перемещение детали, выбрана поверхность III.

На второй схеме (рис. 1.7, б) в качестве главной базы выбрана внутренняя поверхность отверстия. В этом случае реализуется схема базирования по двойной направляющей. Обозначения баз можно указать на оси IV, которая в свою очередь будет являться скрытой базой. Так как деталь уже лишена четырех степеней свободы, остается лишить её возможности перемещения и вращения относительно оси отверстия. Для этого достаточно двух опорных точек, одна из которых поставлена на поверхности I (точка 5), вторая – на поверхности III (точка 6).

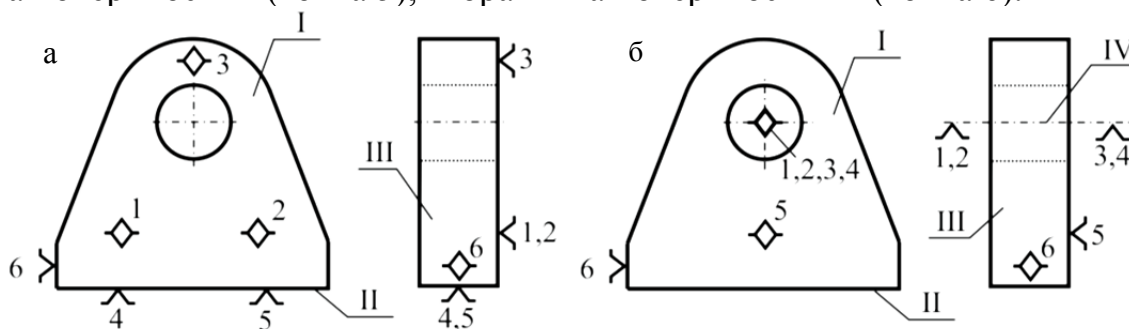


Рис. 1.7. Схема базирования проушины

Условно схемы базирования можно обозначать по начальным буквам входящих в них баз. Схема базирования, представленная на рис. 1.7, а условно будет обозначаться УНО. Схема, представленная на рис. 1.7, б – ДЦ.

С учетом расположения опорных точек в пространстве любую схему базирования можно привести к одной из трех основных схем: схема базирования призматического тела – УНО, короткого – УЦО и длинного – ДЦ тел вращения.

При проектировании приспособлений для сборки и сварки конструкций, состоящих из нескольких деталей, необходимо учитывать, что поверхности одной детали могут быть опорными для сопрягаемых с ней базами других деталей.

Например, если проушина, представленная на рис. 1.7, изготавливается из двух деталей (рис.1.8), то необходимо базировать каждую из них. Сначала определяется, какая из деталей будет устанавливаться в приспособление первой, и расчет опорных точек начинается с неё. На рис. 1.8 в первую очередь базируется пластина. Здесь реализуется схема УНО по поверхностям I, II, III. При базировании проушины на поверхность пластины IV она будет лишаться двух степеней свободы, так как используется направляющая база. Чтобы определить местоположение проушины на пластине и лишить еще трех степеней свободы её необходимо опереть на три точки 7, 8, 9 по плоскости V. Перемещения

вдоль пластины деталь лишится при использовании упора 10, контактирующего с плоскостью VI.

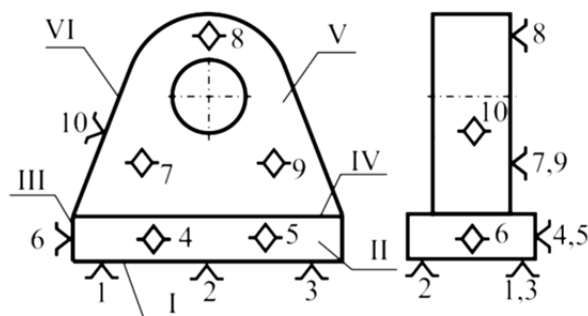


Рис. 1.8. Схема базирования проушины при сборке из двух деталей

Для установки деталей и сборочных единиц в приспособлении используются различные фиксаторы, которые по назначению подразделяются на опоры, упоры, пальцы и призмы. В зависимости от конфигурации базируемого тела возможно фиксирование детали по плоским поверхностям (упорам), цилиндрическим (пальцам), коническим (призмам) либо по комбинации этих трех поверхностей.

Опоры – установочные элементы приспособления, на которые опирается заготовка, деталь или сборочная единица. Опоры определяют положение детали в пространстве и по назначению подразделяются на основные и вспомогательные.

Основные опоры – это установочные или базирующие элементы, лишаящие заготовку или изделие всех или нескольких степеней свободы. Опоры необходимо располагать таким образом, чтобы центр тяжести детали находился в центре треугольника, вершинами которого являются опорные точки.

В ряде случаев опорная поверхность заготовок имеет большие габаритные размеры и малую толщину. Базирование таких деталей по трем точкам не обеспечивает достаточной жесткости, что приводит к деформированию заготовки и снижению точности сборки конструкции. Для исключения деформации заготовок, установленных на основных опорах, применяются дополнительные опоры. Количество и место установки дополнительных опор выбирается произвольно и определяется условиями сборки, жесткости и конфигурацией изделия.

В качестве основных опорных элементов используются: опорные штыри, штифты и пластины с рифленой, плоской и полукруглой поверхностью (ГОСТ 13440-13442, 4743).

Для фиксации обработанных поверхностей деталей используют штифты с рифленой головкой, для фиксации необработанных поверхно-

стей – с полукруглой головкой. При больших размерах опорной поверхности заготовки целесообразно использовать опорные пластины.

Детали часто устанавливают в приспособлении с использованием группы установочных баз. Используя несколько установочных баз, необходимо выполнять требование, чтобы ни один новый установочный элемент не лишал деталь тех степеней свободы, которых она уже была лишена с помощью других элементов.

Содержание работы

На рис. 1.9 представлена двутавровая балка, собираемая из трех заготовок – стенки и двух полок.

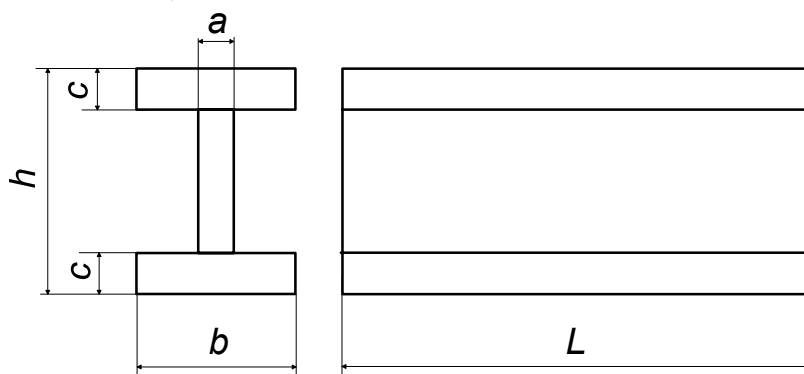


Рис. 1.9. Эскиз балки двутавровой

В табл. 1.1 даны размеры собираемых балок для четырех вариантов.

Таблица 1.1

Размеры балки двутавровой

Номер варианта	L , мм	h , мм	b , мм	a , мм	c , мм
1	5000	550	180	11	14
2	6000	660	200	13	16
3	7000	770	220	15	18
4	8000	880	240	17	20

Согласно примеру, данному в пояснениях к работе, представить схему базирования балки двутавровой, учитывая её габаритные размеры.

Выбрать установочные и фиксирующие элементы из ГОСТ 13440-13442, 4743 и, заменив ими условные обозначения баз, представить эскиз конструкции, устанавливаемой на опорные штыри, штифты или пластины.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести

подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

Обосновать выбор схемы базирования.

В выводах отразить достоинства и недостатки разработанной схемы базирования.

2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ СБОРКИ И СВАРКИ БАЛКИ ДВУТАВРОВОЙ

Практическое занятие №1. Принципиальная схема

Цель работы: Разработать принципиальную схему приспособления для сборки и сварки балки двутавровой, схема базирования для которой была разработана на практическом занятии №1.

Задачи работы:

1. Выбрать тип зажимных и установочных устройств для сборки и сварки балки двутавровой в приспособлении.

2. Разработать принципиальную схему приспособления, представив её эскиз. Количество проекций должно быть необходимым и достаточным для полного представления конструкции будущего приспособления.

Пояснения к работе

При сборке под сварку необходимо последовательно ориентировать собираемые в изделие детали, учитывать их совмещение в соответствии с размерами сборочного чертежа и временные закрепления деталей перед сваркой с помощью зажимных устройств. Тип и размеры установочных и зажимных элементов, их количество и взаимное расположение будут определяться исходя из выбранной схемы базирования.

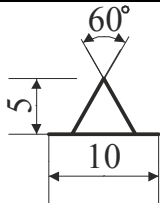



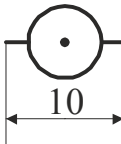

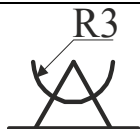
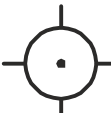
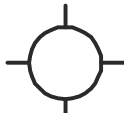
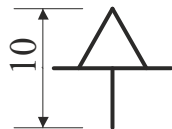


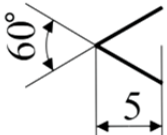
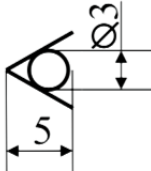
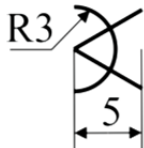
Перед выполнением основных чертежей конструкции приспособления разрабатывается *принципиальная схема приспособления*, представляющая собой чертеж сварного изделия, на котором в виде условных обозначений указаны места, способы фиксирования и закрепления всех деталей, а также способы и устройства (упрощенно) для установки, поворота, подъема, съема деталей и изделий, другие механизмы. На принципиальной схеме расставляются необходимые для проектирования размеры, в соответствии с проведенным расчетом размерных цепей.

Условные обозначения установочных элементов приспособления согласно ГОСТ 3.1107–81 приведены в табл. 2.1. Для изображения обозначения опор, зажимов и установочных устройств следует применять сплошную тонкую линию по ГОСТ 2.303–68.

Несколько обозначений одноименных опор на схемах на каждом виде допускается заменять одним с обозначением их числа справа. Кроме того допускается обозначение подвижной, плавающей и регулируемой опор на видах сверху и снизу изображать как обозначение неподвижной опоры на аналогичных видах. Допускается обозначения опор и установочных устройств, кроме центров, наносить на выносных линиях соответствующих поверхностей. Пример перечисленных допущений представлен на рис. 2.2.

Таблица 2.1

Условное обозначение установочных элементов приспособлений

Тип установочного элемента	Обозначение элементов на видах		
	спереди/сзади	сверху	снизу
Неподвижная			
Подвижная			
Плавающая			
Регулируемая			
Центр неподвижный		Без обозначения	Без обозначения
Центр вращающийся		Без обозначения	Без обозначения
Центр плавающий		Без обозначения	Без обозначения

Оправка цилиндрическая		Также, как на виде спереди/сзади	
Оправка шариковая			
Патрон поводковый			
Цанговый патрон			
Одиночный зажим			
Двойной зажим			

Обозначения форм рабочей поверхности опор, зажимов и установочных устройств приведены на рис. 2.1.

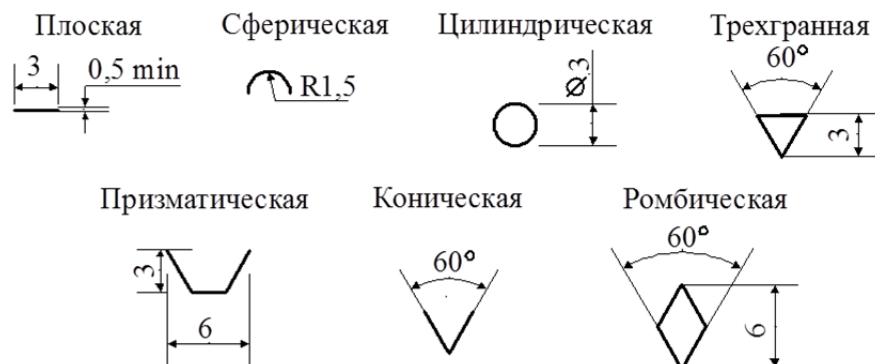


Рис. 2.1. Условное обозначение форм рабочих поверхностей установочных элементов приспособлений

Обозначения форм рабочих поверхностей необходимо наносить слева от обозначения соответствующей опоры, зажима или установочного устройства.

Для указания устройств зажимов следует применять следующие обозначения:

- Р – пневматическое;
- Н – гидравлическое;
- Е – электрическое;
- М – магнитное;
- ЕМ – электромагнитное.

На рис. 2.2 представлена принципиальная схема приспособления для сборки и сварки проушины в соответствии со схемой базирования, показанной на рис. 1.8. Здесь пластина плоскостью *I* опирается на три неподвижных опоры со сферической выпуклой рабочей поверхностью, а плоскостью *II* устанавливается по двум подвижным опорам. Проушина устанавливается на пластину и определяет свое местоположение на ней с помощью трех подвижных упоров, контактирующих с плоскостью проушины *III*. Торцы проушины и пластины упираются в регулируемые упоры (на втором виде регулируемый упор пластины показан как нерегулируемая опора сверху). Для обеспечения постоянства места положения проушины и пластины в приспособлении они прижимаются к подвижным упорам пневмоприжимами.

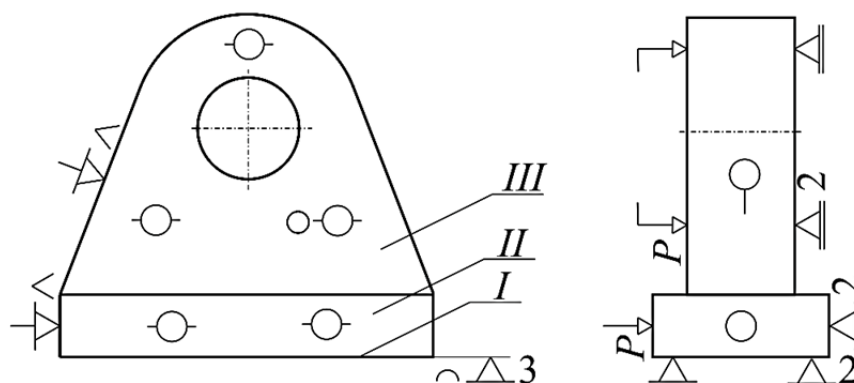


Рис. 2.2. Принципиальная схема приспособления для сборки проушины

При изготовлении принципиальной схемы наносить на нее все детали будущего приспособления подробно не следует. Детали и механизмы приспособления изображаются на ней условными обозначениями другого цвета. При необходимости отдельные механизмы приспособления могут быть выполнены довольно подробно.

На схеме указываются те размеры, которые конструктор должен соблюдать при проектировании приспособления с особой точностью.

Для установки деталей из прокатных профилей упоры (фиксаторы) необходимо ставить к обушку, а не к полке. Размещение упоров не должно вызывать защемления в приспособлении собранного и прихваченного изделия.

Упоры должны исключать сдвиг изделия в сторону установочных элементов и обеспечивать свободный его съем. Для таких изделий неподвижные упоры располагаются не по всему периметру, а лишь по двум смежным сторонам, по остальным сторонам ставят отводные откидные или съемные упоры.

Содержание работы

Разработка принципиальной схемы приспособления должна быть проведена с учётом выбранной ранее схемы базирования конструкции. При выборе установочных и зажимных устройств необходимо руководствоваться основными правилами разработки приспособления: удобство в эксплуатации, простота конструкции, возможность быстрой установки деталей в приспособление и снятие готовой конструкции с него.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

Обосновать выбор тех или иных установочных и зажимных устройств.

В выводах отразить достоинства и недостатки разработанной принципиальной схемы приспособления.

Практическое занятие №2. Размерные цепи

Цель работы: Выявить и рассчитать размерные цепи сварной конструкции и разрабатываемого приспособления, исходя из его принципиальной схемы, разработанной в практическом занятии №1.

Задачи работы:

1. Выявить и рассчитать размерные цепи сварной конструкции.
2. Выявить и рассчитать размерные цепи будущего приспособления.

Пояснения к работе

Размерной цепью называется группа связанных между собою размеров, образующих замкнутый контур и служащих решению поставленной задачи согласования допусков на один или часть размеров или на все размеры.

Расчет размерных цепей конструкций является необходимым этапом в проектировании сварочных приспособлений, так как он позволяет

выявить замыкающее звено и согласовать допуски на размеры деталей сварной конструкции. Правильно рассчитанные размерные цепи обеспечат нормальное функционирование реального объекта за счет нужных ограничений исходных звеньев.

Составляющее звено – звено размерной цепи, функционально связанное с замыкающим звеном, изменение которого вызывает изменение исходного или замыкающего звена.

Звено, имеющее линейный размер, обозначается прописной буквой русского алфавита с индексом, соответствующим порядковому номеру составляющего звена. Например: $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3$ и т.д. Звено, имеющее угловой размер обозначается строчной буквой греческого алфавита с индексом, соответствующим порядковому номеру составляющего звена. Например: $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ и т.д.

Исходное звено – звено, возникающее в результате постановки задачи при проектировании, для решения которой используется размерная цепь. Это размер, непосредственно связывающий поверхности или оси, относительное расстояние или поворот которых необходимо обеспечить или определить в поставленной задаче.

Замыкающее звено – только одно звено размерной цепи, получаемое последним в результате решения поставленной задачи.

Исходное и замыкающее звенья обозначаются прописной буквой русского алфавита с индексом Δ (рис. 2.3).

Увеличивающее звено – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено увеличивается. Обозначается прописной буквой русского алфавита с индексом, соответствующим порядковому номеру составляющего звена, и стрелкой сверху, направленной вправо ($\overrightarrow{A_1}$) или знаком «+».

Уменьшающее звено – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается. Обозначается прописной буквой русского алфавита с индексом, соответствующим порядковому номеру составляющего звена, и стрелкой сверху, направленной влево ($\overleftarrow{A_2}$), или знаком «-».

Компенсирующее звено – составляющее звено размерной цепи, изменением значения которого достигается требуемая точность замыкающего звена. Обозначается соответствующей буквой, заключенной в прямоугольник $\boxed{A_3}$. Например, величина зазора в свариваемой конструкции (рис. 2.3).

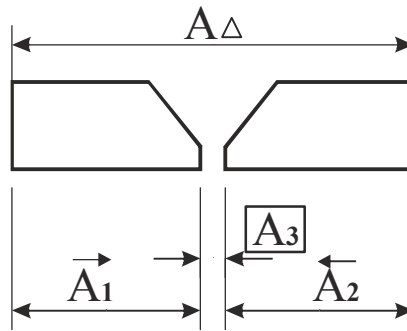


Рис. 2.3. Размерная цепь с компенсирующим звеном

Величина зазора, являющегося компенсирующим звеном, регулируется в сторону уменьшения или увеличения в зависимости от сочетания погрешностей других составляющих звеньев. Если сумма увеличивающих звеньев имеет положительные отклонения от середины поля допуска, то звено-компенсатор регулируется в сторону уменьшения, и наоборот.

Сущность расчета размерных цепей заключается в установлении допусков и предельных отклонений всех её звеньев, исходя из требований конструкции и технологии её изготовления.

При расчете размерных цепей различают прямую и обратную, статическую и динамическую задачи в соответствии с РД 50-635-87.

Прямая задача относится к проектному расчету и заключается в определении номинальных размеров, допусков и предельных отклонений всех составляющих звеньев размерной цепи по заданному номинальному размеру и допуску исходного звена.

Обратная задача относится к проверочному расчету размерной цепи и заключается в определении номинального размера, допуска и предельных отклонений замыкающего звена по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев.

Статическая задача – задача, решаемая без учета факторов, влияющих на изменение звеньев размерной цепи во времени.

Динамическая задача – задача, решаемая с учетом факторов, влияющих на изменение звеньев размерной цепи во времени.

Выбор метода сборки конструкции зависит от точности звеньев цепи, возможностей технологического оборудования и уровня организации сборочных работ. Различают пять методов расчета.

Метод полной взаимозаменяемости. Точность замыкающего звена размерной цепи достигается путем включения в неё составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их размеров. Технологический процесс сборки при этом заключается в присоединении деталей в соот-

ветствии с установленным характером сопряжения без какой-либо пригонки, подбора деталей или регулирования их взаимного положения.

Достоинства данного метода – это простота и экономичность сборки, применение поточных форм сборочных процессов, высокий уровень механизации и автоматизации сборочных процессов, возможность организации легкого и быстрого ремонта изделий и др.

Недостатком метода из-за требований к высокой точности изготовления сборочных единиц является существенное повышение стоимости изготовления деталей высокой точности, используемых в многосвязных цепях.

Метод неполной взаимозаменяемости – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается с некоторым риском путем включения в нее составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их значений.

Метод групповой взаимозаменяемости – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается путем включения в размерную цепь составляющих звеньев, принадлежащих к соответственным группам, на которые они предварительно рассортированы.

Достоинством метода является достижение высокой точности замыкающего звена при экономически целесообразных допусках составляющих звеньев цепи.

Недостатки: увеличение незавершенного производства ввиду количественных несоответствий в группах деталей, соединяемых при сборке, дополнительные затраты на сортировку деталей по группам, усложнение снабжением запасными частями.

Метод находит применение для короткозамкнутых цепей в крупносерийном и массовом производствах.

Метод пригонки – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением значения компенсирующего звена путем удаления с компенсатора определенного слоя материала. Для этого компенсирующее звено детали компенсатора поступает на сборку с заранее установленным припуском, удаляемым по мере необходимости методами механической обработки в процессе пригонки для достижения требуемого значения замыкающего звена. Метод применяется в индивидуальном и мелкосерийном производстве.

К недостаткам метода относят удорожание сборки и повышенную трудоемкость сборочных работ, усложнение планирования и снабжения изделия запасными частями.

Метод регулирования – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением значения компенсирующего звена без удаления материала с компенсатора.

Изменение компенсирующего звена при сборке изделия достигается или применением специальных устройств компенсаторов с помощью непрерывных или периодических перемещений деталей по резьбе, клиньям, коническим поверхностям, или подбором сменных деталей типа прокладок, втулок, колец.

Недостатки метода регулирования – это некоторое усложнение конструкции введением конструктивного компенсатора и усложнение сборки из-за необходимости проводить регулировку.

Метод находит применение для многозвенных цепей с высокими требованиями к точности замыкающих звеньев.

Среди способов расчета размерных цепей можно выделить способ расчета на максимум–минимум и вероятностный способ.

Способ расчета на максимум–минимум – способ расчета, учитывающий только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания. Данный способ расчета выполняется при методах полной взаимозаменяемости, групповой взаимозаменяемости, пригонки и регулирования.

В размерных цепях, в которых должна быть обеспечена 100%-я взаимозаменяемость, допуски рассчитываются по методу максимума–минимума. Методика расчета по этому методу достаточно проста, однако при этом предъявляются слишком жесткие требования к точности составляющих звеньев (а следовательно увеличиваются затраты на изготовление), однако осуществляется полная взаимозаменяемость.

Основные уравнения расчета на максимум–минимум

Уравнение номинальных размеров:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \overrightarrow{A}_i - \sum_{i=1}^k \overleftarrow{A}_i, \quad (2.1)$$

где n – число увеличивающих звеньев; k – число уменьшающих звеньев.

Уравнение допусков:

$$T_{\Delta}(\omega_{\Delta}) = \sum_{i=1}^p \Delta T_i. \quad (2.2)$$

Уравнения отклонений:

$$ES_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \overrightarrow{ES}_i - \sum_{i=1}^k \overleftarrow{EI}_i, \quad (2.3)$$

$$EI_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \overleftarrow{EI}_i - \sum_{i=1}^k \overrightarrow{ES}_i. \quad (2.4)$$

Вероятностный способ расчета – способ расчета, учитывающий рассеяние размеров и вероятность различных сочетаний отклонений со-

ставляющих звеньев размерной цепи. Применяется при методе неполной взаимозаменяемости, методе пригонки и регулирования.

Размерные цепи, в которых по условиям производства экономически целесообразно назначать более широкие допуски на составляющие звенья размерных цепей, допуская при этом у некоторой небольшой части изделий выход размеров замыкающего звена за пределы поля допуска, должны рассчитываться теоретико-вероятностным методом.

Риск получения брака при сборке узла составляет 0,27 %. Количество бракованных изделий определяется коэффициентом риска k , принимаемым равным 1,0..1,3.

Величина допуска при расчете вероятностным методом

$$T_{\Delta}(\omega_{\Delta}) = k \sqrt{(\sum_{i=1}^p \Delta T_i)^2} . \quad (2.5)$$

Сборочные размерные цепи

Размерные цепи, связывающие размеры нескольких деталей, называются *сборочными*.

Размерная цепь сборочных изделий строится, начиная с замыкающего звена. Затем по чертежу находят примыкающую к нему слева деталь, размер которой непосредственно влияет на размер замыкающего звена. Далее находят размер второй детали, сопряженной с размером первой, и так далее выявляют последовательно детали сборочного соединения, сопряженные друг с другом, размеры которых непосредственно влияют на размер замыкающего звена. Последний из выявленных размеров должен примкнуть к размеру замыкающего звена, замкнув цепь.

Сварная конструкция всегда составлена из отдельных деталей-заготовок. Погрешность замыкающего звена в размерной цепи сварной конструкции определяется вероятностным суммированием погрешностей деталей и нестабильности в сварочных зазорах. Для конструкции, представленной на рис. 2.4, погрешность замыкающего звена составит

$$\delta A_{\Delta} = \delta L = k \sqrt{\sum_{j=1}^n (\delta l_j)^2 + \sum_{i=1}^{n-1} (\delta b_i)^2} . \quad (2.6)$$

Погрешность от сборочных зазоров расширяет допуск на конечный размер конструкции примерно в полтора раза, что приводит к понижению точности готового изделия на один класс по сравнению с классом точности сборочных единиц. В связи с этим существует правило согласования допусков на детали и сборочные единицы сварной конструкции: ***класс точности размеров для деталей сварной конструкции должен быть на единицу точнее, чем класс точности сборки под сварку!***

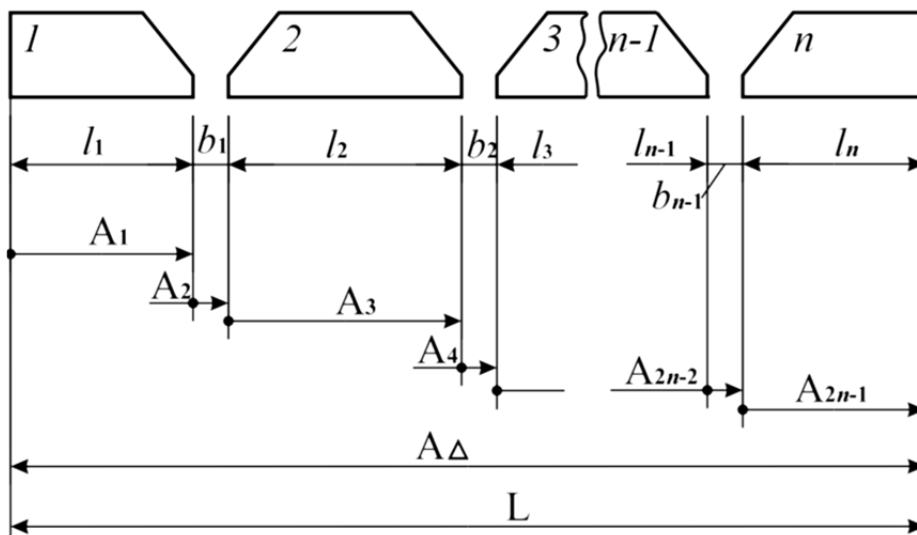


Рис. 2.4. Сборочная размерная цепь из нескольких элементов

Используя это правило при производстве конструкций, можно добиться требуемой точности сборки при случайных сочетаниях погрешностей без каких-либо специальных технологических приемов и подгоночных работ.

Размерная цепь приспособления

Точность сборки конструкции перед сваркой определяется точностью размера между опорными поверхностями (базами) приспособления и плотностью прилегания собираемых деталей к этим поверхностям.

На рис. 2.5 показана размерная цепь приспособления. Собранная по габариту конструкция образует размерную цепь A , замыкающим звеном которой является зазор A_Δ .

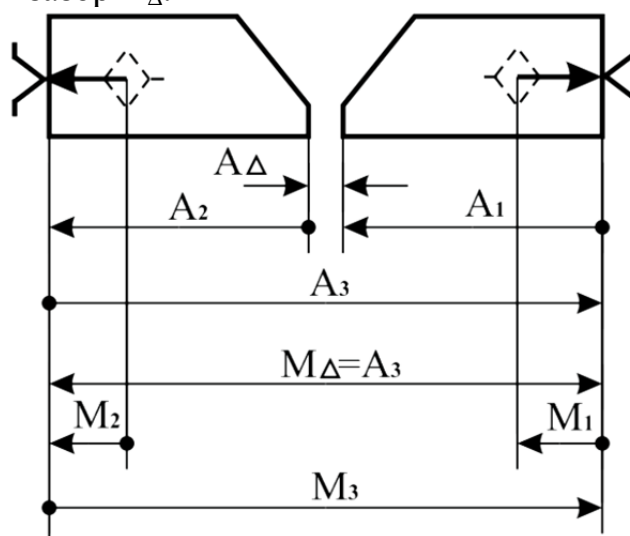


Рис. 2.5. Размерная цепь при сборке в приспособлении

Габаритный размер собранной конструкции является замыкающим звеном размерной цепи М, состоящей из размера приспособления М₃ и погрешностей базирования М₁ и М₂. Из-за наличия общего звена размерные цепи А и М являются **взаимно связанными**.

Номинально погрешности базирования должны быть равны нулю, так как конструкция приспособления предполагает плотное прилегание базовых поверхностей изделия к опорам приспособления за счет прижимов. Реально же может существовать некоторый зазор между соприкасаемыми поверхностями изделия и приспособления благодаря наличию загрязнений и деформаций на кромках деталей и опорах. При этом после освобождения деталей от зажатия их кромки могут отойти от баз приспособления.

В табл. 2.2 представлены допуски на зазоры у опор и упоров сборочных приспособлений – погрешности базирования.

Таблица 2.2

Погрешности базирования деталей в приспособлении

<i>Состояние кромки упора</i>	<i>Состояние кромки детали</i>	<i>Зазор с допуском, мм</i>
Механически обработана	Механически обработана	$0^{+0,2} \dots 0^{+0,5}$
Механически обработана	Не обработана	$0^{+0,5} \dots 0^{+1}$
Не обработана	Не обработана	$0^{+1} \dots 0^{+2}$

Собственная точность приспособления зависит от его конструкции и может быть очень высокой в зависимости от качества обработки его составных частей.

Допуск на базовые размеры приспособления принимается в 1,5...3 раза меньшим, чем допуск на базовые размеры конструкции, собираемой в этом приспособлении.

Содержание работы

При решении поставленных задач в работе необходимо последовательно выявить все размерные цепи свариваемой балки двутавровой. Каждую из выявленных размерных цепей обозначить своей буквой русского алфавита, которую впоследствии при решении задач с другими размерными цепями больше не употреблять.

Расчет размерной цепи сварной конструкции производить с учетом того, что стандартный допуск на линейные размеры балки двутавровой при 9-м классе точности составляет 4,5 мм.

При расчете размерной цепи конструкции выбрать один из указанных в пояснениях к работе способов с обоснованием его выбора.

Расчет размерных цепей приспособления вести с учетом возможных погрешностей базирования (табл. 2.2), самостоятельно назначая

требования к качеству поверхностей деталей и опорных элементов приспособления.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

В выводах отразить достоинства и недостатки принятого способа расчета размерных цепей.

3. УСИЛИЯ В СБОРОЧНО-СВАРОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ.

Практическое занятие №1. Угловые и осевые деформации

Цель работы: Рассчитать деформации, возникающие при сварке балки двутавровой.

Задачи работы:

1. Выявить виды деформаций, возникающих при сварке балки двутавровой;
2. Рассчитать угловые деформации балки двутавровой при сварке;
3. Рассчитать осевые деформации балки двутавровой при сварке.

Пояснения к работе

Угловые деформации при сварке. Сварочные деформации, вызванные расширением металла во время термического нагрева и сужением в процессе охлаждения сварного шва, зависят от характеристик свариваемой конструкции и тепловложения в процессе сварки.

Угловые деформации возникают в случае, если имеется эксцентриситет между центром тяжести сварного шва и центром тяжести сварного соединения.

Используя накопленный опыт, угловую деформацию таврового соединений можно определить по номограмме, представленной на рис. 3.1.

Угловая деформация зависит от скорости сварки $V_{св}$ (м/с) и расчетной эффективной мощности q_p (Дж/м³), которая определяется по формуле

$$q_p = \frac{q}{V_{св} S_p^2}, \quad (3.1)$$

где S_p – расчетная толщина металла, м; $q/V_{св}$ – погонная энергия сварки, Дж/м.

Эффективная тепловая мощность q (Дж/м) определяется в соответствии с ГОСТ Р ИСО 857–1–2009 по формуле

$$q = \eta I_{св} U_d, \quad (3.2)$$

где η – коэффициент полезного действия дуги; $I_{св}$ – сила сварочного тока, А; U_d – напряжение на дуге, В.

За расчетную толщину металла S_p принимают толщину заваренного слоя без учета высоты облицовочного слоя шва. При сварке первого шва расчетная толщина будет равна глубине провара, при сварке второго шва – общей высоте шва.

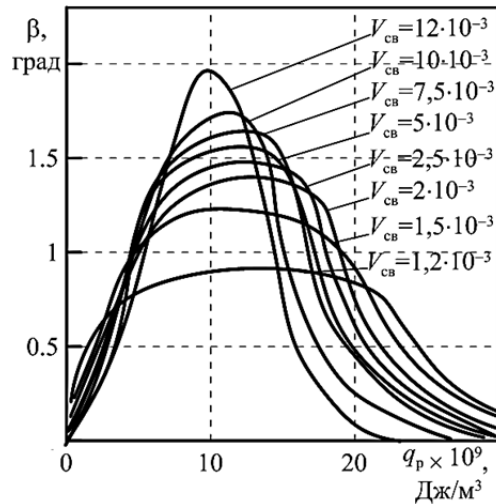


Рис. 3.1. Номограмма для определения угловой деформации при сварке тавра

Осевые деформации при сварке

При сварке тавра в результате разницы между высотой стенки и толщиной полки создается эксцентриситет e относительно центров тяжести сварного шва и сварного соединения (рис. 3.2).

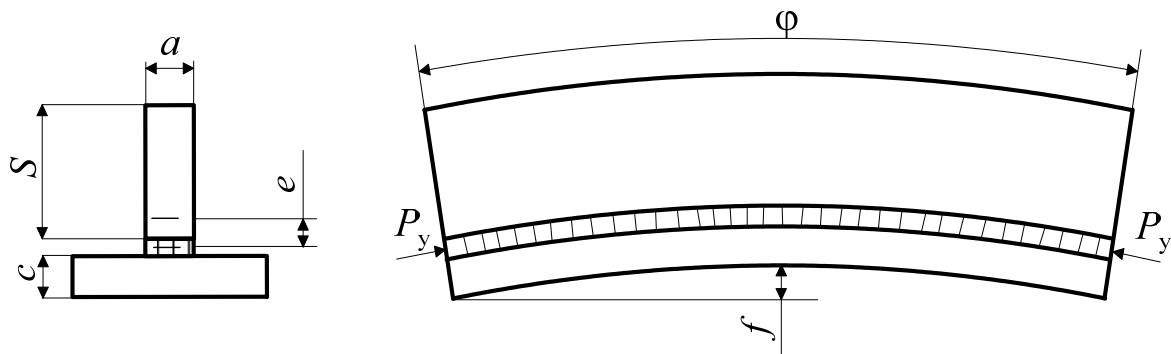


Рис. 3.2. Схема изгиба пластин под действием усадочной силы

Усадочная сила P_y в этом случае будет создавать изгибающий момент

$$M_{из} = P_y e. \quad (3.3)$$

Под действием этого момента пластины изогнутся таким образом, что угол поворота φ концов пластины друг относительно друга будет равен

$$\varphi = \frac{P_y el}{EI}, \quad (3.4)$$

где l – длина пластины, м; I – момент инерции относительно центральной оси, м⁴; E – модуль упругости, кг/см².

Усадочная сила, возникающая в балочных конструкциях при сварке тавра одним швом, равна

$$P_y = 1,7Dk^2. \quad (3.5)$$

При сварке тавра двумя швами

$$P_y = 1,955Dk^2. \quad (3.6)$$

В представленных формулах используется поправочный коэффициент $D = 30000$ для автоматической сварки, $D = 40000$ для ручной сварки, и k – катет углового шва, мм.

Суммарная усадочная сила $P_{y.2}$ при сварке втавр двумя одинаковыми угловыми швами последовательно, зоны пластических деформаций которых перекрываются будет равна 1,25...1,45 усадочной силы P_y от одного шва.

При сварке прерывистым швом усадочная сила будет равна

$$P_{y.пр} = P_y \frac{t_{ш}}{t_{пр}}, \quad (3.7)$$

где $t_{ш}$, $t_{пр}$ – длина шва и шага прерывистого шва соответственно.

Осовой прогиб в центре пластин будет равен:

$$f = \frac{P_y el^2}{8EI}. \quad (3.8)$$

Продольное укорочение по оси Δ , которое будет являться составной частью погрешности изготовления конструкции, равно

$$\Delta = \frac{P_y l}{E(c + S)}. \quad (3.9)$$

Содержание работы

Рассчитать угловые и осевые деформации, возникающие при автоматической сварке под слоем флюса двутаврового соединения, представленного в предыдущих практических занятиях. Выбрать сварочные материалы, если балка изготавливается из стали СтЗсп.

Режимы сварки назначать в соответствии с ОСТ 36-58-81 (табл. 3.1).

Таблица 3.1

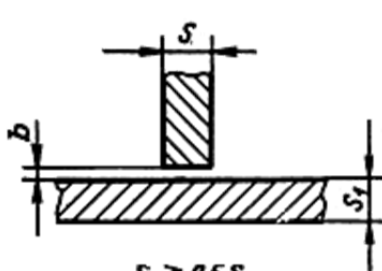
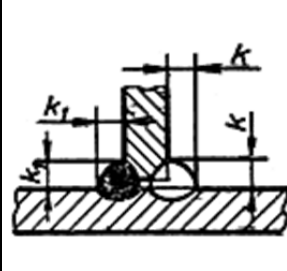
Режимы автоматической сварки под флюсом тавровых соединений с обеспечением катета заданной величины или полного провара стенки в соответствии с ОСТ 36-58-81

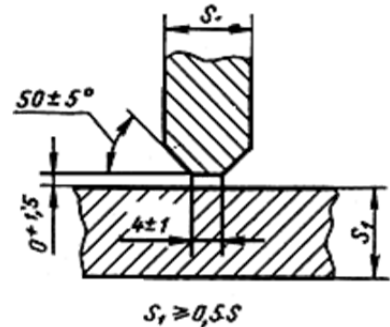
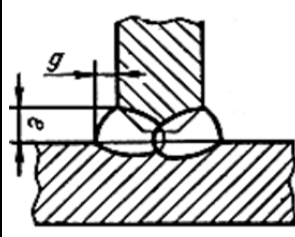
Толщина стенки, мм	Катет шва, мм	Количество проходов	Диаметр электрода, мм	Сварочный ток, А	Напряжение дуги, В	Скорость подачи проволоки, м/ч	Скорость сварки, м/ч
11	10 ⁺³	1	4	600–650	36–38	95–103	29–32
			5	750–800	36–38	73–75	28–32
13	13 ⁺³	1	4	800–850	40–42	120–29	18–20
			5	850–880	38–40	85–90	16–18
15	15 ⁺³	1	4	800–850	40–42	120–129	18–20
			5	930–980	40–42	103–111	20–22
17	17 ⁺³	1	4	800–850	40–42	120–129	18–20
			5	930–980	40–42	103–111	20–22

Конструктивные элементы кромок и размеры сварного шва необходимо назначать в соответствие с ГОСТ 8713–79 для соединений Т3 или Т8 (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Конструктивные элементы кромок и размеры сварного шва в соответствии с ГОСТ 8713

	Конструктивные элементы		S	b	
	Подготовленных кромок свариваемых деталей	Сварного шва		Ном.	Пред. откл.
Т3			Св. 10 до 14	0	+2,0
			Св. 14 до 20	0	+3,0

	Конструктивные элементы		S	g^{+2}	e	
	Подготовленных кромок свариваемых деталей	Сварного шва			Но-мин	Пре д. откл.
Т8			Св. 16 до 18	4	25	+4 -7
			Св. 16 до 18	5	30	+4 -8

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

В выводах отразить свое мнение о величине возникающих деформаций и предложить способы их устранения.

Практическое занятие №2. Усилия прижатия деталей

Цель работы: Определить требуемые усилия, развиваемые зажимными элементами приспособления, для прижатия деталей в процессе сборки и сварки по величине сварочных деформаций.

Задачи работы:

1. Рассчитать требуемое усилие прижатия деталей для обеспечения неподвижности балки двутавровой в процессе сварки.
2. Рассчитать требуемые усилия прижатия деталей для устранения сварочных деформаций, возникающих при сборке и сварке балки двутавровой.

Пояснения к работе.

Для обеспечения неподвижности детали в приспособлении, постоянства её места положения при повороте, плотного прилегания базовых поверхностей к опорам приспособления, удержания деталей от деформации при температурном воздействии сварочного цикла или создания обратной деформации необходимо обеспечить силовое замыкание детали. Одновременное силовое замыкание детали и её базирование называется *установкой*.

Определять требуемые усилия зажима необходимо с учетом коэффициента запаса, который предусматривает непостоянство установки, отклонения формы и размеров заготовок, износ опорных и зажимных элементов приспособления. Для ручных зажимов следует использовать коэффициент запаса, равный 2, для механизированных – 1,5.

Для обеспечения неподвижности детали в приспособлении и постоянства её места положения при повороте можно пользоваться формулой, связывающей массу изделия и коэффициент трения между опорными элементами приспособления и поверхностью детали:

$$P = \frac{k \cdot G \cdot \mu}{n}, \quad (3.10)$$

где k – коэффициент запаса; G – вес изделия, Н; μ – коэффициент трения стали по стали, принимаемый 0,2 для необработанных поверхностей и 0,16 для чистых обработанных поверхностей; n – количество прижимов.

Для того чтобы выбрать зажимное устройство, необходимо составить схему действия сил на детали изделия, выбрать точки приложения и направления сил зажима, рассчитать величину сил зажима.

Усилие прижатия при угловой деформации. При сварке тавровых соединений возникают деформации типа «домик» или «грибовидность» (рис. 3.3).

В этом случае шов подвергается изгибу под действием изгибающего момента: $M = \rho l$.

Усилие прижимов на кромку определяется по формуле

$$P = \frac{b^3 \cdot E \cdot \operatorname{tg} \beta}{4l^2}, \quad (3.11)$$

где b – толщина полки, мм; E – модуль упругости стали, кг/см²; β – угол поворота полки относительно оси шва, град; l – расстояние от оси стыка до прижима, мм.

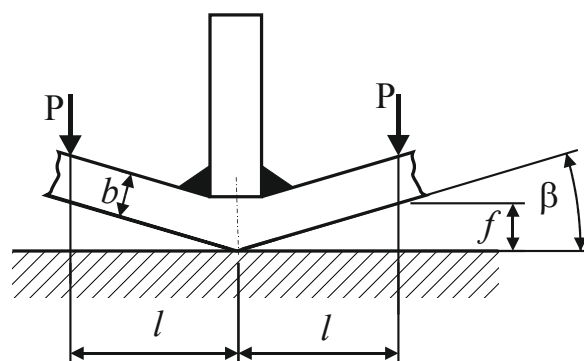


Рис. 3.3 Схема закрепления таврового соединения для предупреждения угловой деформации

При малом значении l и при жестком закреплении свариваемых кромок в металле шва могут возникнуть напряжения, превышающие предел текучести, что будет способствовать образованию трещин. Поэтому выбор усилия на зажимах ограничивают допусковым напряжением, например пределом текучести стали. Тогда для единицы кромки допускаемое усилие прижатия найдется из условия

$$P_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{доп}} b^2}{6l}. \quad (3.12)$$

При назначении допускаемого усилия прижатия через предел текучести стали необходимо провести проверочный расчет – сохранится ли плотное прилегание полки к стенду по линии прижимов или же под действием угловой деформации между полкой и стендом образуется зазор.

Величина возможного зазора будет равна

$$\Delta = f - f_0, \quad (3.13)$$

f – максимальный зазор (мм), образующийся после сварки без прижатия листов, вычисляемый через угол деформации:

$$f = l \cdot \text{tg}\beta; \quad (3.14)$$

f_0 – расчетный прогиб (мм) при учете действия сил прижатия определяемый по формуле

$$f_0 = \frac{4Pl^3}{Eb^3}. \quad (3.15)$$

Существует критическая угловая деформация $\beta_{\text{кр}}$ в зависимости от которой и надо выбирать усилие прижатия полки. Критическая угловая деформация будет в том случае, если допустимое напряжение будет равно возникающему напряжению под действием усилия прижатия, а максимальный зазор, возникающий при сварке без прижатия, равен расчетному прогибу:

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma \text{ и } f = f_0. \quad (3.16)$$

То есть:

$$\text{tg}\beta_{\text{кр}} = \frac{2 l \sigma_{\text{доп}}}{3 Eb}. \quad (3.17)$$

Если действительная угловая деформация превышает критическое значение, то определение усилия прижатия для тонких листов необходимо вести по формуле (3.12), а с возникающим зазором под листами и стендом мириться.

Если $\beta < \beta_{\text{кр}}$, то расчет усилия прижатия необходимо вести по формуле (3.11). В этом случае желательно сделать запас усилия, учитывая

ющий непостоянство установки, отклонения формы и размеров заготовок, износ опорных и зажимных элементов приспособления.

Если принимать в расчетах граничное условие прилегания пояса балки к кондуктору, то необходимое усилие прижатия будет находиться из условия $f = f_0$.

Усилие прижатия при осевой деформации. На рис. 3.4. представлены три схемы закрепления свариваемого тавра для устранения осевого изгиба.

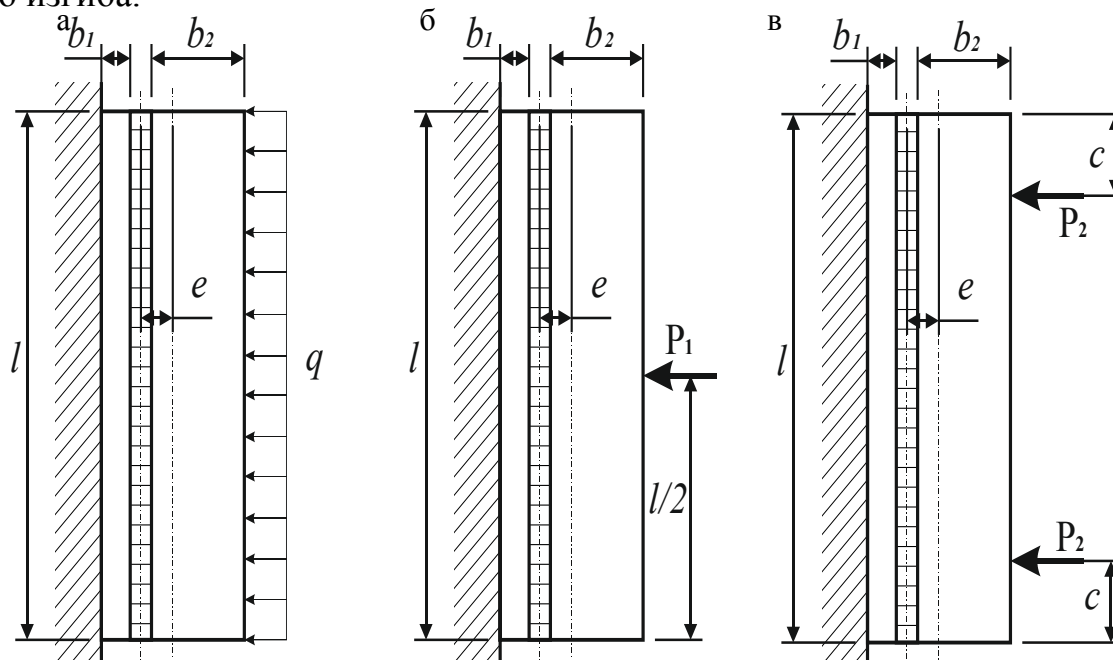


Рис. 3.4. Схемы закрепления изделия при осевом продольном изгибе:
 а – прижатие равномерно распределенной нагрузкой;
 б – прижатие одним прижимом; в – прижатие двумя прижимами

Для сравнительно коротких балок используются схемы, представленные на рис. 3.4, б, в.

При закреплении в центре одним прижимом, развиваемое им усилие будет равно

$$P_1 = \frac{6P_y e}{l}. \quad (3.18)$$

При закреплении двумя прижимами, равномерно отстоящими от краев соединения, усилие прижатия двумя сосредоточенными силами будет равно

$$P_2 = \frac{3P_y e l^2}{c(3l^2 - 4c)}. \quad (3.19)$$

В балочных конструкциях после сборки и сварки тавра со вторым поясом возникает изгиб в противоположном направлении, величину ко-

того можно определить по этим же формулам, подставляя значение нового эксцентриситета e .

Содержание работы

Рассчитать требуемое усилие закрепления полки и стенки при сборке в приспособлении, предусматривающем поворот и вращение свариваемой конструкции.

Исходя из полученных данных по величине сварочных деформаций при сварке двутавра, рассчитать требуемые усилия закрепления полки и стенки. Провести проверочные расчеты и при необходимости произвести корректировку величины усилия закрепления балки.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

В выводах привести рассуждения по назначению усилий прижатия заготовок к опорам стенда, а также обосновать выбор схемы закрепления деталей.

4. ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Практическое занятие № 1. Винтовые зажимы

Цель работы: с учетом разработанной принципиальной схемы приспособления для сборки и сварки балки двутавровой, а также усилий, возникающих в приспособлении, рассчитать винтовые прижимы.

Задачи работы:

1. Назначить тип винтового прижима (с пятой или без пяты) в зависимости от необходимости предохранения изделия от деформации.
2. По заранее рассчитанному усилию закрепления деталей произвести расчет элементов винтового прижима.

Пояснения к работе

При расчете винтовых прижимов по требуемому усилию прижатия заготовки P определяют винт, гайку, корпус и элементы крепления прижима к корпусу приспособления (рис. 4.1).

Из условий прочности находится внутренний диаметр винта:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{1,27 \cdot P \cdot z}{[\sigma]_{\text{доп}}}}, \quad (4.1)$$

где P – необходимое усилие прижатия заготовки или детали, действующее по оси винта, Н; z – поправочный коэффициент, принимаемый для винта с пятой 1,4, для винта без пяты 2; $[\sigma]_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение на сжатие для винта, Н/мм².

Полученное значение $d_{\text{вн}}$ округляют до ближайшего большего по государственным стандартам на винты нажимные с рукояткой и концом под пяту (ГОСТ 13431–68). Далее по стандарту находят все остальные размеры винта (табл. 4.1). Длина винта будет зависеть от необходимого хода.

После выбора параметров винта необходимо провести проверочный расчет. Дополнительный проверочный расчет тяжело нагруженных винтов с пятой проводится по следующей схеме. Определяют усилие, развиваемое винтовым прижимом по формуле

$$P = \frac{Ql}{\left[r_{\text{cp}} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{1}{2} \mu D \right]}, \quad (4.2)$$

где Q – усилие, прикладываемое на рукоятке винта, обычно равное 10...15 Н; l – радиус рукоятки, мм; r_{cp} – средний радиус резьбы, мм; α – угол наклона резьбы; ρ – приведенный угол трения в резьбе; μ – коэффициент трения скольжения на торце винта; D – диаметр контактного кольца между винтом и пятой, мм.

Угол трения в резьбе зависит от вида резьбы. Приведенный угол трения определяется выражением

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \beta}, \quad (4.3)$$

где $f = 0,1$ – коэффициент трения скольжения; β – половина угла при вершине профиля резьбы.

Для метрической резьбы $\beta = 30^\circ$, тогда $\rho = 6^\circ 40'$.

Для трапециевидной резьбы $\beta = 15^\circ$, тогда $\rho = 6^\circ$.

Для прямоугольной резьбы $\beta = 0^\circ$, тогда $\rho = 5^\circ 43'$.

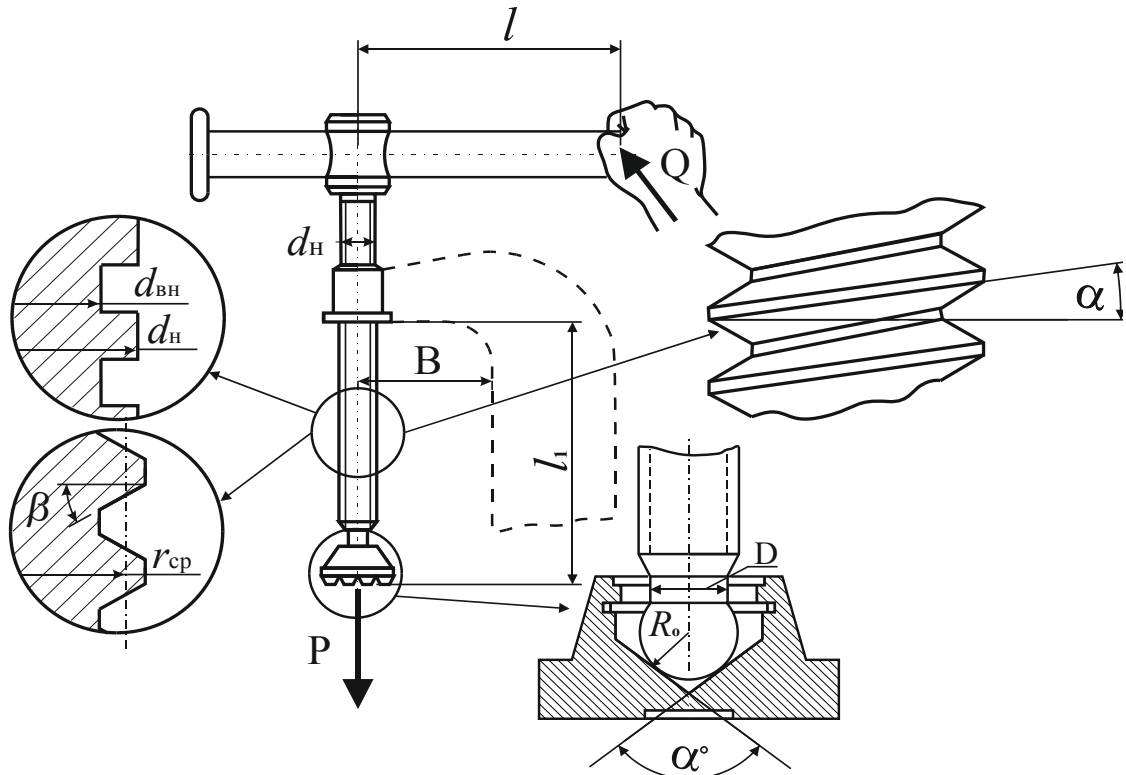


Рис. 4.1. Элементы винтового прижима

Наибольший угол трения, характерный для метрической резьбы, способствует её быстрому износу и необходимости применения большего усилия на рукоятке винта. Прямоугольная резьба, не смотря на наименьший угол трения, обладает меньшей прочностью и технологичностью. Поэтому с точки зрения надежности лучше использовать трапецеидальную резьбу.

Для обеспечения **условия самоторможения винта** угол наклона резьбы α должен быть меньше приведенного угла трения ρ : $\alpha < \rho$.

Напряжение сжатия будет определяться как

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{1,27P}{d_{\text{вн}}^2}. \quad (4.4)$$

Если свободная длина винта от пяты до гайки l_1 больше $10d_{\text{вн}}$, то винт подлежит проверке не только на сжатие, но и на продольный изгиб и кручение.

Проверка на продольный изгиб осуществляется следующим образом:

$$\sigma_z = \frac{1,27zP}{d_{\text{вн}}^2 \varphi_0} \leq \sigma_{\text{дон}}, \quad (4.5)$$

где φ_0 – коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения на сжатие, определяемый по графику, представленному на рис. 4.2.

В соотношении l/r_0 , отложенном по оси абсцисс, l – расчетная длина при продольном изгибе, принимаемая равной $0,5l_1$ при жестком закреплении винта, r_0 – радиус инерции:

$$r_0 = \sqrt{\frac{0,05d_{\text{вн}}^2}{F}}, \quad (4.6)$$

где F – площадь сечения винта по внутреннему его диаметру.

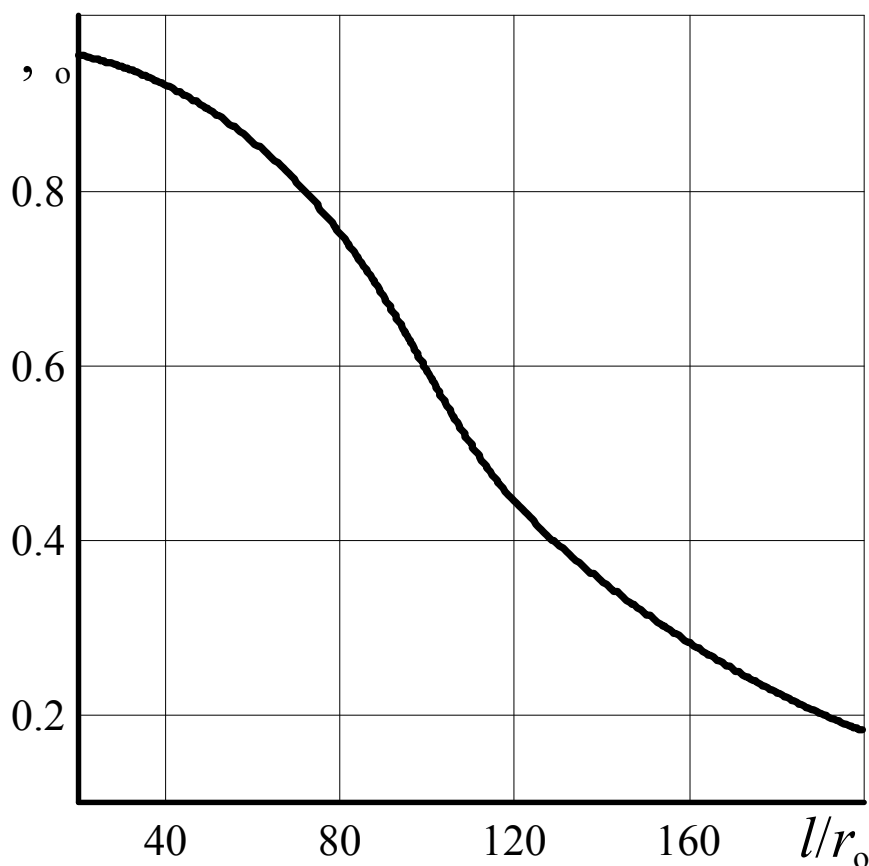


Рис. 4.2. График определения коэффициента уменьшения основного допускаемого напряжения на сжатие

Напряжение кручения определяется по формуле

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W}. \quad (4.7)$$

Максимальный крутящий момент на винте $M_{\text{кр}}$ равен сумме моментов от сил трения в резьбе и сил трения на опорной поверхности винта:

$$M_{\text{кр}} = P \cdot \text{tg}(\alpha + \rho) \cdot r_{\text{сп}} + \frac{1}{3} P \cdot R_0 \cdot f \cdot \text{ctg} \alpha^0, \quad (4.8)$$

где f – коэффициент трения, равный 0,2.

Если $\tau < \sigma_{сж}$, то полное напряжение на винте составит

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau^2}. \quad (4.9)$$

Если $\tau > \sigma_{сж}$, то полное напряжение на винте будет равно

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau^2}. \quad (4.10)$$

Суммарное напряжение на винте не должно превосходить $[\sigma]_{доп}$.

Расчет гайки заключается в определении количества витков резьбы:

$$n = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_n^2 - d_{вн}^2)p_0}, \quad (4.11)$$

где p_0 – удельное давление на поверхности ниток резьбы, принимаемое для стального винта и чугунной гайки 49...59 кН/мм², для стальной гайки 88...127 кН/мм².

Высота гайки

$$H = \frac{nS}{m}, \quad (4.12)$$

где S – шаг винта; m – число заходов.

Гайку необходимо проверить на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{p \frac{d_n - d_{вн}}{8}}{\frac{\pi d_n b^2 n r_1}{6}} = \frac{3 P (d_n - d_{вн})}{4 \pi d_n b^2 n r_1}, \quad (4.13)$$

где b – расчетная высота нитки, равная 0,5 S для квадратной резьбы, 0,65 S – для трапецеидальной резьбы, 0,88 S – для треугольной.

Полученное значение напряжения изгиба не должно превышать допускаемого для чугуна 392 МПа, для стали 588 МПа.

Необходимо иметь в виду, что корпус винтового прижима испытывает изгиб от момента, возникающего при поджатии детали, поэтому его тоже необходимо рассчитывать на напряжение изгиба.

Изгибающий момент будет равен произведению усилия зажатия детали на плечо – расстояние от корпуса до оси винта (рис. 4.1):

$$M_u = PB. \quad (4.14)$$

Момент сопротивления изгибу будет зависеть от формы сечения корпуса и определяться как соотношение момента инерции сечения относительно горизонтальной оси к расстоянию от оси до наиболее удаленной точки поперечного сечения.

Содержание работы

Рассчитать диаметр винта прижима и подобрать размеры прижима, конструкция которого указана на рис. 4.3, в соответствии со стандарт-

ными данными, приняв ближайший наибольший диаметр винта по табл. 4.1.

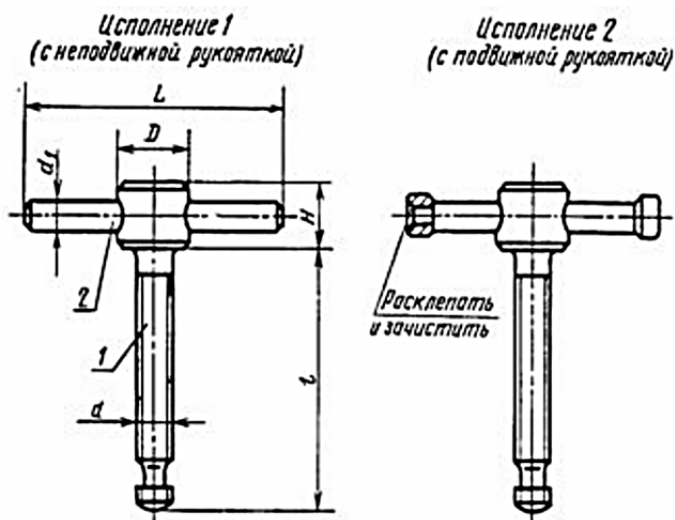


Рис. 4.3. Конструкция нажимных винтов по ГОСТ 13431–68

Таблица 4.1
Размеры нажимных винтов в соответствии с ГОСТ 13431–68

№ п/п	d , мм	t , мм	H , мм	D , мм	d_1 , мм	L , мм
1	M6	25, 32, 40, 50	10	12	5	50
2	M8	32, 40, 50, 60	12	16	6	60
3	M10	40, 50, 60, 80	14	18	8	80
4	M12	50, 60, 80, 100	18	20	10	100
5	M16	60, 80, 100, 120, 140	20	24	12	120
6	Тр. 16×4	60, 80, 100, 120, 140	20	24	12	120, 125
7	Тр. 20×4	80, 100, 120, 140, 160	28	30	16	160
8	Тр. 26×5	80, 100, 120, 140, 160, 180	28	35	16	160
9	Тр. 32×6	100, 120, 140, 160, 180, 200	35	40	20	200

Провести проверочный расчет винтового прижима, приняв, что длина винта более $10d_{\text{вн}}$.

Рассчитать гайку и корпус винтового прижима.

При расчете корпуса винтового прижима назначить его конструкцию и, исходя из условия прочности при изгибе, подобрать его размеры.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

В выводах привести рассуждения по выбору винтового прижима с учетом его достоинств и недостатков.

Практическое занятие № 2. Клиновые и эксцентрикые прижимы

Цель работы: с учетом разработанной принципиальной схемы приспособления для сборки и сварки балки двутавровой, а также усилий, возникающих в приспособлении рассчитать клиновые и эксцентрикые прижимы.

Задачи работы:

1. Для закрепления полок двутавра назначить односторонний или двусторонний клиновой прижим.
2. По заранее рассчитанному усилию закрепления деталей произвести расчет элементов клинового прижима.
3. Произвести расчет элементов эксцентрикового прижима.

Пояснения к работе.

Клиновые прижимы в основном используются для прижатия одного элемента к другому, для выравнивания кромок и как стяжное устройство.

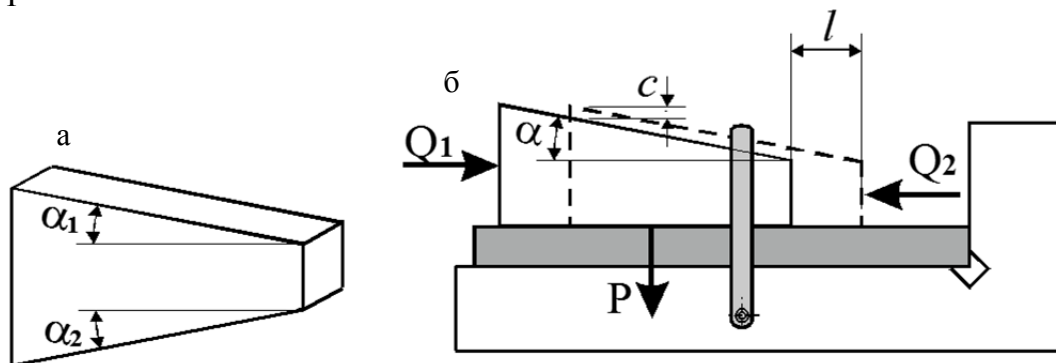


Рис. 4.4. Клиновой прижим:

а – с двусторонним скосом клина; б – с односторонним скосом клина

Для необходимого зажатия детали усилие, прикладываемое к клину, определяется по формуле

$$Q_1 = P[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tgp}], \quad (4.15)$$

где P – требуемое усилие прижатия детали, Н; α – угол скоса клина; ρ – угол трения клина и детали, равный арктангенсу коэффициента трения скольжения.

Для поджатия детали на величину c клин должен переместиться на величину l

$$l = \frac{c}{\operatorname{tg}\alpha}. \quad (4.16)$$

Раскрепление сваренного узла выполняется через усилие выколачивания клина, которое определится по формуле

$$Q_2 = P[\operatorname{tg}(\rho - \alpha) + \operatorname{tgp}]. \quad (4.17)$$

Если угол скоса клина α будет равен 2ρ , то для выколачивания клина не потребуется никакого усилия, так как $Q_2 = 0$ Н. В этом случае закрепить деталь не представляется возможным, так как будет происходить самораскрепление прижимаемой детали. Поэтому при проектировании клиновых прижимов необходимо соблюдать условие самоторможения:

$$\begin{aligned} \alpha &\leq 2\rho - \text{для одностороннего клина;} \\ \alpha_1 + \alpha_2 &\leq 2\rho - \text{для двустороннего клина.} \end{aligned}$$

Коэффициент трения стали при сухой и чистой поверхности составляет 0,8, при смазанной поверхности 0,16. Тогда угол трения в зависимости от вида поверхности будет варьироваться в пределах $9^\circ \dots 38^\circ$. Угол скоса клина в этом случае принимается в пределах $4,5^\circ \dots 19^\circ$.

Ширину клина обычно принимают 30 мм. Толщину клина определяют из условия прочности на смятие рабочих поверхностей клина:

$$\frac{P}{F} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (4.18)$$

где P – требуемое усилие зажатия детали, Н; F – площадь поперечного сечения клина в месте приложения сжимающей нагрузки, мм^2 ; $[\sigma_{\text{см}}] = 0,5 \dots 0,6 \sigma_T$ – допустимое напряжение на смятие, МПа.

Опаснее будет смятие той части, где площадь сечения меньше, поэтому толщину и ширину клина необходимо рассчитывать с учетом наименьшей площади поперечного сечения в месте действия сжимающего напряжения.

Эксцентриковые прижимы могут применяться самостоятельно или в комбинации с другими звеньями, рычагами, винтами или пневматикой.

Эксцентриковый зажим развивает усилие прижатия детали P , в 10..12 раз превосходящее усилие, прикладываемое на рукоятке эксцентрика Q . Усилие, прикладываемое на рукоятке эксцентрика принимается равным 150...200 Н.

Для надежного закрепления детали должно выполняться условие самоторможения эксцентрика:

$$Pe \leq F_{\text{тр}} \frac{D}{2} + F'_{\text{тр}} \frac{d}{2}, \quad (4.19)$$

где e – эксцентриситет, мм; D – диаметр эксцентрика, мм; d – диаметр оси вращения кулачка, мм; $F_{\text{тр}}$ – сила трения в контакте, кулачок – деталь, Н; $F'_{\text{тр}}$ – сила трения на оси вращения кулачка, Н.

На рис. 4.5 представлена схема эксцентрикового прижима.

Сила трения равна произведению коэффициента трения f на усилие P в контакте. Таким образом,

$$F_{\text{тр}} = fP. \quad (4.20)$$

Силой трения на оси вращения кулачка можно пренебречь, тогда условие самоторможения будет выражаться следующим образом:

$$Pe \leq fp \frac{D}{2}. \quad (4.21)$$

Коэффициент трения для стали по стали при сухой и чистой поверхности равен 0,8, при мокрой – 0,16.

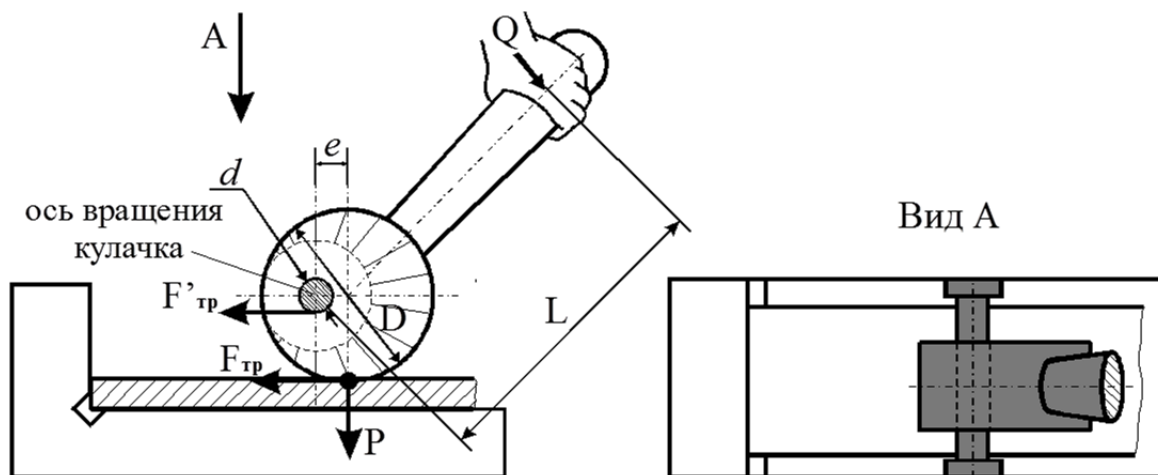


Рис. 4.5. Схема эксцентрикового прижима

При зажатии детали с чистой и сухой поверхностью условие самоторможения будет выглядеть следующим образом:

$$e \leq 0,8 \frac{D}{2}. \quad (4.22)$$

При зажатии детали, имеющей на поверхности следы масла или влаги, условие самоторможения будет иметь вид

$$e \leq 0,16 \frac{D}{2}. \quad (4.23)$$

Величина эксцентриситета обычно задается в пределах 3...6 мм, а диаметр эксцентрика 40...80 мм. Длина плеча L в зависимости от конструкции приспособления обычно принимается равной 250...350 мм. Рабочая поверхность эксцентриков должна быть износостойкой, так как она подвержена сильному истиранию, поэтому эксцентрики изготавливают из закаленной стали.

Ширину эксцентрика можно найти из формулы

$$b = \frac{0,638P}{[\sigma] D \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}, \quad (4.24)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на смятие в месте контакта эксцентрика с заготовкой, принимаемое для закаленных сталей 800...1200 МПа; E_1, E_2 – упругости материалов эксцентрика и прижимаемой детали (для

сталей $E = 2 \cdot 10^5 \dots 2,2 \cdot 10^5$ МПа); μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов эксцентрика и прижимаемой детали (для стали $\mu = 0,25 \dots 0,3$).

Содержание работы

Исходя из условия самоторможения клинового прижима, рассчитать его размеры для прижатия полок двутавра при сварке.

Представить конструкцию клинового прижима в эскизном варианте с проставлением размеров в случае его использования для поджатия полок двутавра.

Произвести расчет элементов эксцентрикового прижима. Сопоставить полученные данные со стандартными значениям по ГОСТ 9061-68 (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Размеры эксцентриков в соответствии с ГОСТ 9061-68

№ п/п	D , мм	$e^{+0,2}$, мм	b , мм	d , мм
1	32	1,7	14	10
2	40	2,0	16	12
3	50	2,5	18	12
4	60	3,0	22	16
5	70	3,5	25	20
6	80	4,0	28	20

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

В выводах отразить достоинства и недостатки клиновых и эксцентриковых прижимов.

Практическое занятие № 3. Рычажные прижимы

Цель работы: с учетом усилий, возникающих в приспособлении рассчитать рычажно-клещевое зажимное устройство для поджатия полки.

Задачи работы:

1. Ознакомиться с видами рычажных зажимных устройств и методами их расчета.

2. По требуемому усилию закрепления деталей произвести расчет рычажно-клещевого зажимного устройства, предварительно определив его схему.

Пояснения к работе.

Из всего многообразия схем действия сил рычажных прижимов можно выделить три основные и наиболее часто применяемые схемы (рис. 4.6). Схема, представленная на рис. 4.6, *а* используется для увеличения прижимного усилия. В этом случае усилие Q , которое необходимо приложить к рычагу будет определяться исходя из требуемого зажимного усилия по следующей зависимости:

$$Q = \frac{Pl}{L}. \quad (4.25)$$

Схема, представленная на рис. 4.6, *б*, используется при необходимости увеличения хода прижима, тогда усилие, прикладываемое к зажиму, будет равно

$$Q = \frac{PL}{l}. \quad (4.26)$$

Для лучшей компоновки сборочного приспособления используется схема действия сил, представленная на рис. 4.6, *в*. Усилие, прикладываемое к рычагу, определяется из соотношения

$$Q = \frac{Pl_2}{l_1}. \quad (4.27)$$

Здесь l , l_1 , l_2 и L – плечи рычагов; P – требуемое усилие прижатия детали.

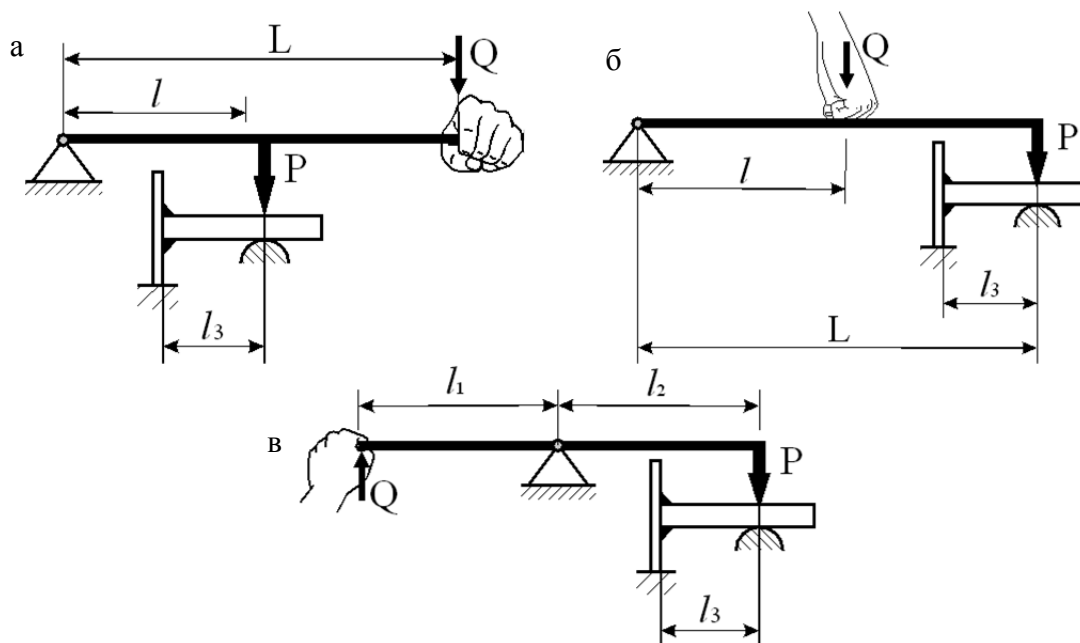


Рис. 4.6. Схемы действия сил в рычажных прижимах:
а – для увеличения прижимного усилия; *б* – для увеличения хода прижима;
в – для изменения направления действия силы.

При сварке изделий в зажатом состоянии поперечная усадка сварных швов может вызвать опасные изгибающие напряжения, превышающие предел текучести металла шва. Поэтому усилия прижимов необходимо ограничивать условием

$$\sigma < \sigma_m.$$

Если изгибающий момент в шве от действия силы P на плече l_3 будет равен моменту внутренних сил в металле шва при напряжениях $\sigma = [\sigma]$, то это прижимное усилие будет являться допусковым ($P_{\text{доп}}$):

$$P_{\text{доп}} l_3 = W[\sigma], \quad (4.28)$$

где $W = bh^2/6$ – момент сопротивления сечения шва на длине b при высоте шва в опасном сечении h . Тогда допускаемая сила прижатия будет равна

$$P_{\text{доп}} = \frac{bh^2[\sigma]}{6l_3}. \quad (4.29)$$

При сварке в незажатом состоянии ($P = P_{\text{доп}} = 0$ кгс) в области прижимов будет образовываться зазор

$$\Delta_0 = l_3 \text{tg} \alpha, \quad (4.30)$$

где α – угловая деформация, определяемая экспериментально или расчетным путем в соответствии с п. 3 пособия.

После приложения к детали усилия P возникнет прогиб обратного знака

$$f = \frac{P_{\text{доп}} l_3^2}{3EI}, \quad (4.31)$$

где E – модуль упругости; $I = b\delta^3/12$ – момент инерции сечения прижимаемой детали (пластины) на длине b при толщине пластины δ .

Зазор между кондуктором и прижимаемой деталью возникнет тогда, когда $\Delta_0 > f$. С возможным зазором придется мириться, чтобы избежать опасных напряжений в сечении шва и развития трещин.

Для зажатия полки тавра с двух сторон широкое применение находят рычажно-клещевые зажимные устройства (рис. 4.7).

В этом случае реализуется схема рычажных прижимов с пневматическим приводом.

Привод передает усилие цилиндра через промежуточный распорный рычаг длиной l , расположенный под углом $5 \dots 10^\circ$ к направлению прижимного усилия P . Усилие Q , развиваемое цилиндром, направлено под прямым углом к прижимному усилию P .

Прижимное усилие, развиваемое при такой схеме, рассчитывается по формуле

$$P = Q \frac{l}{\operatorname{tg} \left(\alpha + \arcsin f \frac{d}{l} \right)}, \quad (4.32)$$

где f – коэффициент трения в шарнире; d – диаметр шарнира.

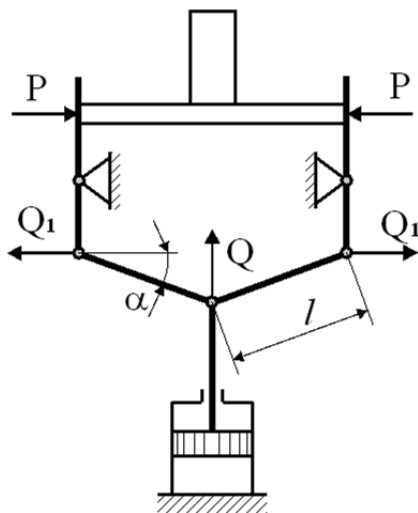


Рис. 4.7. Схема рычажно-клевцевого зажимного устройства

Значение угла α варьируется в пределах $5 \dots 10^\circ$, что позволяет увеличивать усилие практически в 10 раз по сравнению с усилием, развиваемым приводом.

Размеры прижимных рычагов определяются из стандартных расчетов на прочность:

$$W = \frac{M_n}{[\sigma]}, \quad (4.33)$$

где W – момент сопротивления поперечного сечения рычага в опасном сечении.

Содержание работы

Рассчитать элементы рычажно-клинового прижима, конструктивно назначая плечи рычагов.

Произвести проверочный расчет развиваемого полученным рычажным прижимом усилия и провести при необходимости корректировку размеров рычагов.

Представить эскиз прижима с указанием необходимых размеров.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

В выводах отразить достоинства и недостатки разработанного прижима.

Практическое занятие № 4. Пневматические и гидравлические приводы зажимных устройств

Цель работы: с учетом усилий, возникающих в приспособлении при сборке и сварке балки двутавровой рассчитать пневматический или гидравлический привод зажимного устройства для поджатия полков двутавра.

Задачи работы:

1. Ознакомиться с видами пневматических и гидравлических видов зажимных устройств и методами их расчета.
2. По требуемому усилию закрепления деталей произвести расчет пневматического или гидравлического зажимного устройства, предварительно выбрав один из них.

Пояснения к работе

Для сокращения вспомогательного времени на зажатие длинномерных деталей используются пневматические и гидравлические прижимы, которые позволяют обеспечивать требуемые усилия прижатия одновременно в нескольких точках.

Основной частью пневматического привода является силовой узел, в качестве которого применяются пневмоцилиндры одностороннего или двустороннего действия, диафрагменные камеры и воздушные рукава.

Гидравлические прижимы позволяют развивать усилия, в десять и более раз превосходящие усилия пневмоприжимов. Благодаря этому диаметры гидроцилиндров намного меньше, что обеспечивает возможность вписать их в любую конструкцию приспособления. Также выбор в пользу гидропривода делается при необходимости увеличения хода штока, так как они обеспечивают плавность и бесшумность в работе. Пневмоцилиндры при большом ходе штока работают рывками и со значительным шумом, создавая добавочную динамическую нагрузку на все связанные с цилиндрами механизмы и опорные конструкции.

К недостаткам гидроприводов относятся высокая первоначальная стоимость, связанная с необходимостью создания гидростанции, и усложнение эксплуатации из-за частой утечки масла.

Форма корпуса цилиндра и места крепления к приспособлениям могут быть различны в зависимости от конструктивной схемы самого приспособления. По конструкции крепления к корпусу приспособления различают цилиндры с фланцевым креплением, с креплением на лапах и с шарнирным креплением (качающиеся).

По схеме расчета пневматические и гидравлические прижимы схожи, и при индивидуальном проектировании расчет производится по заданному усилию зажатия детали.

На рис. 4.8 представлен гидроцилиндр двустороннего действия.

В цилиндрах двустороннего действия при толкающем движении штока

$$P = Q \frac{\pi D^2}{4} \eta, \quad (4.34)$$

при обратном (тянущем) движении штока:

$$P_{\text{обр}} = Q \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \eta, \quad (4.35)$$

где Q – давление сжатого воздуха или масла в цилиндре, МПа; D – диаметр цилиндра, мм; d – диаметр штока, мм; η – коэффициент полезного действия, учитывающий потери на трение в манжетах, уплотнениях и направляющих штока (η для пневмоцилиндров составляет 0,85...0,9, для гидроцилиндров – 0,93).

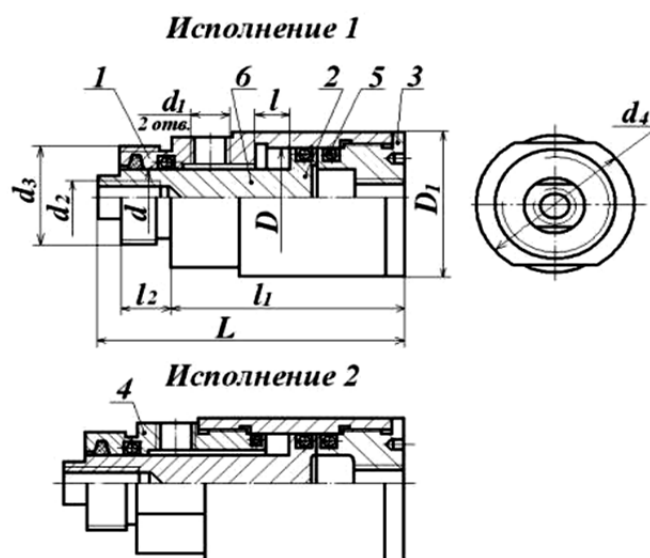


Рис. 4.8. Гидравлический цилиндр двустороннего действия

Стандартное давление сжатого воздуха в пневмоцилиндре находится в пределах 0,4...0,6 Н/мм², давление масла в гидроцилиндре 2...10 Н/мм².

В цилиндрах одностороннего действия с возвратной пружиной

$$P = Q \frac{\pi D^2}{4} \eta - P_{\text{пруж}}, \quad (4.36)$$

где $P_{\text{пруж}}$ – сопротивление пружины в сжатом состоянии.

Решая обратную задачу, можно определить требуемый диаметр цилиндра. Полученный расчетный диаметр цилиндра округляется до ближай-

шего большего значения по стандартному ряду в соответствии с ГОСТ 15608–81 для пневмопривода и по ГОСТ 6540–68 для гидропривода.

Содержание работы

Рассчитать параметры гидроцилиндров двустороннего действия по требуемому усилию зажатия полков и стенки двутавра при его сборке и сварке.

Сопоставить полученные значения со стандартными данными (табл. 4.3), указав требуемые размеры на эскизе цилиндра.

Таблица 4.3

Размеры гидроцилиндров двустороннего действия

D	d_1	d	d_2	d_3	d_4	D_1	L	l	l_1	l_2
40	M14×1,5	22	M12	M42	60	56	105	12	83	14
							130		110	
							125	32	103	
							150		130	
145	50	121								
170		148								
175	80	151								
200		178								
50	M14×1,5	25	M16	M48	70	67	110	16	87	
							153		114	
							125	32	103	
							150		130	
145	50	121								
170		148								
175	80	151								
200		178								
63	M14×1,5	32	M20	M56	80	80	115	16	91	16
							145		118	
							130	32	107	
							160		134	
150	50	124								
180		152								
180	80	155								
180		155								
80	M16×1,5	36	M24	M60	105	105	125	16	98	16
							150		124	
							140	32	114	
							165		140	
155	50	132								
185		158								
185	80	162								
215		188								

Окончание табл. 4.3

D	d1	d	d2	d3	d4	D1	L	l,	l1	l2
100	M16×1,5	45	M30	M72	125	125	125	16	98	16
							150		124	
							140	32	114	
							165		140	
155	50	132								
185		158								
							185	80	162	
							215		188	

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

В выводах отразить достоинства и недостатки рассчитанного прижима.

5. ПОВОРОТ И ВРАЩЕНИЕ СВАРИВАЕМЫХ ИЗДЕЛИЙ.

Практическое занятие № 1. Подбор и расчет одностоечного кантователя

Цель работы: Подобрать одностоечный кантователь для автоматической наплавки под слоем флюса торца обечайки диаметром 1020 мм с толщиной стенки 18 мм, учитывая, что допускаемое отклонение формы обечайки от цилиндрической способствует смещению её центра тяжести на 4 мм, а длина конструкции составляет 300 мм.

Задачи работы:

1. Подобрать частоту вращения планшайбы.
2. Рассчитать прочность кантователя.
3. Подобрать мощность электродвигателя.

Пояснения к работе

Основными параметрами кантователей являются грузоподъемность и крутящие моменты относительно оси вращения и опорной плоскости планшайбы. Кантователь подбирают по трем параметрам свариваемого изделия: по весу, расстоянию от центра тяжести до опорной плоскости планшайбы и от центра тяжести до оси вращения.

Если свариваемое изделие крепится через промежуточное приспособление, то необходимо учитывать общий вес конструкции и промежуточного приспособления, а расстояние от центра тяжести изделия до опорной плоскости планшайбы принимать с учетом высоты промежуточного приспособления. В этом случае одностоечные кантователи мо-

гут быть ограничены в применении. Ограничение накладывается благодаря одноопорному креплению изделия к планшайбе, которое при больших линейных размерах изделия может привести к возрастанию грузового изгибающего момента, действующего на шпindel кантователя, вследствие увеличения расстояния от центра тяжести изделия до опорной плоскости планшайбы.

Частота вращения n планшайбы (об/мин) определяется следующим образом:

$$n = \frac{V_{\text{св}}}{0,1884D}, \quad (5.1)$$

где $V_{\text{св}}$ – скорость сварки, м/ч; D – диаметр кругового шва, мм.

На рис. 5.1 представлена расчетная схема одностоечного кантователя.

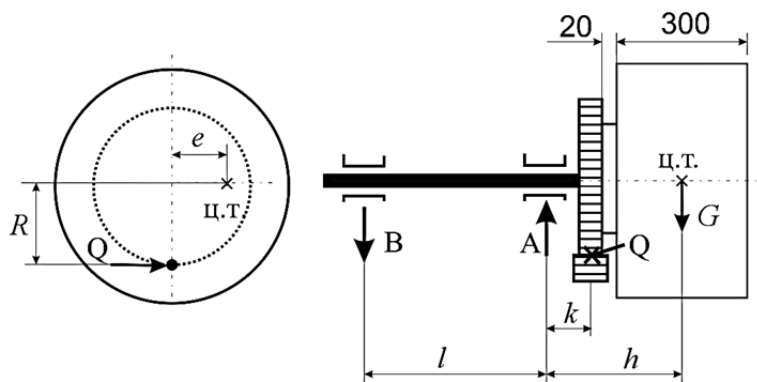


Рис. 5.1. Расчетная схема одностоечного кантователя с горизонтальным шпинделем и зубчатой парой на планшайбе

Расстояние k от вертикальной оси зубчатой передачи до оси подшипника качения в опоре A составляет 50 мм, расстояние l между опорами A и B составляет 500 мм. Диаметр зубчатого колеса 400 мм.

На схеме зубчатое колесо закреплено на консольной части шпинделя. Под действием силы тяжести изделия в опорах шпинделя, которыми являются подшипники, возникают реакции A и B , а шпindel подвергается изгибающему моменту. Наибольший изгибающий момент действует в опоре A . Он равен геометрической сумме двух изгибающих моментов, действующих во взаимно перпендикулярных плоскостях:

$$M_u = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}, \quad (5.2)$$

где $M_1 = Gh$ – грузовой момент, $M_2 = Qk$ – момент от действия окружного усилия на зубчатом колесе.

В свою очередь окружное усилие на зубчатом колесе равно

$$Q = \frac{M_{\text{кр}}}{R}. \quad (5.3)$$

Наибольший крутящий момент $M_{кр}$, преодолеваемый приводом вращателя или кантователя, равен

$$M_{кр} = Ge. \quad (5.4)$$

Полные усилия в подшипниках скольжения A и B будут равны геометрической сумме вертикальной и горизонтальной составляющих реакций опор:

$$A = \sqrt{\left(G \frac{l+h}{l}\right)^2 + \left(Q \frac{l+k}{l}\right)^2}; \quad (5.5)$$

$$B = \sqrt{\left(G \frac{h}{l}\right)^2 + \left(Q \frac{k}{l}\right)^2}. \quad (5.6)$$

Предлагаемый метод расчета (метод последовательных приближений) основан на предварительном определении диаметров шпинделя d_A и d_B по эскизной схеме и по действующим грузовым моментам с тем, чтобы последующим расчетом уточнить диаметры и снова ввести в формулу.

Для расчета методом последовательных приближений предлагается выбирать диаметры шпинделей из следующего ряда (мм): 45, 60, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320.

При подборе диаметра шпинделя в опорах необходимо иметь в виду, что нагрузка в опоре B будет меньше, чем в опоре A .

Суммарный момент сил трения в подшипниках будет равен

$$M_{тр} = 0,5f(Ad_A + Bd_B), \quad (5.7)$$

где d_A и d_B – диаметры шпинделя в подшипниках A и B , f – коэффициент трения в подшипниках.

Подобрав диаметры шпинделя в опорах, подставив их значения в формулу (7) и получив значение $M_{тр}$ необходимо провести проверочный расчет прочности шпинделя по формуле

$$\frac{10 \sqrt{M_{и}^2 + M_{тр}^2}}{d_A^3} \leq [\sigma], \quad (5.8)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на изгиб, принимаемое для стали 40Х в пределах 600...800 кгс/см².

Если неравенство не выполняется необходимо изменить диаметр шпинделя в опорах под подшипники и снова произвести проверочный расчет.

Мощность приводного электродвигателя определяется, исходя из величины наибольшего крутящего момента, действующего на оси кантователя или вращателя:

$$N = \frac{M_{кр} n}{97400\eta_0}, \quad (5.9)$$

где η_0 – общий КПД привода, определяемый как произведение КПД всех передач приводного механизма; n – частота вращения планшайбы (об/мин):

$$n = \frac{V_{св}}{0,1884D}, \quad (5.10)$$

где $V_{св}$ – скорость сварки, м/ч; D – диаметр кругового шва, мм.

В данной работе предлагается принять общий КПД привода равным 0,6.

Содержание работы

Проработать теоретический материал. Вычертить расчетную схему кантователя с указанием требуемых размеров. Для метода последовательных приближений принять диаметры шпинделя в опорах d_A и d_B из числа предложенных в работе. Определить крутящий момент $M_{кр}$. Вычислить окружное усилие на зубчатом колесе Q . Определить суммарный момент сил трения в подшипниках $M_{тр}$. Вычислить изгибающий момент $M_{и}$.

Произвести проверочный расчет прочности шпинделя в опоре A . Если условие не выполняется, по необходимо выбрать другие диаметры шпинделя в опорах и произвести расчеты заново.

Определить мощность приводного электродвигателя.

Сделать выводы по работе.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения. В выводах отразить достоинства и недостатки рассчитанного кантователя.

Практическое занятие №2. Подбор и расчет роликового станда

Цель работы: Подобрать роликовый кантователь для автоматической сварки кольцевого стыка обечайки из стали 12Х18Н10Т длиной 1000 мм, диаметром 800 мм с толщиной стенки 25 мм.

Задачи работы:

1. Подобрать количество роликов, их диаметр и расстояние между ними;
2. Рассчитать нагрузку на пару роликов, возникающую при сварке заданного изделия;
3. Подобрать мощность электродвигателя.

Пояснения к работе

Роликовые стелды представляют собой роликоопоры, монтируемые на осях вращения. В зависимости от веса и вида свариваемой конструкции в роликовом стелде делают приводными либо один ряд роликов, либо все ролики, либо переднюю пару роликов.

На рис. 5.2 представлена расчетная схема роликового стелда.

Действительная радиальная нагрузка на одну опору Q :

$$Q = \frac{G}{n \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (5.11)$$

где G – вес изделия, Н; n – число оборотов.

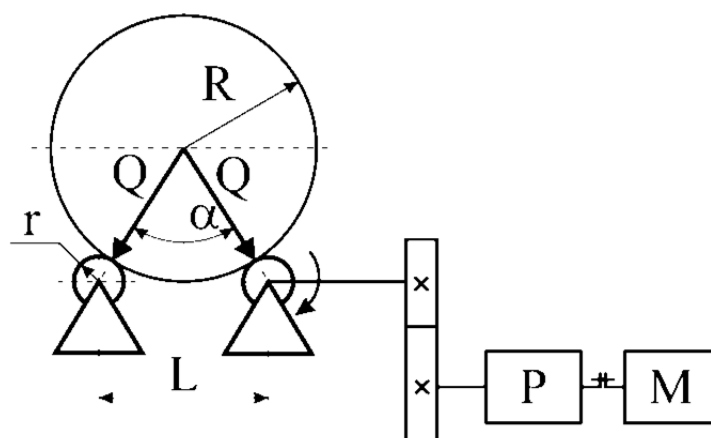


Рис. 5.2. Расчетная схема роликового стелда

Мощность двигателя будет определяться по приведенному моменту, который равен

$$M_{\text{пр}} = \frac{Gf_1 \left(\frac{R}{r} + 1\right)}{\cos\alpha}, \quad (5.12)$$

где f_1 – коэффициент трения качения; R – радиус изделия, мм; r – радиус ролика; α – угол от центра изделия между роликами.

Число оборотов можно найти из формулы

$$n = \frac{V}{\pi D}. \quad (5.13)$$

Мощность двигателя определяется в соответствии с формулой

$$N = \frac{M_{\text{пр}} n}{97400 \eta_0}, \quad (5.14)$$

где η_0 – общий КПД привода.

Диаметр ролика для стелда допускается принимать по табличным данным. В табл. 5.1 представлены типовые роликоопоры роликовых

стендов, где даны диаметр ролика, минимальный диаметр вращаемого изделия и номинальная нагрузка на одну опору, которую может выдержать данный ролик.

Таблица 5.1

Роликоопоры для роликовых стендов

Номинальная нагрузка на опору, тс	Минимальный диаметр изделия, м	Диаметр ролика, мм
0,25	0,3	410
0,5		
1,0	0,5	410
2,0	0,8	522
4,0		
8,0	0,8	522
16,0		

Угол α выбирается, исходя из условия статической устойчивости расположения вращаемого изделия на стенде. Угол можно выбрать из уже известной зависимости опорных реакций роликового стенда от центрального угла α (рис. 5.3).

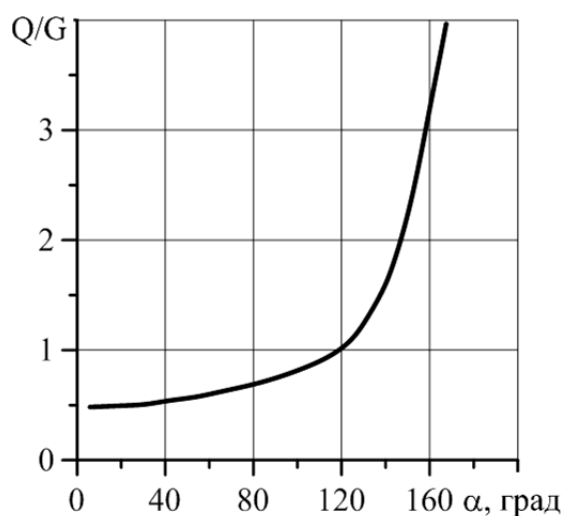


Рис. 5.3. Зависимость опорных реакций роликового стенда от центрального угла α

Исходя из представленной на рис. 5.3 зависимости, можно определить максимальный угол между роликоопорами.

Минимальный угол определяется условием статической устойчивости положения обечайки на стенде, которое может возникнуть при дисбалансе в случае наличия смещения центра тяжести. Потеря устойчивости и опрокидывание изделия наступает при критическом для данного угла α значении эксцентриситета:

$$e_{кр} = R \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (5.15)$$

Таким образом, можно выбрать определенный диапазон углов α , в котором будет безопасно вращение свариваемого изделия. В свою очередь, зная данный диапазон, можно подобрать диапазон диаметров свариваемых изделий, которые допустимо вращать на данном роликовом стенде.

$$D = \frac{L}{\sin \frac{\alpha}{2}} - D_p, \quad (5.16)$$

где L – расстояние между роликоопорами, мм; D_p – диаметр роликов по табл. 5.1, мм.

Подставляя минимальное и максимальное значение допустимых углов определяется минимально допустимый и максимально допустимый диаметр свариваемого изделия с помощью данного приспособления.

Содержание работы

Проработать теоретический материал. Вычертить расчетную схему роликового кантователя с указанием требуемых размеров и количества роликоопор по длине конструкции. Определить диапазон допускаемых углов между роликоопорами для заданной конструкции, предварительно выбрав диаметр роликов по табличным данным.

Определить диапазон диаметров свариваемых изделий, которые допускается сваривать на данном стенде. Определить нагрузку на одну роликоопору.

Подобрать мощность двигателя для вращения приводных роликов.

Сделать выводы по работе.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения. В выводах отразить достоинства и недостатки рассчитанного кантователя.

6. ОПОРНЫЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Практическое занятие № 1. Расчет нижней опорной балки на прочность

Цель работы: Подобрать форму и размеры нижней опорной балки приспособления из условия прочности конструкции.

Задачи работы:

1. Выбрать форму нижней опорной балки приспособления для сборки и сварки балки двутавровой.
2. Произвести расчет основания приспособления на прочность и жесткость.
3. Определить величину прогиба нижней опорной балки под действием тяжести от веса самой балки, собираемой в приспособлении конструкции, зажимных устройств и других механизмов с учетом давления зажимных усилий.

Пояснения к работе

В стационарных зажимных устройствах, установленных на полу цеха, нижняя продольная балка основания приспособления укрепляется на жестком основании фундамента, и поэтому её деформации и напряжения практически могут быть сведены к нулю путем соответствующего усиления фундамента. Если же нижняя балка будет установлена не на сплошном фундаменте, а на отдельных опорах, то её необходимо рассчитывать на жесткость и прочность.

Расчет основания приспособления на прочность и жесткость сводится к схеме расчета нижней опорной балки, опертой по двум концам и нагруженной равномерно распределенной нагрузкой (рис. 6.1).

Равномерно распределенная нагрузка q (кгс/мм²) будет складываться из требуемого усилия зажатия детали, собственного веса G_n опорной балки (кгс/мм²) и веса устанавливаемого изделия G_d (кгс/мм²):

$$q = 2P + G_n + G_d, \quad (6.1)$$

где P – требуемое усилие зажатия деталей, установленных на опорной балке (кгс/мм); G_n – собственный вес нижней балки (кгс/мм)

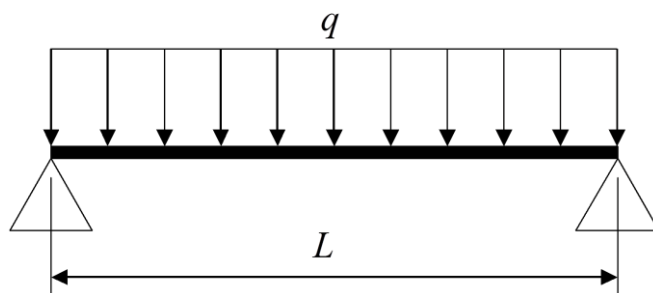


Рис. 6.1. Расчетная схема нижней опорной балки

Изгибающий момент под действием равномерно распределенной нагрузки будет равен:

$$M_{\text{изг}} = \frac{qL^2}{8} = \frac{(2P + G_n + G_d)L^2}{8}. \quad (6.2)$$

Под действием изгибающего момента прогиб нижней балки (f) составит

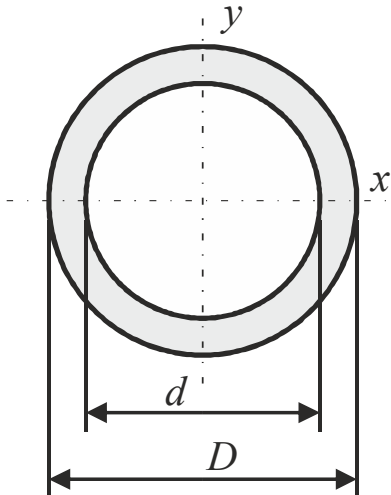
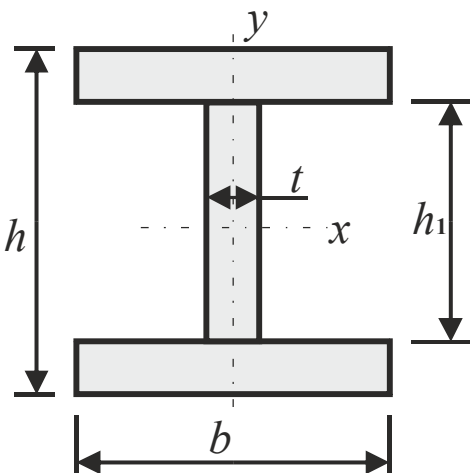
$$f = \frac{5}{384} \frac{qL^4}{EI} = \frac{5}{384} \frac{(2P + G_n + G_d)L^4}{EI}, \quad (6.3)$$

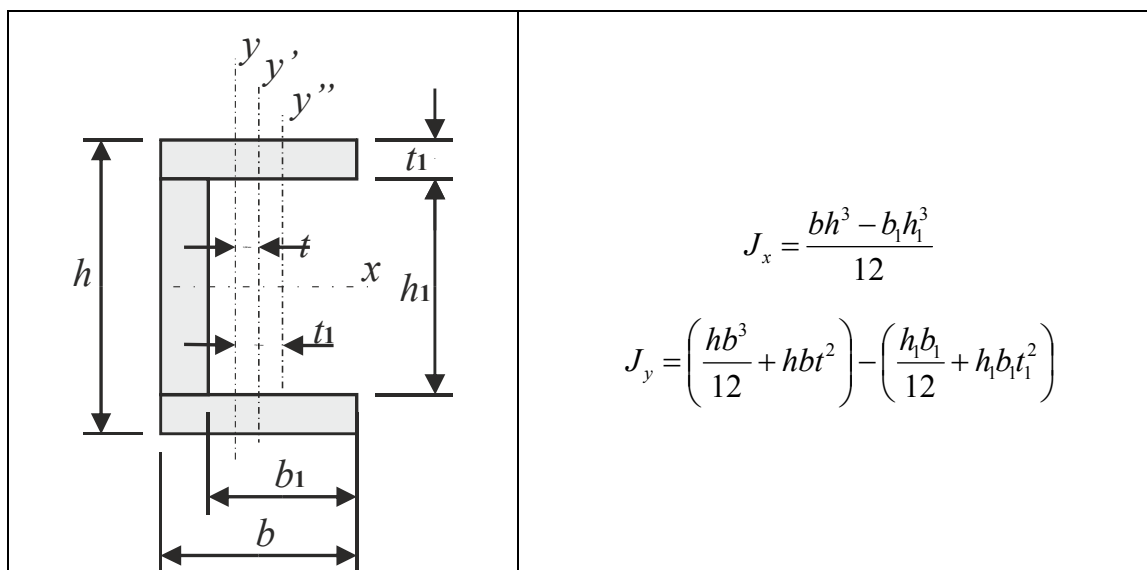
где E – модуль упругости, МПа; I – момент инерции сечения балки, см⁴.

Значения моментов инерции представлены в ГОСТах на соответствующий металлопрокат. Для нестандартных размеров проката методика вычисления моментов инерции представлена в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Моменты инерции для распространенных сечений балок, имеющих нестандартные размеры

Вид сечения	Моменты инерции, см ⁴
	$J_x = J_y = \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right)$
	$J_x = \frac{bh^3 - 2 \frac{b-t}{2} h_1^3}{12}$ $J_y = \frac{h_1 t^3}{12} + \frac{2 \frac{h-h_1}{2} b^3}{12}$



Величина прогиба нижней опорной балки приспособления сказывается на перемещении конца электрода в вертикальной плоскости при автоматической сварке. Изменение вылета электрода за счет упругого деформирования опоры будет равно прогибу, величина которого должна быть меньше величины, допускаемой по технологии сварки. В некоторых случаях для устранения изменения вылета электрода при автоматической сварке принимаются специальные меры по предварительному обратному выгибу направляющих для сварочного автомата.

Содержание работы

Проработать теоретический материал.

В соответствии с разработанной принципиальной схемой приспособления для сборки и сварки балки двутавровой для своего варианта подобрать конструкцию основания приспособления. При проектировании основания приспособления необходимо соблюдать следующие условия: основание приспособления должно быть технологичным, иметь рациональное конструктивное оформление, обладать малой массой и быть компактным.

Проектировать основание приспособления необходимо в виде сварных каркасов, набранных из различного профильного проката.

Следуя методике расчета, представленной в пояснениях к работе, проверить основание на жесткость и прочность. По результатам работы сделать соответствующие выводы.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

Практическое занятие № 2. Расчет верхней опорной балки на прочность

Цель работы: Подобрать форму и размеры верхней балки приспособления из условия прочности конструкции.

Задачи работы:

1. Выбрать форму верхней балки приспособления для удержания зажимных механизмов при сборке и сварке балки двутавровой.
2. Произвести расчет верхней балки приспособления на прочность и жесткость с учетом использования ряда зажимных устройств по длине свариваемой конструкции.
3. Определить величину прогиба верхней балки под действием тяжести от веса самой балки, расположенных на ней зажимных устройств и других механизмов с учетом давления зажимных усилий.

Пояснения к работе

Верхняя балка является опорой зажимного клавишного устройства и несущей конструкцией для рельсового пути сварочного автомата. Следовательно, необходимо проводить расчеты на прочность и жесткость, чтобы упругая деформация балки не превышала допускаемой величины, что требуется для точного положения электрода относительно линии шва.

Схема расположения действующих сил в поперечном сечении балки представлена на рис. 6.2.

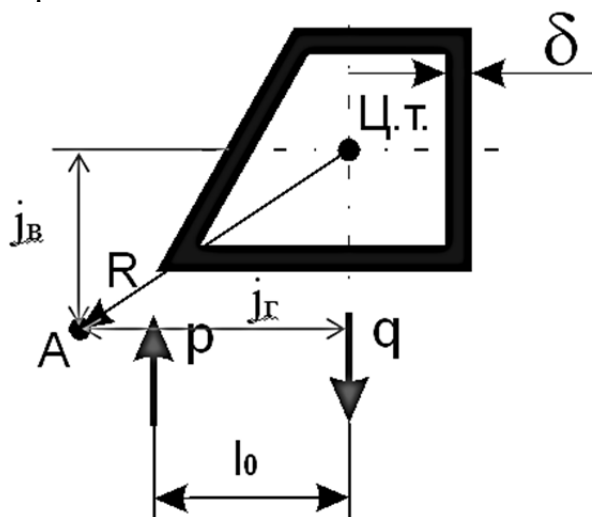


Рис. 6.2. Схема расположения действующих сил в поперечном сечении балки

Расчет ведется по заданному погонному прижимному усилию (p , кгс/см). При этом учитывается собственный вес балки и закрепленных на ней устройств, приходящийся на единицу длины балки (g , кгс/см).

Важно отметить, что собственный вес рельсового пути для сварочного автомата несколько уменьшает нагрузку балки от работающих зажимов, тогда равномерно распределенная нагрузка будет равна

$$q = p - g. \quad (6.4)$$

Под действием q балка будет работать на изгиб, а под действием p – на кручение.

Наибольший изгибающий момент будет посередине балки:

$$M_{\text{и}} = \frac{qL^2}{8} \quad (6.5)$$

Максимальное напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W}, \quad (6.6)$$

где W – момент сопротивления.

Сравниваем полученное напряжение с пределом упругости.

Под действием равномерно распределенной нагрузки в центре балки будет прогиб:

$$f = \frac{5}{384} \frac{qL^4}{EI}. \quad (6.7)$$

Так как балка нагружена крутящим моментом ($M_{\text{кр}} = p \cdot l_0$), равномерно приложенным по всей её длине, то она дополнительно к изгибающему моменту приобретает деформацию скручивания.

Для консольной балки трубчатого или трапецеидального сечения напряжение при скручивании

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{2F\delta}, \quad (6.8)$$

где F – площадь, ограниченная срединной линией (рис. 6.2).

Деформация кручения может оказать влияние на отклонение электрода:

$$\alpha = \frac{pl_0sL^2}{32F^2G\delta}, \quad (6.9)$$

где δ – толщина стенки; G – модуль сдвига, характеризует упругие свойства материала.

Модуль сдвига прямо пропорционален модулю Юнга (E) и обратно пропорционален коэффициенту Пуассона (ν):

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}. \quad (6.10)$$

Таким образом, при совместном действии изгиба и кручения электрод может отклоняться в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Максимальное отклонение будет в момент нахождения сварочного автомата посередине балки. В результате изгиба электрод переместится

вверх на величину прогиба балки. При скручивании балки конец электрода A отклонится вверх по дуге окружности, описанной радиусом R из центра кручения.

Перемещение по дуге окружности

$$j = R\alpha \quad (6.11)$$

Тогда горизонтальная и вертикальная составляющие этого перемещения определяются как произведение α на величину расстояния от конца электрода до центра тяжести, соответственно по горизонтали и по вертикали

$$j_v = \alpha h_v, \quad (6.12)$$

$$j_r = \alpha h_r. \quad (6.13)$$

Эти отклонения должны быть близки к допустимым пределам по технологии сварки. Для их уменьшения или полного устранения рекомендуется при монтаже направляющих рельсов для сварочного автомата устанавливать и закреплять их на балке при включенном зажимном устройстве.

Именно при таком упругодеформированном состоянии опорной балки следует выверять прямолинейность и параллельность направляющих относительно оси свариваемого стыка.

Учитывая возможный прогиб нижней опорной балки, рассчитанный ранее, можно найти суммарное отклонение электрода от центра сварного шва по вертикальной оси.

Содержание работы

Проработать теоретический материал.

В соответствии с разработанной принципиальной схемой приспособления для сборки и сварки балки двутавровой для своего варианта подобрать конструкцию верхней балки приспособления с учетом перемещения на ней сварочного аппарата для автоматической сварки конструкции.

Следуя методике расчета, представленной в пояснениях к работе, проверить верхнюю балку на жесткость и прочность. По результатам работы сделать соответствующие выводы.

Найти возможное суммарное отклонение электрода от оси сварного шва в случае прогиба нижней опорной и верхней балок приспособления.

Результаты работы представить в виде отчета, оформленного на листах формата А4. В отчете отразить цель и задачи работы. Привести подробное описание решения поставленных задач в порядке их выполнения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хайдарова А.А. Сборочно-сварочные приспособления. Этапы конструирования: учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2013 – 132 с.
2. Азаров Н.А. Конструирование и расчет сварочных приспособлений – Томск: Изд-во ТПУ, 2009. – 48 с.
3. Севбо П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования – Киев: Наукова думка, 1978. – 399 с.
4. Евстифеев Г.А. Средства механизации сварочного производства: Конструирование и расчет / Г.А. Евстифеев, И.С. Веретенников. – М.: Машиностроение, 1977. – 96 с.
5. Анзин А.К. Слесарно-сварочные приспособления в самолетостроении / А.К. Анзин, А.Я. Бродский, Н.Т. Швецов. – М.: Оборонгиз, 1949. – 314 с.
6. Дмитриев В.А. Расчет приспособлений на точность / В.А. Дмитриев, С.А. Немыткин. – Самара: Изд-во Самарского государственного технического университета, 2009. – 92 с.
7. Новожилов Э.Д. Приспособления в единичном производстве – М.: Машиностроение, 1984. – 71 с.
8. Таубер Б.А. Сборочно-сварочные приспособления и механизмы – М.: Машгиз, 1951. – 415 с.
9. Шишкин В.П. Основы проектирования станочных приспособлений. Теория и задачи: учебное пособие / В.П. Шишкин, В.В. Закураев. – М.: НИЯУ МИФИ, 2010. – 288 с.
10. Рыморов Е.В. Конструирование и расчет сварочных приспособлений: учебное пособие для вузов – Брянск, Ин-т транспортного машиностроения, 1987. – 88 с.
11. Универсально-сборные приспособления для сборки под сварку металлоконструкций длиной 1000–5000 мм: альбом / НИИИнформтяжмаш; сост. А.С. Шац и др. – М.: Б.И., 1970. – 98 с.
12. Косов Н.П. Технологическая оснастка: вопросы и ответы / Н.П. Косов, А.Н. Исаев, А.Г. Схиртладзе – М.: Машиностроение, 2007. – 305 с.
13. Бурдаков С.Ф. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов / С.Ф. Бурдаков, В.А. Дьяченко, А.Н. Тимофеев – М.: Высш. школа, 1985. – 262 с.
14. Белоусов А.П. Проектирование станочных приспособлений: учебное пособие для учащихся техникумов. – М.: Высш. Школа, 1980. – 240 с.
15. Горохов В.А. Проектирование и расчет приспособлений – Минск.: Наука и техника, 1986. – 240 с.

16. Черпаков Б.И. Технологическая оснастка: учебник для учреждений сред. проф. образования – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 288 с.
17. Микитянский В.В. Точность приспособлений в машиностроении – М.: Машиностроение, 1984. – 128 с.
18. Гитлевич А.Д. Механизация и автоматизация сварочного производства: учебное пособие / А.Д. Гитлевич, Л.А. Этингер – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 280 с.
19. Скворцов В.Ф. Основы размерного анализа технологических процессов изготовления деталей: учебное пособие – Томск: Изд-во ТПУ, 2006. – 99 с.

Учебное издание

ХАЙДАРОВА Анна Александровна
ГНЮСОВ Сергей Федорович

ПРАКТИКУМ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ СВАРОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Учебное пособие

Научный редактор
кандидат технических наук Р.И. Дедюх


Корректурa А.А. Цыганкова
Компьютерная верстка В.В. Михалев
Дизайн обложки Т.В. Буланова

Подписано к печати 10.07.2014. Формат 60x84/16. Бумага «Снегурочка».
Печать XEROX. Усл. печ. л. 3,72. Уч.-изд. л. 3,37.
Заказ 765-14. Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Издательства Томского политехнического университета
сертифицирована в соответствии с требованиями ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru