



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
**ИНСТИТУТ ТЕХНОЛОГИЙ (ФИЛИАЛ) ФЕДЕРАЛЬНОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
В Г. ВОЛГОДОНСКЕ РОСТОВСКОЙ ОБЛАСТИ**

(Институт технологий (филиал) ДГТУ в г. Волгодонске)



Методические указания
по дисциплине
«Конструирование сборочно-сварочных приспособлений»
для обучающихся по направлению подготовки
15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств
профиль Технология машиностроения

2020 года набора

Волгодонск
2021

Лист согласования

Методические указания по дисциплине «Конструирование сборочно-сварочных приспособлений» составлены в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования по направлению подготовки (специальности)

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

Рассмотрены и одобрены на заседании кафедры «ТСиИТ» протокол № 10 от «26» апреля 2021 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Практическая работа №1. Принципиальная схема приспособления для сборки и сварки балки двутавровой.....	4
Практическая работа № 2. Винтовые зажимы.....	16
Практическая работа №3. Подбор и расчет роликового стенда.....	22
Практическая работа № 4. Рычажные прижимы. Пневматические и гидравлические приводы зажимных устройств.....	25
Практическая работа № 5. Подбор и расчет одностоечного кантователя.....	33
Практическая работа №6. Расчет ходовой части и механизма передвижения сварочной тележки.....	37

Практическая работа №1. Принципиальная схема приспособления для сборки и сварки балки двутавровой.

Цель работы: Разработать принципиальную схему приспособления для сборки и сварки балки двутавровой, схема базирования для которой была разработана на практическом занятии №1. Выявить и рассчитать размерные цепи сварной конструкции и разрабатываемого приспособления, исходя из его принципиальной схемы, разработанной в 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.
3. Выявить и рассчитать размерные цепи сварной конструкции.
4. Выявить и рассчитать размерные цепи будущего приспособления.

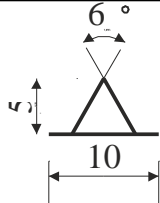



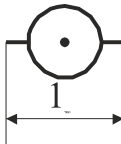
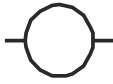



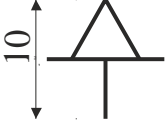


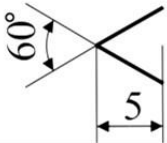
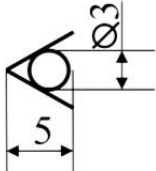
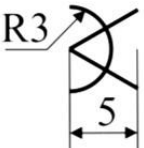
Пояснения к работе

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. 1.1. 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. 1.2.

Таблица 1.1
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. 1.1.

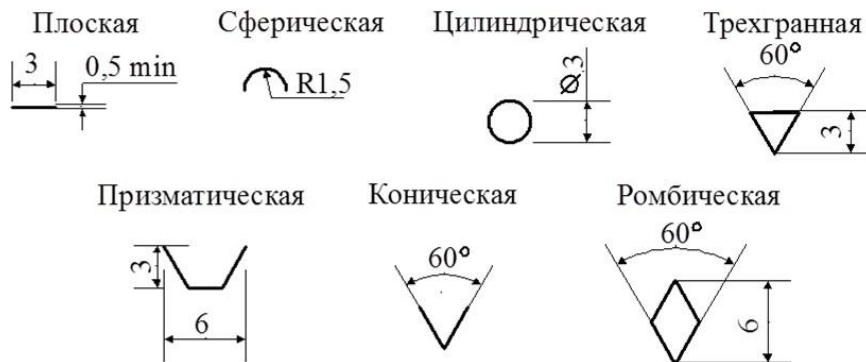


Рис. 1.1. Условное обозначение форм рабочих поверхностей установочных элементов приспособлений

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. 1.2 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.

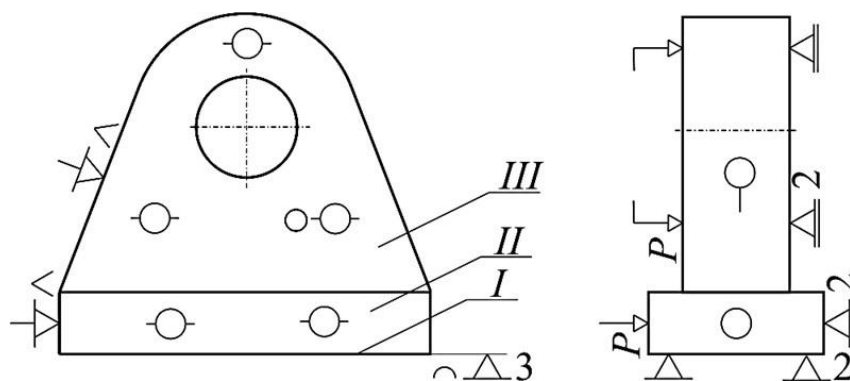


Рис. 1.2. Принципиальная схема приспособления для сборки проушины

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.

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 обеспечивают 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. 1.3).

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 (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 (A_2)[←], или знаком «-».

Компенсирующее звено – составляющее звено размерной цепи, изменением значения которого достигается требуемая точность замыкающего звена. Обозначается соответствующей буквой, заключенной в прямоугольник A_3 . Например, величина зазора в свариваемой конструкции (рис. 1.3).

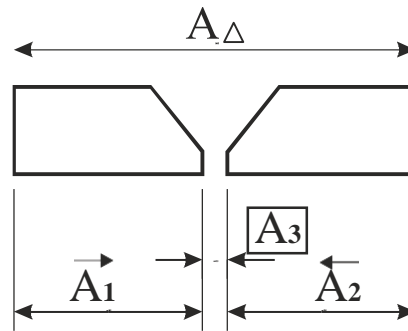


Рис. 1.3. Размерная цепь с компенсирующим звеном

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 многозвенных 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:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{i=1}^k \overleftarrow{A}_i, \quad (1.1)$$

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

Уравнение допусков:

$$T_{\Delta}(\omega_{\Delta}) = \sum_{i=1}^p \Delta T_i. \quad (1.2)$$

Уравнения отклонений:

$$ES_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \vec{ES}_i - \sum_{i=1}^k \overleftarrow{EI}_i, \quad (1.3)$$

$$EI_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \overleftarrow{EI}_i - \sum_{i=1}^k \vec{ES}_i. \quad (1.4)$$

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

$$T_{\Delta}(\omega_{\Delta}) = k \sqrt{(\sum_{i=1}^p \Delta T_i)^2} . \quad (1.5)$$

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. 1.4, погрешность замыкающего звена составит

$$\delta A_{\Delta} = \delta L = k \sqrt{\sum_{j=1}^n (\delta l_j)^2 + \sum_{i=1}^{n-1} (\delta b_i)^2} . \quad (1.6)$$

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!***

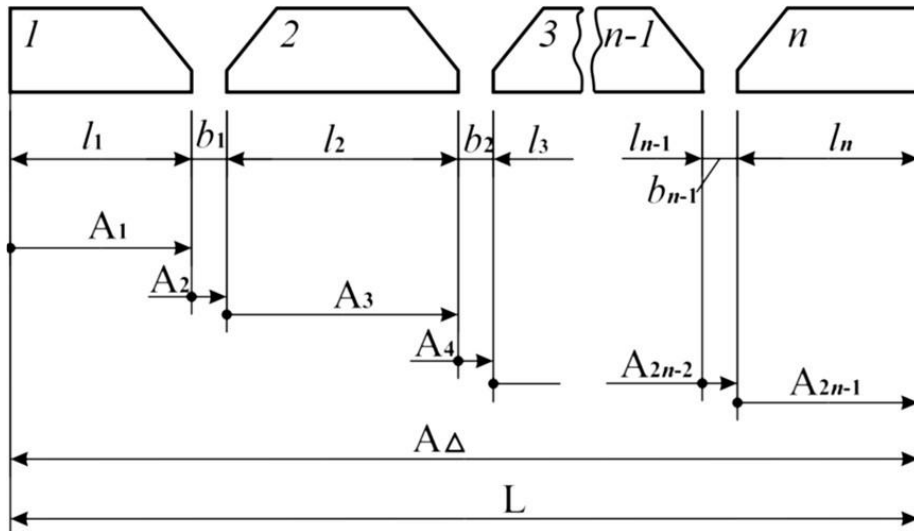


Рис. 1.4. Сборочная размерная цепь из нескольких элементов

Используя это правило при производстве конструкций, можно добиться требуемой точности сборки при случайных сочетаниях погрешностей без каких-либо специальных технологических приемов и подготовочных 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. 1.5 показана размерная цепь приспособления. Собранная по габариту конструкция образует размерную цепь A , замыкающим звеном которой является зазор A_Δ .

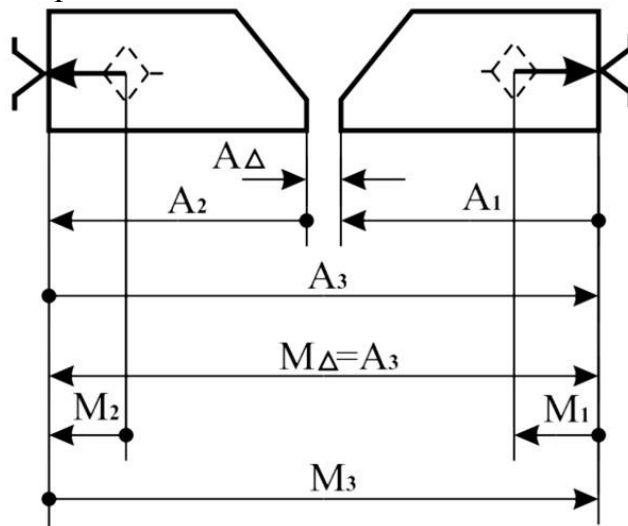


Рис. 1.5. Размерная цепь при сборке в приспособлении

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. 1.2 представлены допуски на зазоры у опор и упоров сборочных приспособлений – погрешности базирования.

Таблица 1.2

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. 1.2), 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.

Практическая работа № 2. 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. 2.1).

Из условий прочности находится внутренний диаметр винта:

$$d_{\text{вин}} = \sqrt{\frac{1,27 \cdot P \cdot z}{[\sigma]_{\text{доп}}}}, \quad (2.1)$$

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. 2.1). 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

$$P = \left[\frac{Ql}{r \operatorname{tg} \left(\alpha + \rho + \frac{\mu D}{2} \right)} \right]_{\text{сп}}, \quad (2.2)$$

где Q – усилие, прикладываемое на рукоятке винта, обычно равно 10...15 Н; l – радиус рукоятки, мм; $r_{\text{сп}}$ – 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

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \beta}, \quad (2.3)$$

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 $\rho = 5^\circ 43'$.

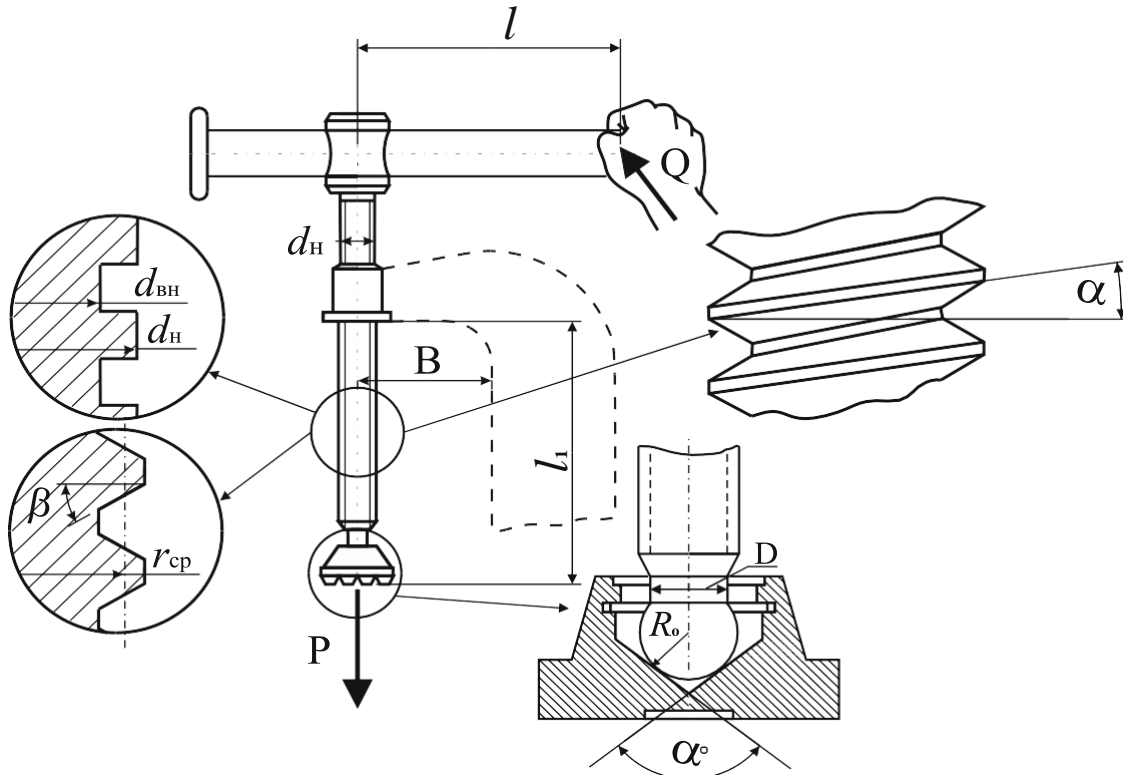


Рис. 2.1. Элементы винтового прижима

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 : $\square \square \square$.

Напряжение сжатия будет определяться как

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{1,27P}{d_{\text{BH}}^2}. \quad (2.4)$$

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

Проверка на продольный изгиб осуществляется следующим образом:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{1,27zP}{d_{\text{BH}}^2 \varphi} \leq \sigma_{\text{дон}}, \quad (2.5)$$

где φ_0 – коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения на сжатие, определяемый по графику, представленному на рис. 2.2.

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:

$$r_0 = \sqrt{\frac{0,05d_{\text{вн}}^2}{F}}, \quad (2.6)$$

где F – площадь сечения винта по внутреннему его диаметру.

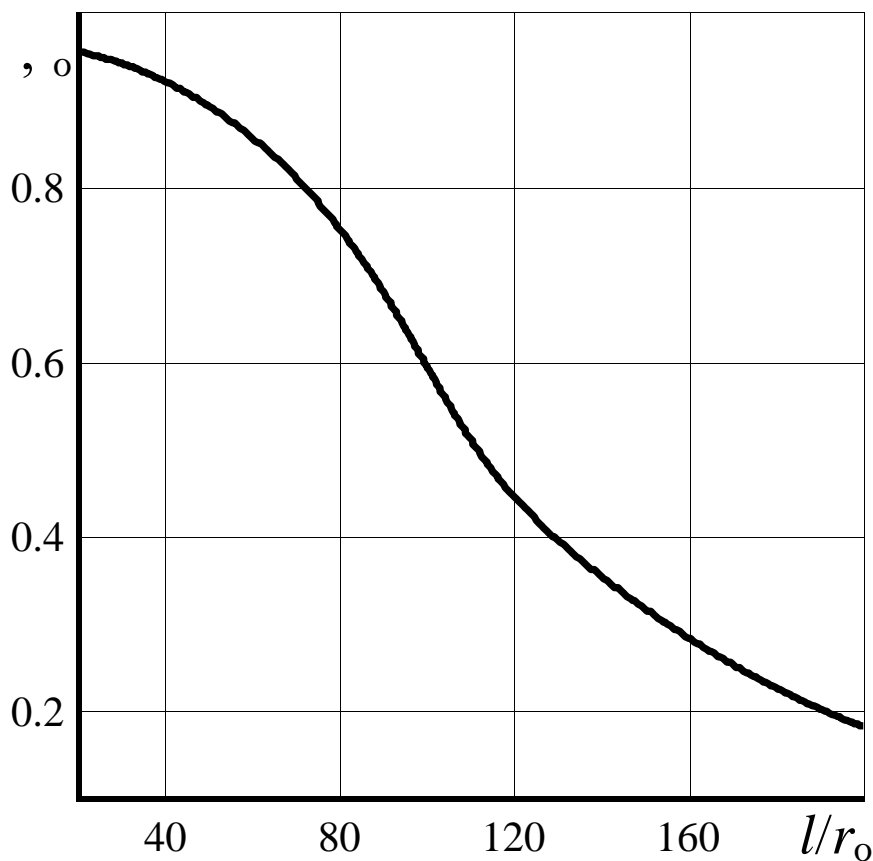


Рис. 2.2. График определения коэффициента уменьшения основного допускаемого напряжения на сжатие

Напряжение кручения определяется по формуле

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W}. \quad (2.7)$$

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

$$M_{\text{кр}} = P \cdot \text{tg}(\alpha + \rho) \cdot r + \frac{1}{3} P \cdot R_0 \cdot f \cdot \text{ctg} \alpha^0, \quad (2.8)$$

где f – коэффициент трения, равный 0,2.

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

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau^2} . \quad (2.9)$$

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

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau^2} . \quad (2.10)$$

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

Расчет гайки заключается в определении количества витков резьбы:

$$n = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{вн}^2) p_0} , \quad (2.11)$$

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

$$H = \frac{nS}{m} , \quad (2.12)$$

где S – шаг винта; m – число заходов.

Гайку необходимо проверить на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{P \frac{d_n - d_{вн}}{8}}{\frac{\pi d_n^3 b nr}{6}} = \frac{3 P d_n d_{вн}}{4 \pi d_n^3 b nr} , \quad (2.13)$$

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. 2.1):

$$M_u = PB . \quad (2.14)$$

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

Расчитать диаметр винта прижима и подобрать размеры прижима, конструкция которого указана на рис. 2.3, в соответствии со стандарт-

ными данными, приняв ближайший наибольший диаметр винта потабл. 2.1.

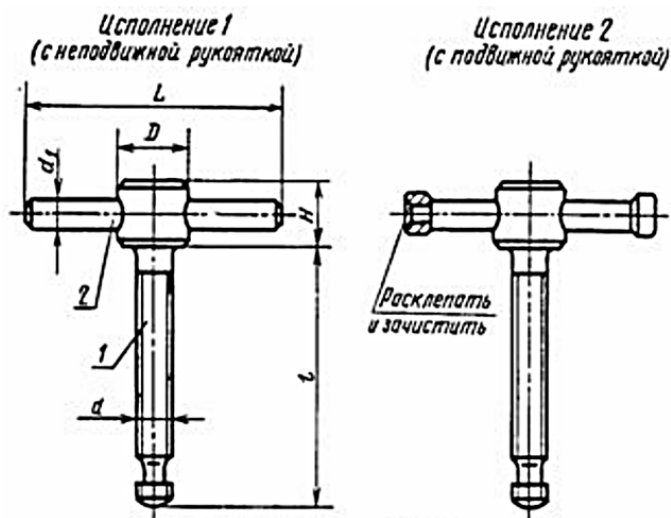


Рис. 2.3. Конструкция нажимных винтов по ГОСТ 13431–68

Таблица 2.1
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 прижимас учетом его достоинств и недостатков.

Практическая работа №3. Подбор и расчет роликового стенда.

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

На рис. 3.1 представлена расчетная схема роликового стенда.

Действительная радиальная нагрузка на одну опору Q :

$$Q = \frac{G}{n \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (3.1)$$

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

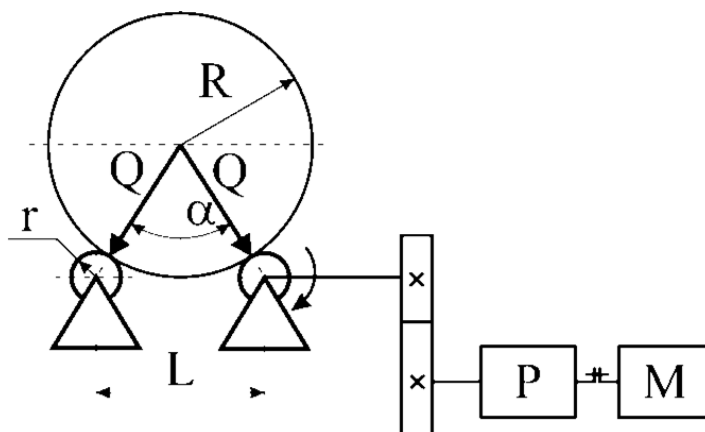


Рис. 3.1. Расчетная схема роликового стенда

Мощность двигателя будет определяться по приведенному моменту, который равен

$$M_{пр} = \frac{Gf \left(\frac{R}{r} + 1 \right)}{\cos \alpha}, \quad (3.2)$$

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

$$n = \frac{V}{\pi D}. \quad (3.3)$$

Мощность двигателя определяется в соответствии с формулой

$$N = \frac{M n}{97400 \eta_0}, \quad (3.4)$$

где η_0 – общий КПД привода.

Диаметр ролика для стенда допускается принимать по табличным данным. В табл. 3.1 представлены типовые роlikоопоры роlikовых стендов, где даны диаметр ролика, минимальный диаметр вращаемого изделия и номинальная нагрузка на одну опору, которую может выдержать данный ролик.

Таблица 3.1

Роlikоопоры для роlikовых 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 роlikового стенда от центрального угла α (рис. 3.3).

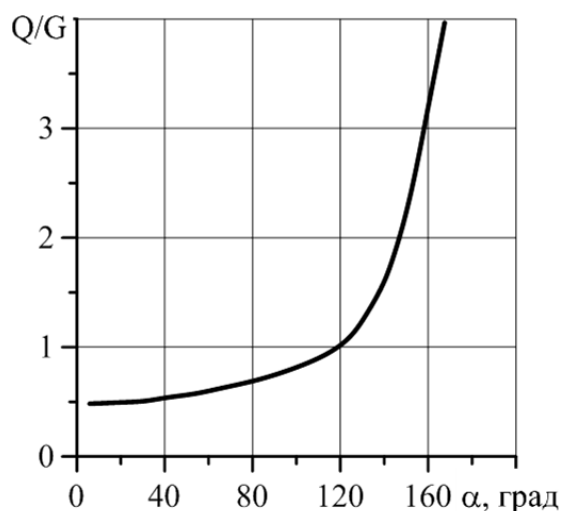


Рис. 3.3. Зависимость опорных реакций роlikового стенда от центрального угла α

Исходя из представленной на рис. 3.3 зависимости, можно определить максимальный угол между роlikоопорами.

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: $e_{кр} = R \sin \alpha$. (3.5)

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.

$$D = \frac{L_{\alpha}}{\sin \alpha} - D_p, \quad (3.6)$$

где L – расстояние между роликоопорами, мм; D_p – диаметр роликов по табл. 3.1, 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.

Практическая работа № 4. Рычажные прижимы. Пневматические и гидравлические приводы зажимных устройств.

Цель работы: с учетом усилий, возникающих в приспособлении рассчитать рычажно-клещевое зажимное устройство для поджатия полки. С учетом усилий, возникающих в приспособлении при сборке и сварке балки двутавровой рассчитать пневматический или гидравлический привод зажимного устройства для поджатия полок двутавра.

Задачи работы:

1. Ознакомиться с видами рычажных зажимных устройств и мето-

дами их расчета.

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

3. Ознакомиться с видами пневматических и гидравлических видов зажимных устройств и методами их расчета.

4. По требуемому усилию закрепления деталей произвести расчет пневматического или гидравлического зажимного устройства, предварительно выбрав один из них.

Пояснения к работе.

Из всего многообразия схем действия сил рычажных прижимов можно выделить три основные и наиболее часто применяемые схемы (рис. 4.1). Схема, представленная на рис. 4.1, 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:

$$Q = \frac{Pl}{L}. \quad (4.1)$$

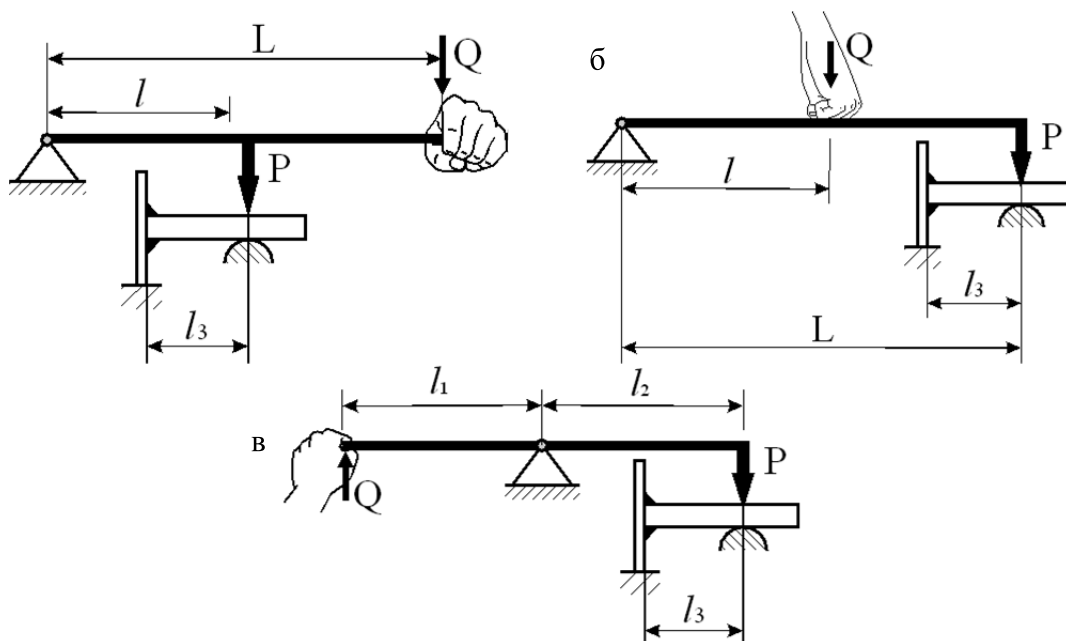
Схема, представленная на рис. 4.1, б, используется при необходимости увеличения хода прижима, тогда усилие, прикладываемое к зажиму, будет равно

$$Q = \frac{PL}{l}. \quad (4.2)$$

Для лучшей компоновки сборочного приспособления используется схема действия сил, представленная на рис. 4.1, в. Усилие, прикладываемое к рычагу, определяется из соотношения

$$Q = \frac{Pl_2}{l_1}. \quad (4.3)$$

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



*Рис. 4.1. 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 допустимым ($P_{\text{доп}}$):

$$P_{\text{доп}} l_3 = W[\sigma], \quad (4.4)$$

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

$$P_{\text{доп}} = \frac{bh^2 [\sigma]}{6l_3}. \quad (4.5)$$

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

$$\Delta_0 = l_3 \text{tg} \alpha, \quad (4.6)$$

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

$$f = \frac{P l_3^2}{3EI}, \quad (4.7)$$

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. 4.2).

В этом случае реализуется схема рычажных прижимов с пневматическим приводом.

Привод передает усилие цилиндра через промежуточный распорный рычаг длиной l , расположенный под углом $5...10^\circ$ 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

$$P = Q \operatorname{tg} \left(\alpha + \arcsin f \frac{d}{l} \right), \quad (4.8)$$

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

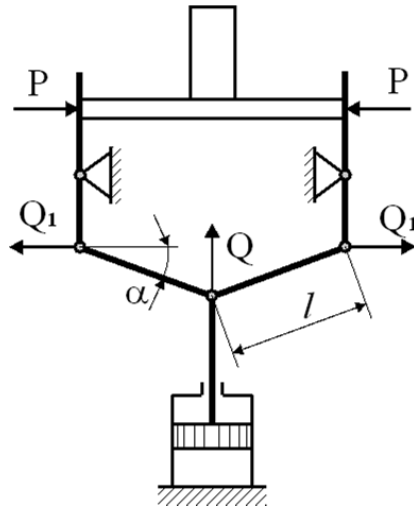


Рис. 4.3. Схема рычажно-клевцевого зажимного устройства

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

Размеры прижимных рычагов определяются из стандартных расчетов на прочность:

$$W = \frac{M}{[\sigma]}, \quad (4.9)$$

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.

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 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 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. 4.4 представлен гидроцилиндр двустороннего действия.

В цилиндрах двустороннего действия при толкающем движении штока

$$P = Q \frac{\pi D^2}{4} \eta, \quad (4.10)$$

при обратном (тянущем) движении штока:

$$P_{\text{обр}} = Q \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \eta, \quad (4.11)$$

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).

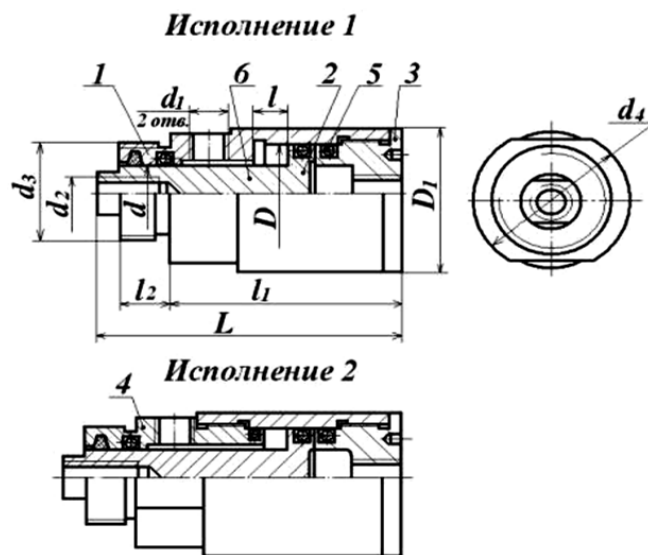


Рис. 4.4. Гидравлический цилиндр двустороннего действия

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

$$P = Q \frac{\pi D^2}{4} \eta - P_{\text{пруж}}, \quad (4.12)$$

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. 4.1), указав требуемые размеры на эскизе цилиндра.

Таблица 4.1

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. 4.1

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.

Практическая работа № 5. 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 допусковое 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 шпиндель 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.

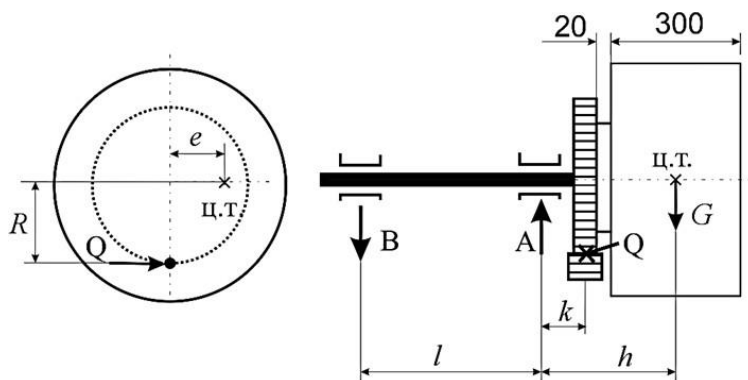


Рис. 5.1. Расчетная схема одностоечного кантователя с горизонтальным шпинделем и зубчатой парой на планшайбе

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 шпиндель 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

$$Q = \frac{M}{R}^{\text{сп}}. \quad (5.3)$$

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 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

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

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на изгиб, принимаемое для стали 40Хв 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:

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

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

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

где $V_{\text{св}}$ – 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 $M_{\text{кр}}$. Вычислить окружное усилие на зубчатом колесе Q . Определить суммарный момент сил трения в подшипниках $M_{\text{тр}}$. Вычислить изгибающий момент $M_{\text{и}}$.

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.

Практическая работа №6. Расчет ходовой части и механизма передвижения сварочной тележки.

1. Цель.

Научиться рассчитывать один из трех основных узлов сварочной тележки, а именно, ходовой части и механизма передвижения сварочной тележки.

2. Общие положения.

Сварочные тележки глгольного типа (ГТ) широко применяются в типовых универсальных и специализированных установках для автоматической сварки круговых и прямых швов любой протяженности (рис. 6.1).

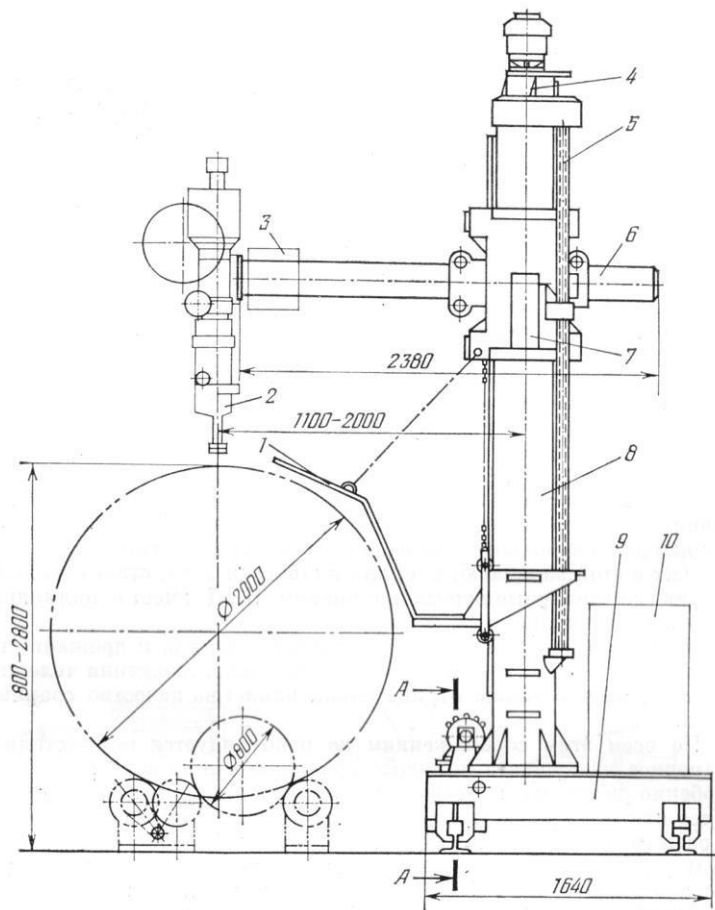


Рис. 6.1 – Глагольная тележка ГТ-1: 1 – щиток-подлокотник; 2 – сварочная головка; 3 – пульт управления; 4 – механизм подъема каретки; 5 – подъемный винт; 6 – выдвижная штанга; 7 – каретка; 8 – колонна; 9 – тележка; 10 – шкаф аппаратуры управления

Название этих тележек объясняется их внешним сходством с буквой "Г" ("глаголь"). ГТ представляет собой самоходную трехколесную платформу 3, на которой смонтирована одна из типовых передвижных колонн в поворотном или неповоротном исполнении (колонны (рис. 6.2) – это устройства для установочных перемещений сварочного аппарата по трем взаимно перпендикулярным направлениям: два перемещения – прямолинейные (вертикальное и горизонтальное) и одно – круговое, поворотное вокруг оси колонны).

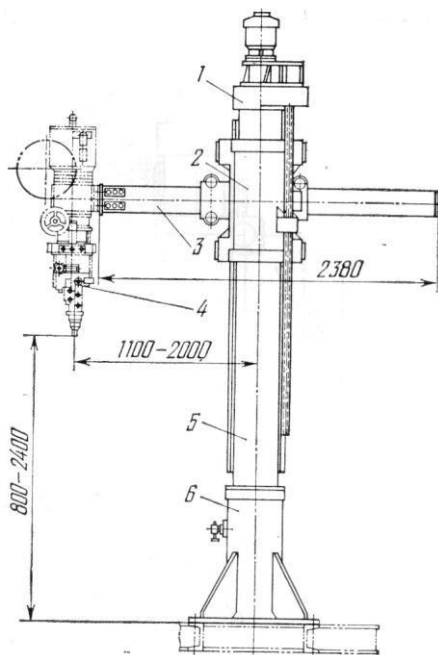


Рисунок 6.2 – Поворотная колонна ПК-1

Наличие трех колес вместо обычных четырех обеспечивает тележке устойчивое положение на рельсах. Ходовая часть ГТ состоит из двух приводных колес 1, движущихся по переднему рельсу колеи, и одного холостого 15, передвигающегося по заднему рельсу. Боковые ролики 11 и 13 в ходовых колесах под действием пружины всегда плотно прижаты к головке рельса и таким образом обеспечивают безлюфтовое движение тележки по рельсу и отсутствие самопроизвольных ее смещений. В этом случае к переднему рельсу колеи предъявляются повышенные требования в части его прямолинейности не только в вертикальной плоскости (что необходимо для обоих рельсов), но и в горизонтальной (что не обязательно для заднего рельса). Эти требования обусловлены технологией сварки прямолинейных швов с минимальными отклонениями от прямой, чтобы избежать непрерывной коррекции направления электрода по шву.

Назначение глагольных тележек: сварка круговых и прямолинейных швов любой протяженности. Отличие глагольной тележки от велосипедной: тележка передвигается по наземной двухрельсовой колеи и не нуждается в верхнем монорельсе. Отсутствие верхних опорных роликов и верхнего рельса уменьшает вибрацию, которая может передаваться на тележку от цеховых мостовых кранов.

Основными узлами для расчета тележек являются:

- механизм передвижения и ходовая часть тележки;
- механизм подъема и выдвижения консольной штанги;
- несущая конструкция.

Велосипедная тележка *ВТ – 1* (рис. 6.3) состоит из двух однорельсовых шасси: нижнего *9* с двумя ходовыми бегунками и приводом *10* на один из них или на оба и верхнего с двумя опорными холостыми роликами *5*, движущимися по верхнему направляющему монорельсу (швеллеру) и удерживающими тележку от опрокидывания.

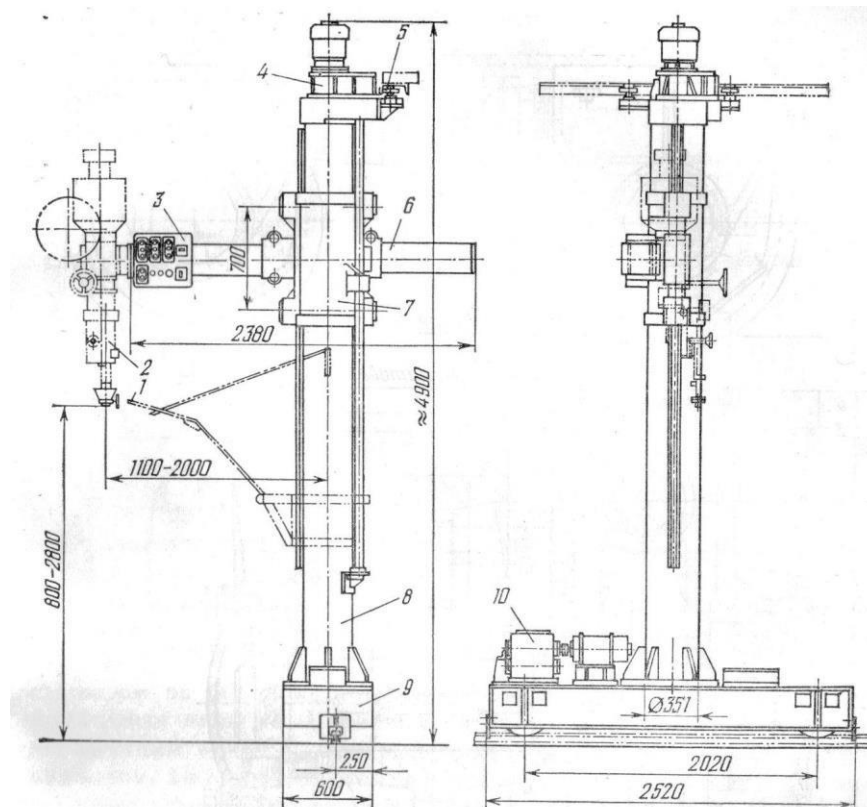


Рис. 6.3 – Велосипедная тележка ВТ-1

Оба шасси жестко соединены между собой колонной *ПК – 1* в неповоротном исполнении, образуя таким образом велосипедную тележку. По колонне *8* может передвигаться каретка *7* с выдвижной горизонтальной штангой *6*, на конце которой закрепляется сварочная головка *2* и пульт управления *3*. На вершине колонны закреплен подъемный механизм *4*. Ход перемещения головки по вертикали равен *2000* мм, по горизонтали (передвижением штанги) – *900* мм. Высота уровня сварки от пола может изменяться от *800* до *2800* мм. Скорость подъема и опускания каретки со штангой *2* м/мин, скорость горизонтального перемещения штанги *1* м/мин. Рабочая – сварочная – скорость тележки может регулироваться бесступенчато в пределах *0,3 – 1,3* м/мин. В приводе тележки предусмотрено переключение на маршевую скорость *13* м/мин.

Существенное преимущество всех велосипедных тележек перед глагольными и порталными: минимальный размер занимаемой площади

цеха, т.к. для них требуется только один наземный рельс. Недостатком велосипедных тележек является почти обязательная необходимость располагать автосварочную установку у стены или колонны цеха, к которым можно было бы прикрепить верхний монорельс для тележки.

Расчет ходовой части и механизма передвижения.

Этот расчет следует начинать с определения опорных реакций ходовых колес по заданному весу тележки G (в полном ее вооружении) и положению центра тяжести при выбранной конструктивной схеме тележки. Если сварочный аппарат может менять свое положение относительно тележки, например, если он закреплен на выдвигной штанге, то для расчета необходимо выбирать наименее выгодное его положение. В частности, при выдвигных консольных штангах в велосипедных и глгольных тележках, как правило, наименее выгодное для опорных реакций положение будет при максимальном вылете штанги, на конце которой закреплен сварочный аппарат (головка).

На рис. 6.4 представлено несколько типичных расчетных схем сварочных тележек.

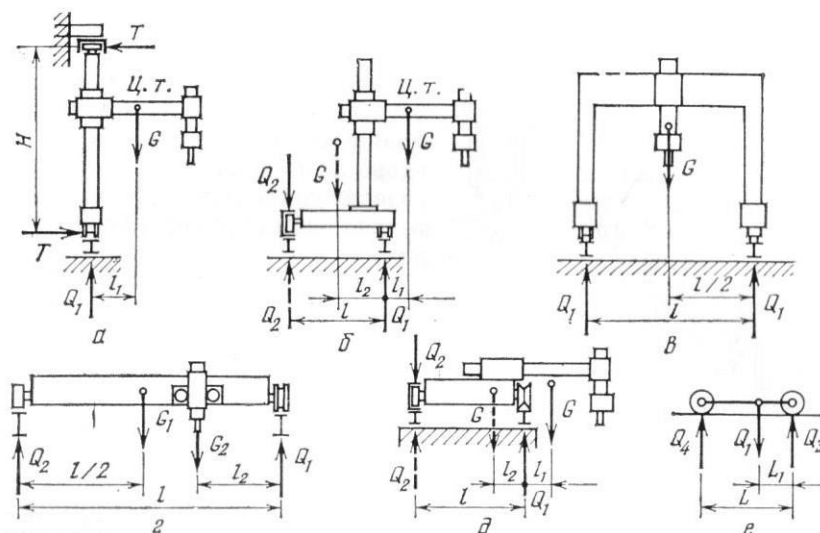


Рисунок 6.4 – Расчетные схемы сварочных тележек: а – велосипедная; б – глгольная; в – порталная; г – мостовая; д – консольная; е – схема распределения усилий на колеса одного рельса.

В велосипедных тележках (рис. 6.4, а) сумма вертикальных реакций ходовых колес нижнего шасси равна $Q = G$. Сумма горизонтальных реакций этих же колес, равная горизонтальной реакции верхних опорных роликов, $T = G \times l_1 / H$.

В глгольных и консольных тележках (рис. 6.4, б и д) могут быть два положения центра тяжести: вне колесной базы и между колесами, как показано штриховой линией. В первом случае (все силы показаны сплошными линиями) $Q_1 = G \times (l + l_1) / l$; $Q_2 = G \times l_1 / l$, во втором случае (силы G и Q_2 показаны штриховыми линиями) $Q_1 = G \times (l - l_2) / l$; $Q_2 = G \times l_2 / l$.

Во всех тележках, если усилие Q_1 воспринимается двумя ходовыми колесами, то в общем случае оно распределяется между ними неравномерно, в зависимости от положения центра тяжести тележки в другой проекции по

отношению к рис. 6.4, а – д. По этой проекции (см. рис. 6.4, е) нетрудно определить усилие на каждом из двух колес, передвигающихся по одному рельсу:

$$Q_3 = Q_1 \times \frac{L-L_1}{L}; Q_4 = Q_1 \times L_1 / L \quad (6.1)$$

В глгольных и консольных тележках (см. рис. 6.4, б и д) задний ходовой ролик в большинстве случаев один, и поэтому он воспринимает все усилие Q_2 . По найденным усилиям, действующим на ходовых колесах, определяют диаметры их валов и осей, пользуясь методикой, аналогичной методике расчета роликоопор, а также общими методами расчета деталей машин. Для валов в дальнейшем производится проверка на действие крутящего момента

совместно с изгибающим.

Например, по *ГОСТ 21327–75* основные параметры и размеры роликовых опор и секций сварочных роликовых стенов представлены в табл. 1.

Таблица 6.1 – Основные параметры и размеры роликовых опор и секций сварочных роликовых стенов

Диаметр ролика, мм	Диапазон диаметров свариваемого изделия в мм (для роликовых стенов)	Допустимая нагрузка на ролик, Н								
		315	630	1250	2500	5000	10000	20000	40000	80000
60	125 – 630	+	+	-	-	-	-	-	-	-
100	160 – 2500	+	+	+	-	-	-	-	-	-
160	200 – 2500	-	+	+	+	-	-	-	-	-
250	250 – 5000	-	-	+	+	+	-	-	-	-
320	320 – 5000	-	-	-	+	+	+	-	-	-
400	400 – 5000	-	-	-	-	+	+	+	-	-
500	500 – 6300	-	-	-	-	-	+	+	+	-
630	630 – 6300	-	-	-	-	-	-	+	+	+
800	800 – 6300	-	-	-	-	-	-	-	+	+

Диаметры колес и ширина обода определяются или (чаще) проверяются расчетом на контактное напряжение. При этом различают колеса с линейным контактом, цилиндрический обод которых катится по плоской головке рельса (рис. 6.5, а, в); колеса с точечным контактом, обод которых выполнен по сфере с радиусом r_2 (рис. 6.5, б); двухконусные колеса с линейным контактом, обод которых катится по клиновидному рельсу (рис. 6.5, г); двухконусные колеса с точечным контактом, обод которых выполнен по двум сферам и катится по клиновидному рельсу (рис. 6.5, д).

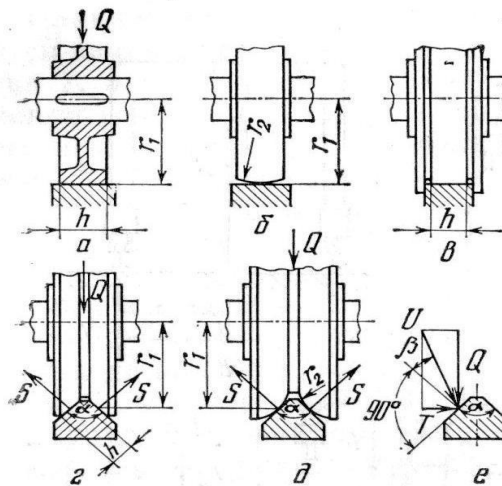


Рисунок 6.5 – Схемы ходовых колес: а, в, г – с линейным контактом; д – с точечным контактом; е – схема давлений на клиновидный рельс

Для колес, которые катятся по клиновидному рельсу, прежде всего необходимо определить давление на грани рельса в зависимости от угла клина α (см. рис. 6.5, г, д) и от величины опорных реакций, вычисленных по приведенным выше формулам. Вертикальная реакция создает нормальное давление на каждую грань рельса:

$$S = \frac{Q}{2 \times \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (6.2)$$

При $\alpha=90^\circ S=0,7 \times Q$. Если на ходовом колесе с клиновидным профилем обода, кроме того, действует горизонтальная опорная реакция T (как в тележках по рис. 6.4, а), то эта сила создает добавочное нормальное давление на одну из граней рельса:

$$T_1 = T \times \cos \frac{\alpha}{2} \quad (6.3)$$

При $\alpha=90^\circ T_1=0,7 \times T$.

Таким образом, суммарное давление на одну из граней клиновидного рельса под действием вертикальной и горизонтальной опорных реакций будет:

$$S_0 = S + T_1 = \frac{Q}{2 \times \sin \frac{\alpha}{2}} + T \times \cos \frac{\alpha}{2} \quad (6.4)$$

При $\alpha=90^\circ S_0=0,7 \times (Q+T)$.

Необходимо отметить, что при значительной величине горизонтальной реакции T по сравнению с вертикальной Q и при большом угле α колесо под нагрузкой может выползти вверх, преодолевая вес тележки. Поэтому если на ходовом колесе, кроме вертикальной нагрузки действует и горизонтальная сила T , то прежде чем применять клиновидный рельс, необходимо произвести проверку колеса на выкатывание вверх и последующее схождение с рельса. Это выкатывание по одной грани может произойти в том случае, если угол β

(см. рис. 6.5, е) будет меньше максимально возможного угла трения между колесом и рельсом φ_{MAX} . Следовательно, усилие надежности против схождения колеса с клиновидного рельса запишется как $\tan \beta > f_{max}$, где f_{max} – наибольшее возможное значение коэффициента трения.

Выразив $\tan \beta$ через заданные величины Q , T и α , получим условие надежности в следующем виде:

$$\frac{Q - T \times \tan \frac{\alpha}{2}}{T + Q \times \tan \frac{\alpha}{2}} > f_{max} \quad (6.5)$$

Для клиновидного рельса с углом клина $\alpha = 90^\circ$ это условие запишется так:

$$\frac{Q - T}{Q + T} > f_{max}, \quad (6.6)$$

Или, если обозначить $T/Q = a$, при угле $\alpha = 90^\circ$:

$$\frac{1 - a}{1 + a} > f_{max} \quad (6.7)$$

Если максимально возможный коэффициент трения стали о сталь равен $f_{max} = 0,3$, то из выражения (6.7) следует, что при $\alpha = 90^\circ$ горизонтальное усилие не должно превышать 50% от вертикального, иначе возможно схождение с рельса. Если условие надежности (6.5) и (6.7) не соблюдается, то конструкцию ходовой части нужно изменить по одному из следующих вариантов:

1. Клиновидный рельс и плоскость ходовых колес повернуть так, чтобы угол β намного увеличился (см. рис. 6.5, е), вплоть до совпадения плоскости колес с равнодействующей реакцией U , как это показано на рис. 6.6, а. В этом случае давление на каждую грань рельса:

$$S_1 = \frac{U}{2 \times \sin \frac{\alpha}{2}} \times \frac{\sqrt{Q^2 + T^2}}{2 \times \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (6.8)$$

При $\alpha = 90^\circ$ $S_1 = 0,7 \times \sqrt{Q^2 + T^2}$.

2. Уменьшить угол клина α , но не менее чем до 40° , иначе возникает опасность заклинивания колеса в рельсе или резкого увеличения сопротивления передвижению тележки.

3. Заменить клиновидный рельс плоским, а ходовые колеса – цилиндрическими двухребордными (см. рис. 6.5, в) либо, отказавшись от упорных (нагруженных) реборд, заменить их боковыми роликами, воспринимающими горизонтальную реакцию T (см. рис. 6.6, б).

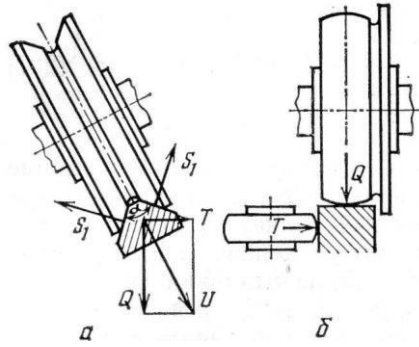


Рис. 6.6 – Варианты ходовых колес при вертикальной и горизонтальной нагрузках: а – клиновидный рельс; б – плоский рельс

Первый вариант (см. рис. 6.6, а), требующий наклона плоскости колес, не всегда удобен по конструктивным соображениям. Поэтому чаще применяют третий (см. рис. 6.6, б), а для очень легких тележек – второй, т.е. уменьшение угла клина, с тем чтобы увеличился угол β (см. рис. 6.5, е) и стал больше угла трения φ_{max} .

По найденным контактным нагрузкам и принятым размерам ходовых колес определяется контактное напряжение.

В точечном контакте колес по рис. 6.5, б, д площадка контакта представляет собой эллипс, большая ось которого ориентирована вдоль рельса, если $r_1 > r_2$, или поперек рельса, если $r_1 < r_2$.

Эффективное напряжение в точечном контакте определяется по формуле Б.С. Ковальского:

$$\sigma_{\text{э}} = k \times k_f \times \sqrt[3]{\frac{P \times E^2}{R^3}} \leq [\sigma_{\text{э}}] \quad (6.9)$$

В линейном контакте колес по рис. 5, а, в, г:

$$\sigma_{\text{э}} = 0,167 \times k_f \times \sqrt{\frac{P \times E}{h \times r_1}} \leq [\sigma_{\text{э}}] \quad (6.10)$$

Здесь k – коэффициент, зависящий от отношения $\frac{R_2}{R_1} < 1$, причем под R_1 подразумевается больший из радиусов – r_1 или r_2 , а под R_2 – меньший. Коэффициент k имеет значения, представленные в табл. 1.

Таблица 1 – Значения коэффициента k

$\frac{R_2}{R_1}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
k	0,28	0,19	0,145	0,13	0,119	0,111	0,105	0,099	0,095	0,09

k_f – коэффициент, учитывающий влияние тангенциальных сил трения, принимаемый при среднем режиме работы и равным 1,05, при тяжелом – 1,1; E – приведенный модуль упругости, $E = 2 \times E_1 \times E_2 / (E_1 + E_2)$; E_1 и E_2 –

модули упругости материала обода колеса и головки рельса; для нагрузки P в формулах (6.9) и (6.10) следует принимать величину $P = k_H \times P_C$, где P_C – максимальная нагрузка на обод ходового колеса или (при клиновидном рельсе) на его коническую поверхность шириной h . Согласно обозначениям рис. 6.5, эта нагрузка при плоских рельсах равна $P_C = Q$, а при клиновидных $P_C = S$; значения Q и S определяются по приведенным выше формулам; k_H – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса; для колес с точечным контактом (см. рис. 6.5, в, д) $k_H = 1,1$, с линейным – в среднем $k_H = 1,2$.

Допустимое значение контактного напряжения выбирают в зависимости от твердости $HВ$ обода колеса и срока службы тележки. При длительности эксплуатации тележки 10 лет и среднем режиме ее работы можно принимать:

$$[\sigma] = (0,15 \div 0,2) \times HВ, \text{ кгс/мм}^2 \quad (6.11)$$

Поверхность катания ходовых колес с коническим ободом должна иметь твердость $HВ$ не менее 240 кгс/мм^2 .

Соппротивление передвижению тележки определяется по формуле:

$$W_T = \sum k_p \times Q_K \times \frac{f_{\Pi} \times d_B + 2 \times \mu_K}{D_K} \quad (6.12)$$

Здесь Q_K – нагрузка на данное колесо, определяемая по приведенным выше формулам и рис. 6.4.; f_{Π} – коэффициент трения в подшипниках этого колеса; для подшипников скольжения принимают $f_{\Pi} = 0,1$, для шариковых и роликовых подшипников $f_{\Pi} = 0,015$, для конических роликоподшипников $f_{\Pi} = 0,02$; μ_K – коэффициент трения качения колеса; для стальных колес диаметром $200 - 300 \text{ мм}$ $\mu_K = 0,03 - 0,04$, для стальных колес диаметром $400 - 500 \text{ мм}$ $\mu_K = 0,05 - 0,06$; D_K – диаметр колеса; d_B – диаметр вала или оси в месте посадки подшипников; k_p – коэффициент, учитывающий сопротивление трения реборд колеса о головку рельса (если они имеются) либо добавочного трения двухконусного колеса о рельс из-за разности в диаметрах конической поверхности катания; в обоих случаях можно принимать $k_p = 2,5$.

Выражение (6.12) определяет собой сумму сопротивлений передвижению всех ходовых колес и опорных роликов тележки, в общем случае имеющих разные значения входящих в формулу величин.

В период разгона:

$$W_{T.РАЗГ.} = W_T + G \times \frac{a}{9,81}, \quad (6.13)$$

где a – возможное ускорение, м/с^2 .

Момент сопротивления передвижению, приведенный к валу двигателя (без учета инерционных сил):

$$M = W_T \times \frac{D_{\text{ПР}}}{2 \times y_0 \times i_0}, \quad (6.14)$$

где $D_{\text{ПР}}$ – диаметр ведущих ходовых колес (или колеса); η_0 – общий КПД механизма передвижения от вала ходового колеса до вала двигателя; i_0 – общее передаточное число механизма.

Запас сцепления колес с рельсами при расчете механизма передвижения следует проверять для случая, когда ведущие ходовые колеса имеют наименьшую нагрузку.

В велосипедных, глагольных и консольных тележках (рис. 6.4, а, б, д) такое положение будет при минимальном вылете консоли l_{MIN} либо при максимальном расстоянии l_{MAX} .

Запас сцепления ведущих колес с рельсом при установившемся движении тележки должен быть:

$$k_{\text{СЦ}} = \frac{\psi \times Q_{\text{MIN}}}{W_T} \geq 2 \quad (6.15)$$

где ψ – коэффициент сцепления ходового колеса с рельсом; для сварочных тележек со стальными колесами $\psi = 0,15$; Q_{MIN} – наименьшее суммарное давление ведущих ходовых колес на рельс; в тележках, передвигающихся по клиновидным рельсам (см. рис. 6.5, г, д), давление колеса следует принимать равным $2 \times S_{\text{MIN}}$, а при повернутом клиновидном рельсе (см. рис. 6.6, а) $2 \times S_{\text{I MIN}}$, где S и S_{I} определяются по формулам соответственно (6.2) и

(6.8) в зависимости от минимальных значений вертикальной и горизонтальной реакций Q и T .

Запас сцепления следует также проверять при неустановившемся движении тележки, в период ее разгона. Если пренебречь тормозящим действием трения в подшипниках ходовых колес (которое в общем незначительно), то запас сцепления в период разгона равен:

$$k_{\text{СЦ.Р.}} = \frac{\psi \times Q_{\text{MIN}}}{W_T + G \times \frac{a}{9,81}}, \quad (6.16)$$

где G – вес тележки, кгс; a – возможное ускорение, определяемое действительной характеристикой электродвигателя, м/с².

3. Индивидуальное задание.

Исходные данные:

1. Тележка велосипедного типа с выдвигной консольной штангой, на конце которой закреплена сварочная головка (табл. 6.1, рис. 6.7).

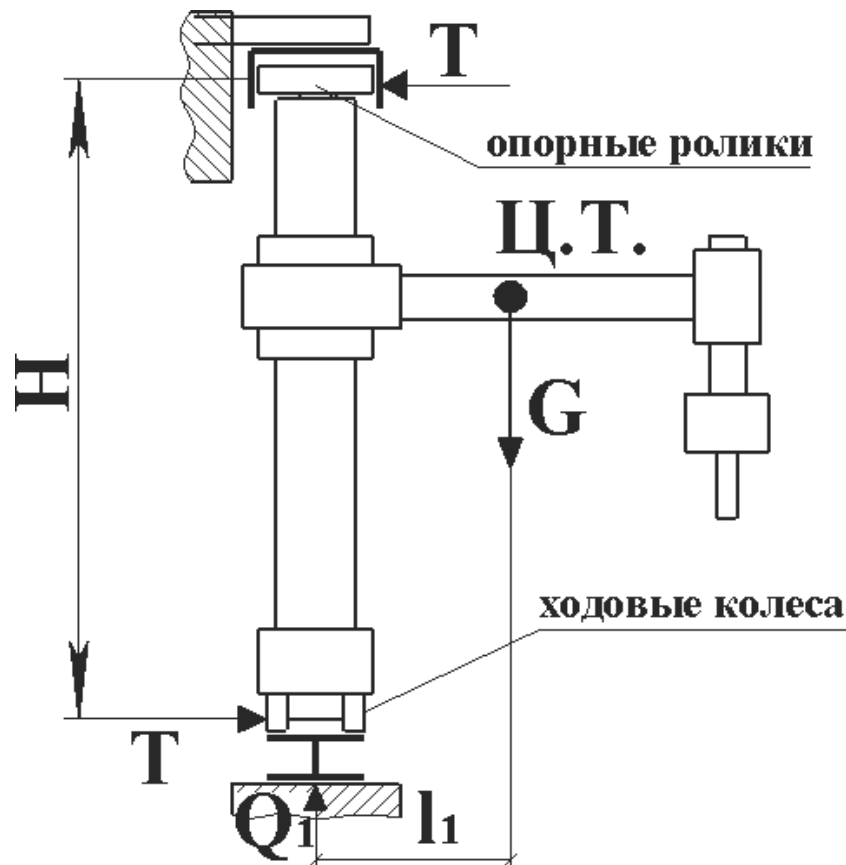


Рисунок 6.7 – Тележка велосипедного типа

2. Вес тележки G , кгс.
3. Положение тележки наименее выгодное, т.е. с максимальным вылетом штанги.
4. Центр тяжести обозначен на рис. 6.7, расстояние от центра тяжести до ходовых колес l_1 , см.
5. Расстояние между колесами верхнего и нижнего шасси тележки H , см. Расстояние между центрами нижних колес $L = 300$ см. Расстояние от точки приложения усилия Q , кгс до усилия Q_3 , кгс на правом колесе $L_1 = 180$.
6. Схема ходового колеса – двухконусное с линейным контактом, обод которого катится по клиновидному рельсу.
7. Количество ходовых колес – 2. Количество опорных роликов – 1.
8. Угол клина рельса α , °.
9. Ширина конической поверхности колеса, контактирующей с рельсом, $h = 2,5$ см.
10. Длительность эксплуатации тележки – 10 лет.
11. Максимальный угол трения между колесом и рельсом φ_{MAX} , °.
12. Максимально возможный коэффициент трения стали о сталь f_{MAX} .
13. Коэффициент учета тангенциальных сил трения k_T ($k_T = 1,05$ для среднего режима работы; $k_T = 1,1$ для тяжелого режима работы).
14. Материал обода колеса – сталь 65Г.
15. Материал головки рельса – сталь 40ХН.

16. Модуль упругости материала обода колеса E_1 , $кгс/см^2$.
17. Модуль упругости материала головки рельса E_2 , $кгс/см^2$.
18. Расстояние от оси колеса до точки, в которой вертикальная реакция S создает нормальное давление на каждую грань рельса, r_1 , $см$ (см. рис. 6.5).
19. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса k_H ($k_H = 1,2$ – для колес с линейным контактом, $k_H = 1,1$ – для колес с точечным контактом).
20. Твердость материала обода колеса HB , $кгс/мм^2$.
21. Коэффициент трения в подшипниках колеса f_{II} ($f_{II}=0,1$ для подшипников скольжения, $f_{II}=0,015$ для шариковых и роликовых подшипников, $f_{II} = 0,02$ для конических подшипников).
22. Коэффициент трения качения колеса μ_K :
 $-\mu_K = 0,03-0,04$ для стальных колес диаметром $200-300$ $мм$;
 $-\mu_K = 0,05-0,06$ для стальных колес диаметром $400-500$ $мм$.
23. Коэффициент учета сопротивления трения реборд колеса о головку рельса либо учета добавочного трения двухконусного колеса о рельса из – за разности в диаметрах конической поверхности катания $k_P = 2,5$.

Таблица 6.2 – Исходные данные

№ п/п	G , $кгс$	$Ц$, $см$	H , $см$	α , $^\circ$	$f_{МА}$ X	Режим работы колес	E_1 , $кгс/см^2$	E_2 , $кгс/см^2$	k_H	HB , $кгс /$ $мм^2$	Тип подшипника
1	1000	100	300	90	0,3	тяжелый	$2,15 \times 10^6$	2×10^6	1,2	241	скольж.
2	1100	120	250	85		средний					шариков.
3	1200	140	200	80		тяжелый					конич.
4	1300	160	300	95		средний					скольж.
5	1400	180	250	100		тяжелый					шариков.
6	1000	100	200	90		средний					конич.
7	1100	120	300	85		тяжелый					скольж.
8	1200	140	250	80		средний					шариков.
9	1300	160	200	95		тяжелый					конич.
10	1400	180	300	100		средний					скольж.
11	1000	100	250	90		тяжелый					шариков.
12	1100	120	200	85		средний					конич.
13	1200	140	300	80		тяжелый					скольж.
14	1300	160	250	95		средний					шариков.
15	1400	180	200	100		тяжелый					конич.
16	1000	100	300	90		средний					скольж.
17	1100	120	250	85		тяжелый					шариков.
18	1200	140	200	80		средний					конич.
19	1300	160	300	95		тяжелый					скольж.
20	1400	180	250	100		средний					шариков.
21	1000	100	200	90		тяжелый					конич.
22	1100	120	300	85		средний					скольж.
23	1200	140	250	80		тяжелый					шариков.
24	1300	160	200	95		средний					конич.
25	1400	180	300	100		тяжелый					скольж.
26	1000	100	250	90		средний					шариков.
27	1100	120	200	85		тяжелый					конич.
28	1200	140	300	80		средний					скольж.
29	1300	160	250	95		тяжелый					шариков.
30	1400	180	200	100		средний					конич.

Определить:

1. Опорные реакции ходовых колес Q , кгс и опорного ролика T , кгс.
2. Усилия Q_3 , кгс и Q_4 , кгс, воспринимаемые ходовыми колесами, передвигающимися по одному рельсу, по отдельности.
3. По наибольшей из величин Q_3 , кгс и Q_4 , кгс, а также по величине T , кгс подобрать по сортаменту стандартные ходовые колеса и ведомый ролик.
4. Нормальное основное S , кгс и нормальное добавочное T_1 , кгс, а также суммарное S_0 , кгс давления на грани нижнего рельса в зависимости от угла клина α .
5. Сделать проверку ходовых колес на выкатывание вверх и последующее схождение с рельса. Если условие надежности не соблюдается, то изменить конструкцию ходовой части по одному из направлений (см. теорию).
6. Эффективное напряжение в линейном контакте ходовых колес с нижним рельсом $\sigma_{\text{Э}}$, кгс/см². Проверить выполнение условия надежности по напряжению ходовых колес.
7. Сопротивление передвижению тележки WT , кгс.

4. Порядок проведения занятия.

- 4.1. Изучить общие положения касательно вопроса расчета ходовой части и механизма передвижения сварочной тележки.
- 4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1.

5. Контрольные вопросы.

- 5.1. Для чего предназначены сварочные тележки?
- 5.2. Из каких основных узлов состоит сварочная тележка?
- 5.3. В чем состоит основное преимущество тележки велосипедного типа перед гонимой сварочной тележкой?
- 5.4. Какие величины необходимо рассчитать, чтобы подобрать требуемые диаметры ходовых колес сварочной тележки?
- 5.5. Почему при расчете сварочной тележки

необходимо учитывать коэффициент трения материала обода
колеса о материал рельса?