

**Министерство образования Республики Беларусь
ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
"БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"**

Кафедра "Оборудование и технология сварочного производства"

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к выполнению практических занятий
по дисциплине "Конструирование технологического оборудования"**

Могилев, 2016

Практическое занятие №1

"Разработка принципиальной схемы приспособления"

1. Цель.

Научиться разрабатывать принципиальную схему сборочно–сварочного приспособления.

2. Общие положения.

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

При проектировании сборочно–сварочных приспособлений чаще всего приходится иметь дело с установочными базами.

Установочная база – это каждая поверхность детали, которой она соприкасается с установочными поверхностями приспособления. Благодаря контакту с этими поверхностями деталь (узел) получает строго определенное положение относительно приспособления или сварочного оборудования.

Любое твердое тело имеет 6 степеней свободы: перемещение в направлении трех координатных осей x , y , z (рис. 1) и вращение (поворот) относительно этих же осей ω_x , ω_y , ω_z .



Для базирования любой детали требуется выполнять правило шести точек:

– чтобы придать детали вполне определенное положение в приспособлении, необходимо и достаточно иметь шесть опорных точек, лишаящих деталь всех шести степеней свободы.

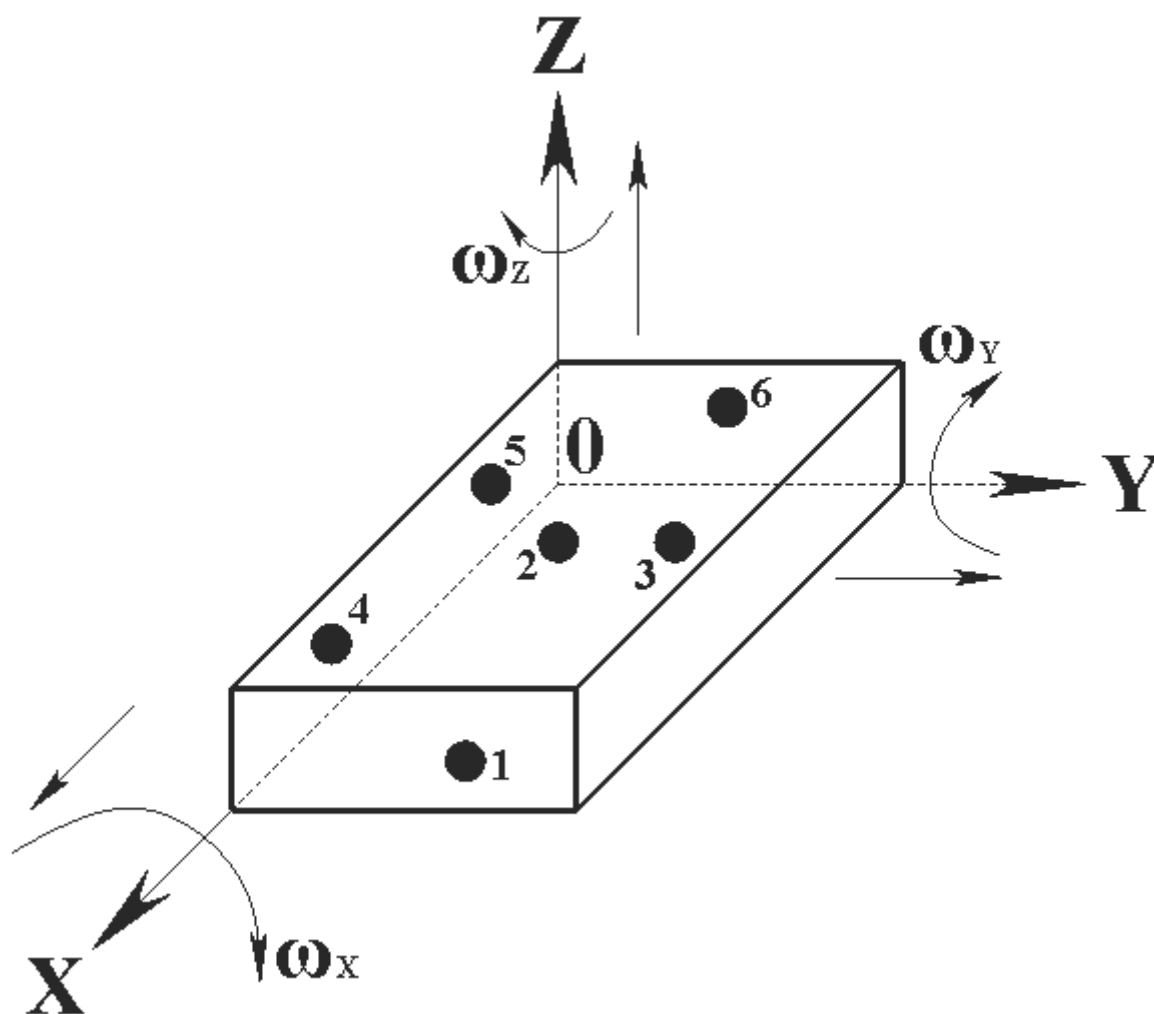


Рисунок 1 – Схемы базирования деталей на шесть опорных точек

В связи с тем, что при сварке электрическая дуга (пламя горелки) не вызывает каких – либо значительных сдвигающих усилий, крепить детали (изделия) во многих приспособлениях, особенно в неповоротных, не обязательно. Силовое замыкание с помощью прижимов, как правило, предусматривают для предупреждения смещения деталей в результате температурного расширения металла, от случайных нагрузок и от собственной массы.

При установке деталей недопустимо использовать более шести опорных точек. Лишние опорные точки препятствуют установке детали, при закреплении ее положение нарушается.

Поверхность детали с тремя опорными точками называется главной базирующей (ГБ). Боковая поверхность с двумя точками – направляющей. Торцевая поверхность с одной точкой – упорной.

В сварочных приспособлениях часто базирование заготовок, например листовых, ведется по плоскости. В этом случае заготовку достаточно опереть на три точки в плоскости x_0y_0 (рис. 2). Однако для устойчивого положения ее цент тяжести (ЦТ) должен находиться внутри треугольника, вершинами которого являются эти точки.

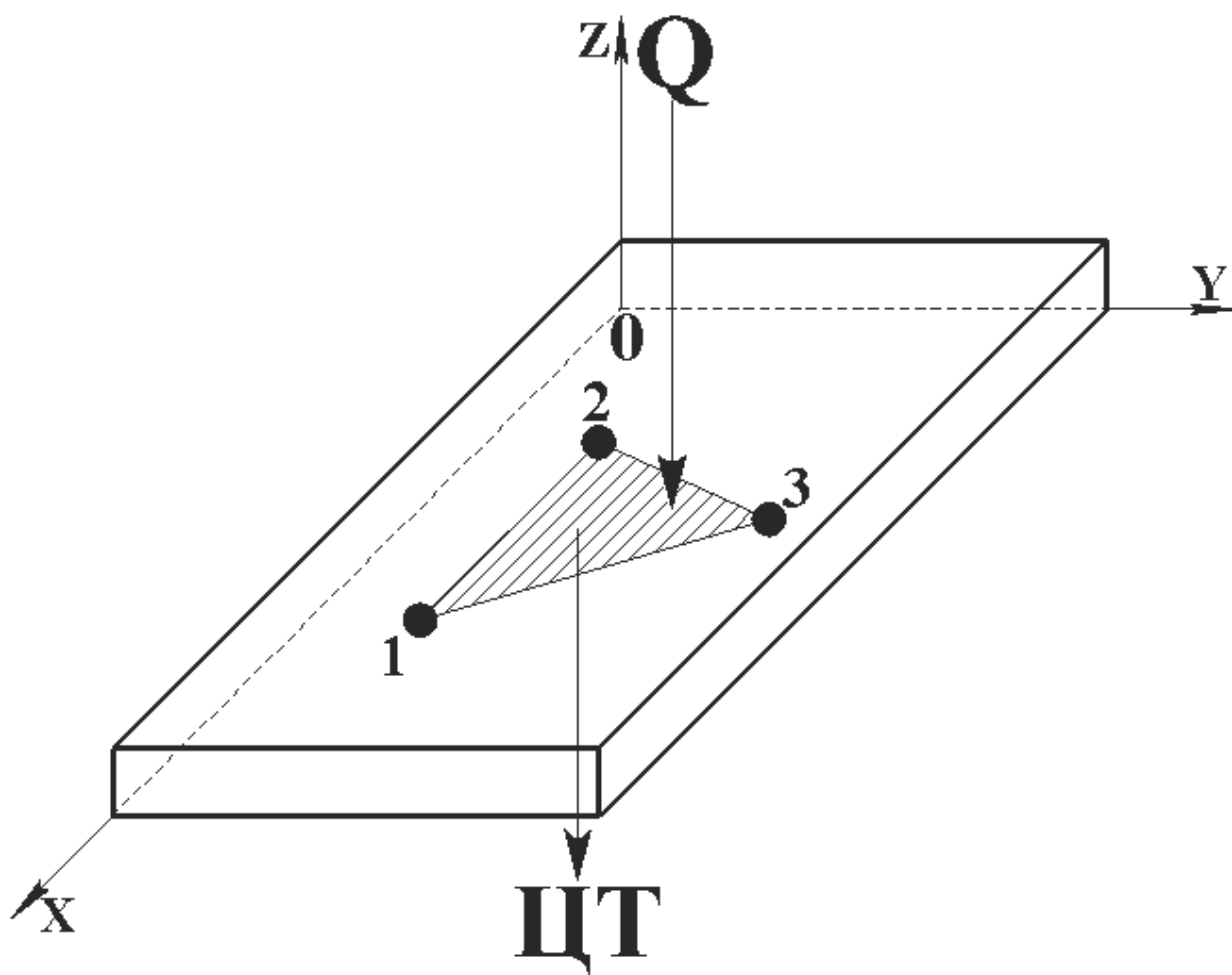


Рисунок 2 – Схема базирования детали по одной плоскости

Фиксирование заготовок типа "втулка" по цилиндрическим поверхностям производится с помощью пальцев. Деталь 1 надевается отверстием на цилиндрическую оправку – палец 2 (рис. 3). В этом случае деталь лишается четырех степеней свободы (остается вращение и перемещение относительно оси oz). Для деталей с внутренней цилиндрической или конической поверхностью в качестве установочных элементов могут применяться конусные оправки или установочные конусы (рис. 4).

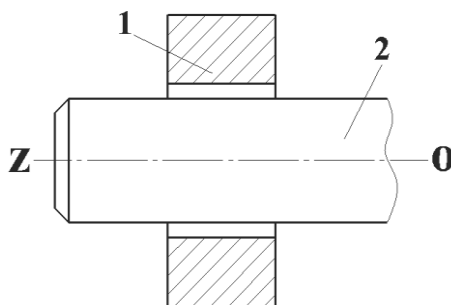


Рисунок 3 – Схема установки втулки на палец

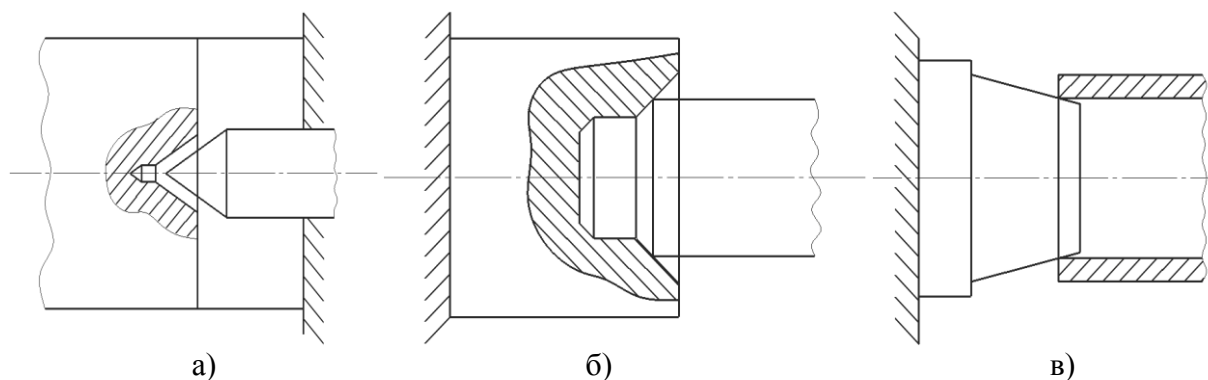


Рисунок 4 – Установка на конусы деталей типа "вал" (а и б), втулок и труб (в)

Деталь типа "вал" может устанавливаться в отверстие сплошной втулки (рис. 5, а), с помощью двух полуотверстий (рис. 5, б), а также на призму (рис. 5, в).

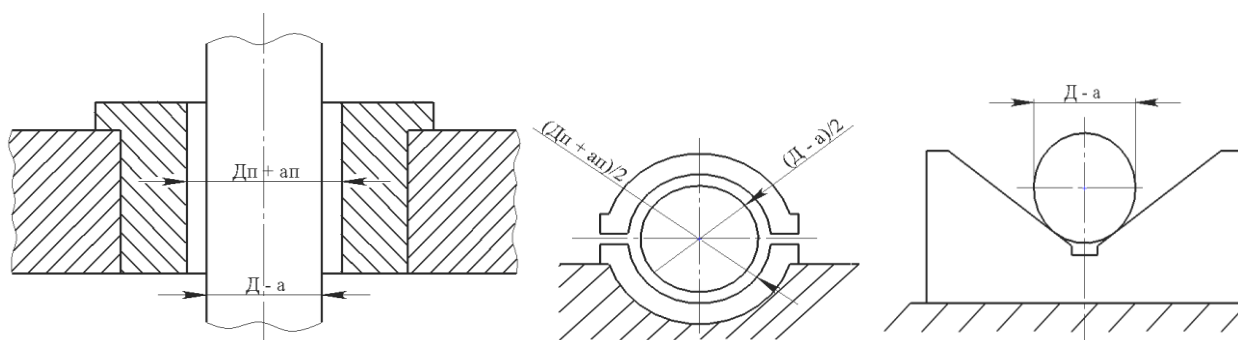


Рисунок 5 – Установка деталей типа "вал"

В качестве главной базирующей поверхности желательно выбирать поверхность, имеющую наибольшие габаритные размеры, а в качестве направляющей – поверхность наибольшей протяженности.

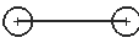
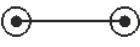
Установочными базами деталей могут служить поверхности как механически обработанные (отверстия, плоскости), так и необработанные, не имеющие волнистости, неопределенной кривизны. Предпочтение отдают менее шероховатым, более чистым и точно расположенным поверхностям.

Проектирование приспособления должно начинаться с разработки его принципиальной схемы, которая оформляется в виде простейшего чертежа, выражающего основную идею приспособления.



Принципиальная схема сборочно-сварочного приспособления представляет собой чертеж сварного изделия, на котором в виде условных обозначений (табл. 1) указаны места, способы фиксирования и закрепления всех деталей, а также способы и устройства (упрощенно) для установки, поворота, подъема, съема деталей и изделий, другие механизмы.

Таблица 1 – Условные обозначения опор и зажимов по ГОСТ 3.1107 – 81

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

На схеме указываются те размеры, которые конструктор должен соблюдать при проектировании приспособления с особой точностью. В качестве установочных баз предпочтительно использовать механически обработанные поверхности или отверстия деталей.

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. В последнем случае точность сборки несколько снижается.

Как правило, на выбранной схеме все приложенные к детали силы, стремящиеся нарушить положение детали, а также силы, стремящиеся сохранить это положение (силы трения, реакции опор), отмечают стрелками. Прижимы располагают в виде упоров, вблизи их. В одном приспособлении должно быть не более двух типов прижимов (как правило, один).

На схеме приспособления следует указать величину необходимого усилия зажатия.

При сборке листов встык необходимо выдерживать постоянный зазор, а также предотвращать местное вспучивание листов при подходе сварочной дуги. Во всех случаях зазоры в собранных изделиях не должны изменяться.

Точность собираемого и свариваемого изделия определяется двумя методами: расчетным (теоретическим), который осуществляется заблаговременно, и экспериментальным, приводимым после изготовления изделия.

Установочные детали (опоры, упоры, пальцы, призмы, установочные конусы, постели) образуют базовые поверхности приспособлений и

обеспечивают правильную ориентацию деталей в них в соответствии с правилом шести опорных точек.

Опоры приспособлений разделяют на основные и вспомогательные. Основные опоры определяют положение детали в пространстве, лишая ее всех или нескольких степеней свободы (как правило, они жестко закрепляются в корпусе приспособления запрессовкой или сваркой), вспомогательные – предназначены для придания детали дополнительной жесткости и устойчивости, например, в тех случаях, когда деталь может опрокинуться или из-за малой жесткости деформироваться. Вспомогательные опоры индивидуально подводят к установленной детали и закрепляют, в результате чего они превращаются в дополнительные жесткие опоры.

Основными опорами сборочно–сварочных приспособлений могут быть опорные штыри (рис. 6, а–г) с плоской, сферической и насеченной головками (ГОСТ 13440–68, 13441–68, 13442–68).

Детали больших размеров с обработанными базовыми поверхностями устанавливают на пластины (рис. 6, д и е), а детали небольших и средних размеров – на штыри. Регулируемые винтовые опоры (ГОСТ 4084, 4085, 4086), показанные на рис. 7, могут применяться как основные и как вспомогательные опоры. Вспомогательные опоры не влияют на точность базирования деталей.

Упоры устанавливают для фиксирования деталей по боковым поверхностям. В качестве упоров, размещаемых по контуру монтируемой детали, могут использоваться прямоугольные уголки, штыри, ребра. Упоры могут быть постоянными, поворотными, откидными, отводными или съемными с рифленой, сферической или плоской базовой поверхностью. Постоянные упоры крепятся на корпусе приспособления с помощью винтов или сварки. Для повышения износостойкости рабочие поверхности упоров упрочняют термообработкой или наплавкой.

Рационально, чтобы упор одновременно являлся и опорной базой (рис. 8, а). Откидные (рис. 8, б) и отводные упоры (рис. 8, в) применяются в тех случаях, когда форма деталей при конструировании изделия не позволяет свободно снять его после прихватки приспособления. Длина рабочей части упоров должна быть не меньше двух толщин фиксируемой детали. В качестве вспомогательных опор могут применяться самоустанавливающиеся одноточечные (ГОСТ 13159–67) и подводимые клиновые опоры. С целью механизации и автоматизации приспособлений для перемещения вспомогательных опор применяют механизированные приводы.

При установке деталей с наружными цилиндрическими поверхностями в качестве основных опор применяют призмы по ГОСТ 12195–66 (рис. 9, а) или специальные призмы с выемкой (рис. 9, б) для длинных или ступенчатых деталей.

Зависимость между размерами c , H и h при $\alpha=90^\circ$ (рис. 9, а) следующая:

$$H = h + 0,077 \times D - 0,5 \times c \quad (1)$$

В переналаживаемых приспособлениях целесообразно применять призмы, у которых размер c можно регулировать.

Предельно допустимая нагрузка Q на призму по условиям контактной прочности:

$$Q = 0,7 \times b \times D, \quad (2)$$

где b – длина контакта детали с призмой, мм;

D – диаметр детали, мм.

Установочные пальцы могут быть постоянными и сменными. Применяются пальцы в сборочно–сварочных приспособлениях для установки на них деталей (изделий) одним или двумя отверстиями. Постоянные пальцы – цилиндрические (ГОСТ 12209–66) и срезанные (ГОСТ 12210–66), сменные – цилиндрические (ГОСТ 12211–66) и срезанные (ГОСТ 12210–66) могут быть длинными ($l > 1,5 \times D$) или короткими ($l < 1,5 \times D$) (где l – длина пальца).

3. Индивидуальное задание.

Исходные данные: $3D$ – чертеж собранного узла с указанием размеров (выдается преподавателем).

Требуется: начертить $2D$ – чертеж данного узла, после чего разработать принципиальную схему приспособления для сборки данного узла (обозначения см. в табл. 1).

4. Порядок проведения занятия.

4.1. Изучить общие положения касательно вопроса разработки принципиальных схем сборочно–сварочных приспособлений.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание по разработке принципиальной схемы приспособления для сборки–сварки конкретного узла. Зарисовать чертеж узла и разработать принципиальную схему сборочно–сварочного приспособления согласно индивидуальному заданию.

5. Контрольные вопросы.

5.1. Что такое базирование?

5.2. Что такое установочная база?

5.3. Какие степени свободы имеет любое твердое тело?

5.4. Сформулируйте правило шести точек.

5.5. Чем отличаются между собой главная базирующая, направляющая и упорная поверхности?

5.6. Как можно базировать листовую заготовку по плоскости?

5.7. Как можно базировать заготовку типа "втулка"?

5.8. Как можно базировать заготовку с внутренней цилиндрической или конической поверхностью?

5.9. Как можно базировать заготовку типа "вал"?

5.10. Что такое "принципиальная схема сборочно–сварочного приспособления"?

5.11. Какие опоры и зажимы вы знаете?

5.12. Для чего предназначены вспомогательные опоры? Какие элементы можно использовать в качестве основных опор?

6. Литература.

6.1. Рыморов, Е.В. Новые сварочные приспособления / Е.В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988.

6.2. Севбо, П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978.

Практическое занятие №2
"Расчет усилий зажимов стенда для сборки–сварки листовых
полотнищ"

1. Цель.

Научиться рассчитывать усилия для зажимов стенда, предназначенного для сборки и сварки листовых полотнищ, с учетом возможных сварочных деформаций.

2. Общие положения.

Для листовых полотнищ основными видами сварочных деформаций являются:

- а) местные выпучины – овальные или круглые (рис. 1);
- б) перемежающиеся выступы и впадины цилиндрической формы (волнистость);
- в) угловая деформация в виде так называемого "домика" по оси стыкового шва (рис. 2);
- г) скручивание.

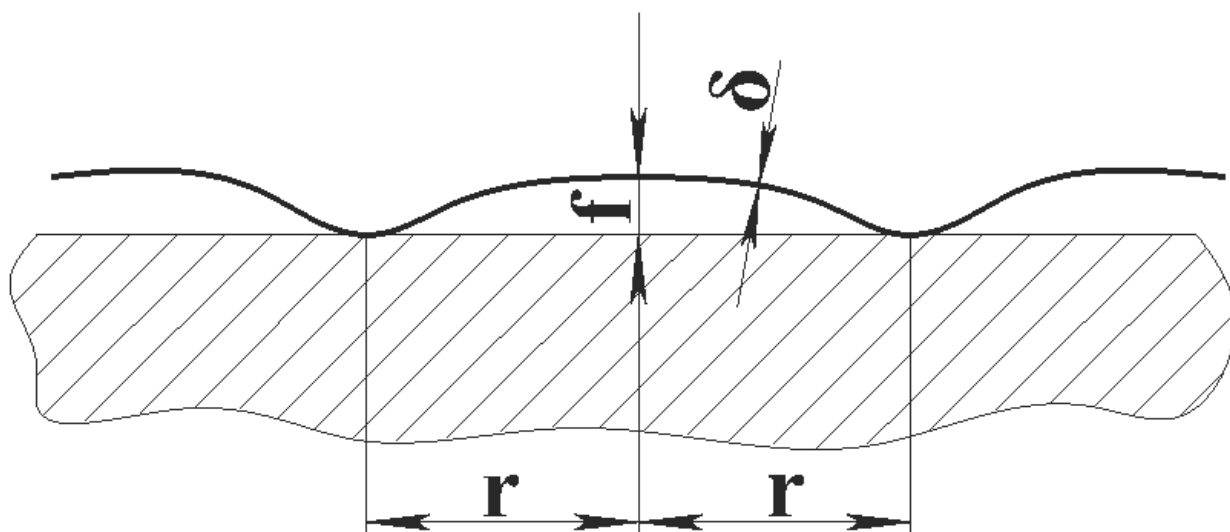


Рисунок 1 – Деформация листового полотнища в виде круглой выпучины

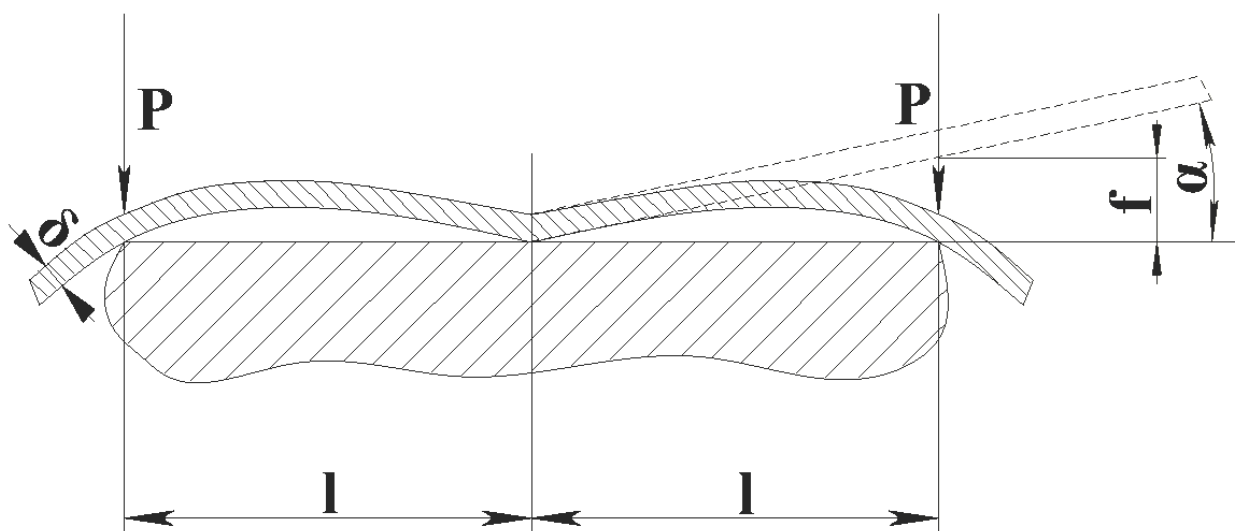


Рисунок 2 – Угловая деформация листов типа "домик"

Деформации волнистости и скручивания листов значительно легче устранимы, чем выпучины или "домики" и, соответственно, требуют значительно меньших усилий. По этой причине в дальнейших расчетах на прочность нужно учитывать главным образом те реактивные усилия, которые возникают на зажимах станда в результате образования выпучин и "домиков" под действием температурных и усадочных изгибающих моментов.

Что касается усилий, которые могут возникнуть на зажимах при образовании "хлопунов", т.е. выпучин, являющихся результатом потери устойчивости (под действием сжимающих сварочных напряжений в плоскости листов), то эти реактивные усилия незначительны (теоретически равны нулю). Однако это положение относится только к сборке и сварке первых швов, когда "хлопуны" еще не могли образоваться под прижимами, так как полотнище было зажато еще в плоском состоянии, до сварки. Если же после сварки первых швов полотнище освободить от зажатия, то эти выпучины немедленно возникнут и, следовательно, при повторном зажатии листов (например, для сварки швов с обратной стороны) их необходимо будет принудительно распрямлять, прикладывая значительные усилия на зажимах сварочного станда.

Круглую выпучину можно рассматривать как изогнутую пластину с жестко закрепленным контуром. При изгибе такой пластины равномерно распределенной нагрузкой q величина прогиба f в центре будет равна:

$$f = \frac{q \times r^4}{64 \times C} \text{ (см)}, \quad (1)$$

где $C = \frac{E \times \delta^3}{12 \times (1 - \nu^2)}$ – цилиндрическая жесткость пластины, кгс × см;

E – модуль упругости ($E = 2,1 \times 10^6$ кгс/см²);

δ – толщина пластины, см;

$\nu = 0,3$ – коэффициент Пуассона (для стали);

$$q = \frac{P}{\pi \times r^2};$$

P – искомое давление на пластину, кгс.

После преобразований получим:

$$f = \frac{P \times r^2}{64 \times \pi \times C} \Rightarrow P = \frac{16 \times \pi \times f \times E \times \delta^3}{3 \times r^2 \times (1 - \nu^2)} \text{ (кгс)} \quad (2)$$

Так как приведенные расчетные формулы действительны лишь в пределах упругости, то необходимо проверить, не выходят ли напряжения в металле за предел упругости (или близкий к нему предел текучести) при изгибе пластины под действием равномерно распределенной нагрузки.

Наибольшее напряжение в центре пластины равно:

$$\sigma = \frac{3}{8} \times \frac{q \times r^2}{\delta^2} \times (1 + \nu) \text{ (кгс/см}^2\text{)} \quad (3)$$

Если в формулу подставить значение $q = \frac{P}{\pi \times r^2}$, то напряжение σ можно найти по формуле:

$$\sigma = \frac{3}{8} \times \frac{P}{\pi \times \delta^2} \times (1 + \nu) \text{ (кгс/см}^2\text{)} \quad (4)$$

Если далее подставить $P = \frac{16 \times \pi \times f \times E \times \delta^3}{3 \times r^2 \times (1 - \nu^2)}$, то

$$\sigma = \frac{2 \times f \times E \times \delta}{r^2 \times (1 - \nu)} \text{ (кгс/см}^2\text{)} \quad (5)$$

По этой формуле можно производить проверку напряжений в пластине без предварительного определения равномерно распределенной силы P , т. е. по исходным данным (по размерам выпучины).

Если окажется, что σ по формуле (4) превышает предел текучести σ_T , то искомое усилие прижимов следует ограничить величиной $P_{\text{доп}}$, которую можно найти из выражения:

$$P_{\text{доп}} = \frac{\sigma_T \times \delta^2}{0,15} \text{ (кгс/см}^2\text{)} \quad (6)$$

Найденное по формулам (2) и (6) усилие в реальных зажимных устройствах не равномерно распределяется по всей площади выпучины, а прилагается по двум параллельным линиям, расположенным близко к ее диаметру вдоль свариваемых кромок. Тем самым в дальнейших расчетах закладывается известный запас прочности, так как действие

сконцентрированной на диаметре нагрузки более деформативно, чем действие той же нагрузки, равномерно распределенной по всей площади выпучины.

Расчетная нагрузка на единицу длины каждой кромки будет равна:

$$p = \frac{P}{4 \times r} = 4,5 \times f \times E \times \left(\frac{\delta}{r}\right)^3 \text{ (кгс/см)} \quad (7)$$

Если же $\sigma > \sigma_T$ и поэтому расчет ведется исходя из допускаемой нагрузки $P_{\text{доп}}$, определяемой выражением (6), то допускаемое удельное усилие на единицу длины кромки не должно превышать:

$$p_{\text{доп}} = \frac{P_{\text{доп}}}{4 \times r} = \frac{\sigma_T \times \delta^2}{0,6 \times r} \quad (8)$$

Изложенный метод расчета можно проиллюстрировать практическим примером.

Пример.

Задание: определить усилие на зажимах станда для сборки и сварки листовых полотнищ по следующим исходным данным:

$\delta = 0,5 \text{ см},$

$E = 2,1 \times 10^6 \text{ кгс/см}^2,$

деформация листов по рис. 1 – $r = 45 \text{ см}, f = 1,3 \text{ см}.$

Решение: по формуле (7) расчетное удельное усилие на кромку

$$p = 4,5 \times 1,3 \times 2,1 \times 10^6 \times (0,5/45)^3 = 17 \text{ (кгс/см)}$$

Соответствующее напряжение изгиба определится формулой (5):

$$\sigma = \frac{1,3 \times 2,1 \times 10^6 \times 0,5}{45^2 \times (1 - 0,3)} = 963 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}\right),$$

т.е. меньше предела текучести σ_T , который для данной стали равен 2500 кгс/см^2 .

Расчетное удельное усилие на обе кромки равно

$$Q_P = 2 \times p = 2 \times 17 = 34 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}}\right) = 3400 \left(\frac{\text{кгс}}{\text{м}}\right)$$

Приведенный расчет не учитывает влияния угловых сварочных деформаций на усилия в зажимном устройстве. Между тем, это влияние может оказаться весьма значительным, зачастую превышающим влияние выпучин и волнистости листов, поэтому пренебрегать им нельзя.

Рассмотрим усилия p , возникающие в зажимном устройстве в процессе образования угловых деформаций типа "домик" (см. рис. 2). В этом случае шов

подвергается изгибу под действием момента $M = p \times l$. При малом расстоянии l от оси стыка до прижима и при достаточно жестком закреплении свариваемых кромок в металле шва могут появиться напряжения выше предела текучести с опасностью образования трещин, что, конечно, недопустимо. Поэтому выбор усилия на зажимах следует ограничивать условием, чтобы в сварном шве или прилегающих зонах под действием этого усилия не могли образоваться напряжения выше заданного предела, например, предела текучести σ_T . В этом случае в конструкции сборочно–сварочного стенда должна быть предусмотрена возможность известной податливости зажимов по достижении предельного значения нагрузки $p_{\text{доп}}$, вызывающей напряжения в металле шва или изделия, равные заданному пределу $\sigma_{\text{доп}}$, например, пределу текучести σ_T . Эту податливость можно легко обеспечить в любом пневматическом или гидравлическом зажимном устройстве регулированием давления в силовых цилиндрах или постановкой каких–либо ограничителей усилия.

В соответствии с поставленным выше условием максимально допустимый момент на 1 погонный сантиметр шва равен:

$$M_{\text{доп}} = \sigma_{\text{доп}} \times W \quad (9)$$

Для единицы длины кромки момент сопротивления $W = \frac{\delta^2}{6}$, а изгибающий момент $M_{\text{доп}} = p_{\text{доп}} \times l$. Подставив эти значения в формулу (9), получим:

$$p_{\text{доп}} \times l = \frac{\sigma_{\text{доп}} \times \delta^2}{6} \quad (10)$$

Откуда допускаемая удельная нагрузка на кромку:

$$p_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{доп}} \times \delta^2}{6 \times l} \left(\frac{\text{кгс}}{\text{см}} \right), \quad (11)$$

где δ – толщина листа.

Пример.

Если $\delta = 0,5 \text{ см}$, $\sigma_{\text{доп}} = \sigma_T = 2500 \text{ кгс/см}^2$, $l = 4,5 \text{ см}$, то допустимая сила нажатия на 1 погонный сантиметр каждой кромки по формуле (11) будет $p_{\text{доп}} = \frac{2500 \times 0,5^2}{6 \times 4,5} = 23 \frac{\text{кгс}}{\text{см}}$, или на 1 погонный метр стыка (на обе кромки) $Q_{\text{доп}} = 2 \times 100 \times 23 = 4600 \frac{\text{кгс}}{\text{м}}$.

3. Индивидуальное задание.

Исходные данные: на полотнищах из определенной стали определенной толщины δ имеются деформации в виде круглых выпучин.

Геометрия деформации определяется величинами r и f . Модуль упругости стали E . Коэффициент Пуассона стали ν . Предел текучести стали σ_T (см. табл. 1).

Таблица 1 – Исходные данные

№ варианта	Материал полотнища	δ , см	r , см	f , см	E , кгс/см ²	ν	σ_T , кгс/см ²
1	сталь 08кп	0,3	20	1	2×10^6	0,24	1750
2	сталь 20кп	0,35	21	1,1		0,25	2250
3	сталь 30	0,4	22	1,2		0,26	2950
4	09Г2С	0,45	23	1,3		0,25	3450
5	14Г2	0,5	24	1,4		0,3	3150
6	Ст4кп	0,55	25	1,5		0,3	2350
7	10ХСНД	0,6	26	1,6		0,3	3900
8	12ХН2	0,65	27	1,7		0,3	5900
9	сталь 55	0,7	28	1,8		0,27	3800
10	Ст6пс	0,75	29	1,9		0,3	3050
11	сталь 08кп	0,75	20	1		0,24	1750
12	сталь 20кп	0,7	21	1,1		0,25	2250
13	сталь 30	0,65	22	1,2		0,26	2950
14	09Г2С	0,6	23	1,3		0,25	3450
15	14Г2	0,55	24	1,4		0,3	3150
16	Ст4кп	0,5	25	1,5		0,3	2350
17	10ХСНД	0,45	26	1,6		0,3	3900
18	12ХН2	0,4	27	1,7		0,3	5900
19	сталь 55	0,35	28	1,8		0,27	3800
20	Ст6пс	0,3	29	1,9		0,3	3050
21	сталь 08кп	0,3	19	0,9		0,24	1750
22	сталь 20кп	0,35	20	1,0		0,25	2250
23	сталь 30	0,4	21	1,2		0,26	2950
24	09Г2С	0,45	22	1,4		0,25	3450
25	14Г2	0,5	23	1,4		0,3	3150
26	Ст4кп	0,55	24	1,6		0,3	2350
27	10ХСНД	0,6	25	1,8		0,3	3900
28	12ХН2	0,65	26	2		0,3	5900
29	сталь 55	0,7	27	2,2		0,27	3800
30	14Г2	0,6	23	1,4		0,3	3150

Определить:

1. Цилиндрическую жесткость выпучины C .
2. Требуемое давление P , кгс на полотнище в месте выпучины.
3. Наибольшее напряжение σ , кгс/см² в центре выпучины. Сравнить полученное значение с пределом текучести стали σ_T . Если $\sigma > \sigma_T$, то требуемое усилие прижимов ограничить величиной $P_{\text{доп}}$, кгс (рассчитать).
4. Нагрузку на единицу длины каждой кромки выпучины p , кгс/см. Если же $\sigma > \sigma_T$, то допускаемое удельное усилие на единицу длины кромки не должно превышать $p_{\text{доп}}$, кгс/см (рассчитать).

5. Усилие на зажимах станда для сборки и сварки листовых полотнищ (расчетное удельное усилие на обе кромки Q_p , кгс/см).

4. Порядок проведения занятия.

4.1. Изучить общие положения касательно вопроса расчета усилий для зажимов станда, предназначенного для сборки и сварки листовых полотнищ, с учетом возможных сварочных деформаций.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1.

5. Контрольные вопросы.

5.1. Какие основные виды сварочных деформаций для листовых полотнищ вы знаете?

5.2. Каким образом можно теоретически рассчитать величину прогиба круглой выпучины в ее центре при приложении к ней распределенной нагрузки?

5.3. Для чего в расчетах напряжений в месте выпучины используется предел текучести стали σ_T ?

5.4. Каким образом усилие воздействует на площадь выпучины в реальном зажимном устройстве (характер приложения усилия)?

6. Литература.

6.1. Севбо, П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978.

6.2. Рыморов, Е.В. Новые сварочные приспособления / Е.В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988.

Практическое занятие №3
"Расчет усилий зажимов в кондукторе для сборки–сварки
тавровых балок"

1. Цель.

Научиться рассчитывать усилия зажимов в кондукторе, предназначенном для сборки и сварки тавровых балок, с учетом возможных сварочных деформаций.

2. Общие положения.

Основными видами деформаций сварной балки являются: продольный (осевой) изгиб; поперечный изгиб (грибовидность); скручивание.

По характеру силового действия сборочно–сварочных устройств различают кондукторы, удерживающие балку от деформирования во время сварки и остывания швов, и кондукторы (рис. 1), служащие для компенсации остаточных деформаций балки путем ее предварительного изгиба или скручивания, т.е. деформирования в обратном направлении. Наибольшее распространение в производстве имеют кондукторы первого типа. В них усилия на прижимах должны быть достаточными, чтобы удержать балку от деформирования во время ее сварки и остывания.

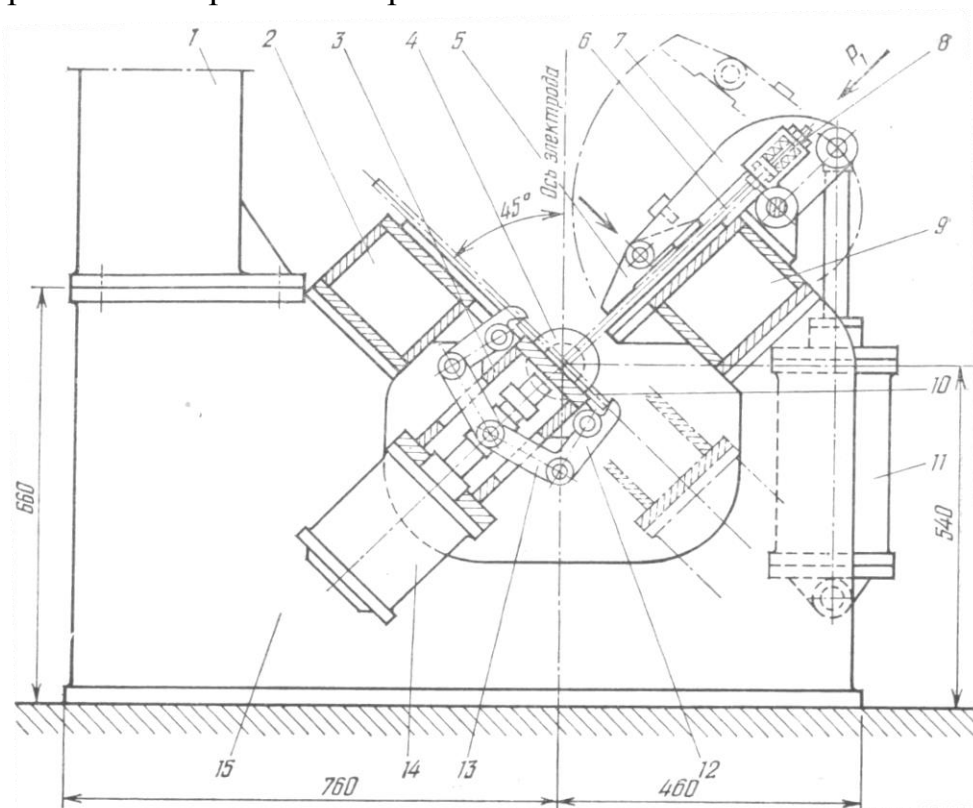


Рисунок 1 – Кондуктор–кантователь для сборки и сварки тавровых балок

Продольный (осевой) изгиб балки как остаточная сварочная деформация (рис. 2) происходит под действием момента $M = P_y \times e$, где P_y – усадочная сила, действующая по оси шва, кгс; e – расстояние между центрами тяжести сечения шва и сечения балки (эксцентриситет), см.

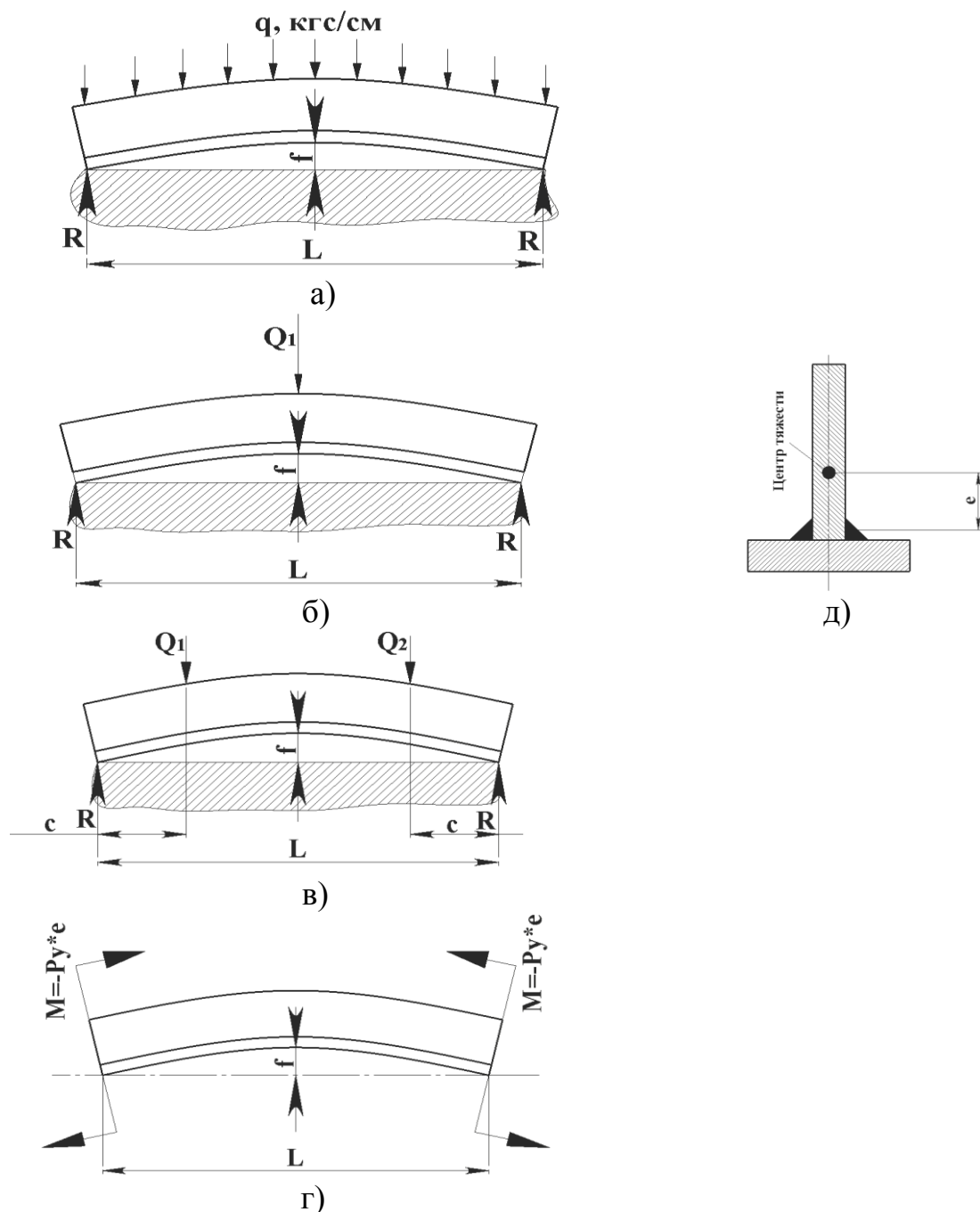


Рисунок 2 – Продольная деформация сварной балки и схемы ее нагружения в сборочно–сварочном кондукторе:

а – равномерно распределенной нагрузкой в виде ряда клавишных прижимов; б – сосредоточенной силой посередине длины балки; в – двумя силами, симметрично расположенными по длине балки; г – изгибающими моментами, приложенными по концам балки; д – сечение балки

Как известно, балка, находящаяся под действием постоянного момента, изгибается по дуге окружности. При этом радиус изогнутой оси балки $R = \frac{E \times J}{M}$ (E – модуль упругости, кгс/см^2 , J – момент инерции сечения, см^4).

Момент инерции сечения тавра J , см^4 находится по формулам (рис. 3):

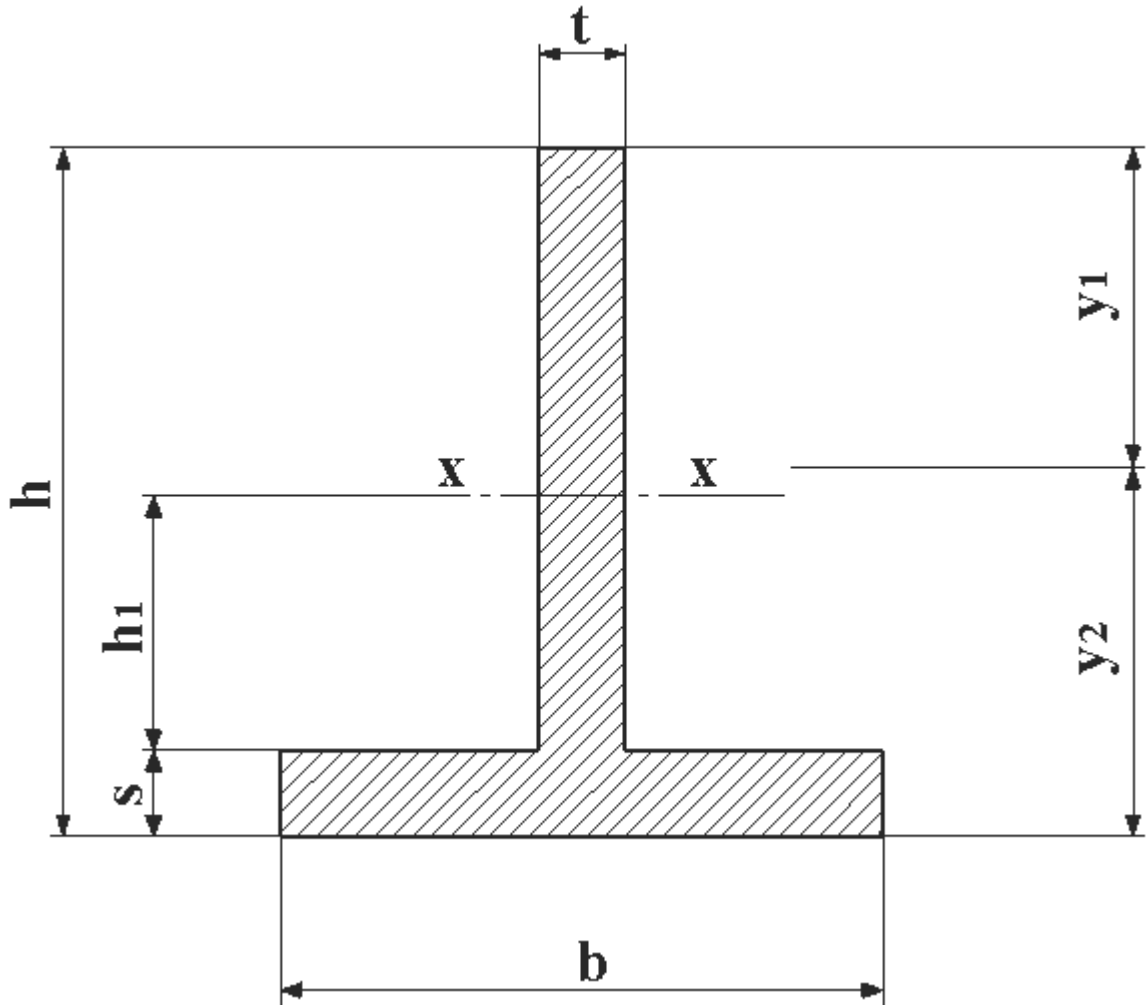


Рисунок 3 – Параметры для расчета момента инерции сечения тавра

$$J_x = \frac{t \times h_1^3}{12} + \frac{b \times s^3}{12} + (y_2 - \frac{h_1}{2})^2 \times h_1 \times t + (y_1 - \frac{s}{2})^2 \times b \times s \quad (\text{см}^4) \quad (1)$$

$$h_1 = h - s \quad (\text{см}) \quad (2)$$

$$y_1 = \frac{0,5 \times ((t \times h^2) + (b_1 \times s^2))}{t \times h + b_1 \times s} \quad (\text{см}) \quad (3)$$

$$y_2 = h - y_1 \quad (\text{см}) \quad (4)$$

$$b_1 = b - t \quad (\text{см}) \quad (5)$$

Прогиб балки посередине находится по формуле:

$$f = \frac{M \times L^2}{8 \times E \times J} = \frac{P_y \times e \times L^2}{8 \times E \times J}, \quad (6)$$

где L – длина балки, см.

Следовательно, задача сводится к тому, чтобы определить усилия, которые необходимо приложить к балке для ее изгиба в обратном направлении с таким же прогибом, т.е. удержать ее в прямолинейном виде.

При сварке в тавр одним швом:

$$P_y = 1,7 \times D \times k^2, \quad (7)$$

При сварке в тавр двумя швами:

$$P_y = 1,15 \times 1,7 \times D \times k^2, \quad (8)$$

где $D = 30000$ при автоматической сварке; $D = 40000$ при ручной сварке;
 k – катет углового шва, см.

Так как большинство механизированных зажимных устройств для балок представляют собой ряд одинаковых прижимов, в частности пневматических или гидравлических, то этот ряд можно рассматривать как равномерно распределенную нагрузку q , кгс/пог.см, которая должна предотвратить образование прогиба балки f , см во время сварки.

Под действием нагрузки q балка на двух опорах R (см. рис. 2, а) получает прогиб посередине:

$$f = \frac{5}{384} \times \frac{q \times L^4}{E \times J}, \quad (9)$$

Тогда искомая нагрузка будет равна:

$$q = \frac{384 \times f \times E \times J}{5 \times L^4} \quad (10)$$

Подставив сюда значение f из формулы (6), получим:

$$q = 9,6 \times \frac{P_y \times e}{L^2} \quad (11)$$

При этом полная нагрузка на всю балку будет:

$$Q = q \times L = \frac{9,6 \times P_y \times e}{L} \quad (12)$$

Следует отметить, что полученные таким образом значения q и Q соответствуют изгибу балки не по дуге окружности, а по кривой, описываемой уравнением:

$$f_x = \frac{q}{24 \times E \times J} \times (2 \times L \times x^3 - x^4 - L^3 \times x), \quad (13)$$

где x – расстояние от конца балки. Однако возникающая при этом неточность в прогибах пренебрежимо мала и практически не превышает 1 – 5%.

Из расчетных формул (11) и (12) можно сделать важный вывод о том, что для крупнопрофильных балок реактивные усилия q и Q , возникающие в кондукторе под действием сварочных напряжений, зависят не от жесткости балки $E \times J$, а только от калибра швов, длины балки и расстояния e от оси швов до центра тяжести сечения балки.

Для сравнительно коротких балок схемы зажимного устройства могут иметь вид, представленный на рис. 2, б и в. При изгибе балки по схеме в ее прогиб равен:

$$f = \frac{Q_1 \times L^3}{48 \times E \times J} \quad (14)$$

Откуда:

$$Q_1 = \frac{48 \times f \times E \times J}{L^3} \quad (15)$$

При изгибе балки по схеме в (весьма распространенной) прогиб балки равен:

$$f = \frac{Q_2 \times c}{24 \times E \times J} \times (3 \times L^2 - 4 \times c^2) \quad (16)$$

Откуда:

$$Q_2 = \frac{24 \times f \times E \times J}{c \times (3 \times L^2 - 4 \times c^2)} \quad (17)$$

После сборки и сварки тавра со вторым поясом, т.е. после превращения его в двутавр, возникает изгиб в противоположном направлении, величину которого определяют по тем же формулам с подстановкой в них момента инерции всего сечения двутавра и нового эксцентриситета e . Суммируя действия этих двух изгибов, можно определить результирующую деформацию двутавровой балки и, в частности, ее прогиб, а в зависимости от него и возникающие в кондукторе усилия. Аналогичным путем рассчитывают усилия в кондукторах для сварки балок другого профиля – швеллерных, коробчатых и др.

Формулы (12) и (15) выражают линейную зависимость усилия Q и Q_1 от длины балки: чем меньше длина, тем больше усилие, уравнивающее усадочный изгибающий момент. Эта на первый взгляд парадоксальная зависимость вполне объяснима и понятна, если учесть, что при очень малой длине балки приложенные к ней поперечные силы не столько ее изгибают, сколько перерезают. Поэтому в кондукторах для сварки коротких балок, чтобы компенсировать усадочный изгибающий момент $P_{yc} \times e$, необходимо прилагать к балке не поперечные силы, а изгибающие моменты, равные усадочному, но направленные в обратную сторону и приложенные к концам балки (см. рис. 2, г).

Следует, однако, заметить, что короткие балки имеют настолько малый прогиб, что он вполне компенсируется упругой податливостью самого кондуктора или его специальных компенсаторов, не допускающих возникновения чрезмерно больших реактивных усилий, точнее, ограничивающих их величину. Обычно эта величина определяется допускаемым техническими условиями остаточным прогибом балки.

Пример.

Требуется определить усилия в кондукторе (см. рис. 2, а) для сборки и сварки тавровых балок, имеющих размеры: стенка 600×10 мм, пояс 300×10 мм, катеты швов $k = 8$ мм, момент инерции сечения $J = 35016$ см⁴, эксцентриситет $e = 19,6$ см, длина балки $L = 6$ м.

Усадочная сила на обоих швах по формуле (3) $P_y = 1,15 \times 1,7 \times 30000 \times 0,8^2 = 37600$ кгс. Удельная нагрузка по формуле (11) равна $\frac{9,6 \times 37600 \times 19,6}{600^2} = 20 \frac{\text{кгс}}{\text{пог.см}}$. Нагрузка на всю балку по формуле (12) $Q = 20 \times 600 = 12000$ кгс. Опорные реакции по концам кондуктора $R = \frac{Q}{2} = 6000$ кгс.

3. Индивидуальное задание.

Исходные данные: балка определенных размеров из конкретной стали (см. табл. 1, рис. 2, а) укладывается в кондуктор (см. рис. 1) для сборки и сварки заданным способом. Момент инерции сечения балки J , $см^4$ (необходимо рассчитывать). Катеты швов k , $см$. Эксцентриситет e , $см$. Модуль упругости стали E , $кгс/см^2$. D – коэффициент (40000 для ручной дуговой сварки, 30000 для автоматической сварки). f – возможный прогиб балки, $см$.

Таблица 1 – Исходные данные

№ варианта	Материал балки	Способ сварки	Стенка балки $h \times t$, мм	Пояс балки $b \times s$, мм	Длина балки L , м	k , мм	J , $см^4$	Эксцентриситет e , см	E , $кгс/см^2$
1	08кп	автоматич.	500×10	300×10	6	7	21436	19,6	2,03×10 ⁶
2	20кп	ручн.	600×10	290×10	7	8	34616	19,5	2,12×10 ⁶
3	ст. 30	автоматич.	700×10	280×10	8	7	51777	19,4	2×10 ⁶
4	30Х	ручн.	800×10	270×10	9	8	73285	19,3	2,08×10 ⁶
5	30ХМА	автоматич.	500×10	260×10	10	7	20423	19,2	2,09×10 ⁶
6	08кп	ручн.	500×10	300×10	6	8	21436	19,6	2,03×10 ⁶
7	20кп	автоматич.	600×10	290×10	7	7	34616	19,5	2,12×10 ⁶
8	ст. 30	ручн.	700×10	280×10	8	8	51777	19,4	2×10 ⁶
9	30Х	автоматич.	800×10	270×10	9	7	73285	19,3	2,08×10 ⁶
10	30ХМА	ручн.	500×10	260×10	10	8	20423	19,2	2,09×10 ⁶
11	08кп	автоматич.	500×10	300×10	6	7	21436	19,6	2,03×10 ⁶
12	20кп	ручн.	600×10	290×10	7	8	34616	19,5	2,12×10 ⁶
13	ст. 30	автоматич.	700×10	280×10	8	7	51777	19,4	2×10 ⁶
14	30Х	ручн.	800×10	270×10	9	8	73285	19,3	2,08×10 ⁶
15	30ХМА	автоматич.	500×10	260×10	10	7	20423	19,2	2,09×10 ⁶
16	08кп	ручн.	500×10	300×10	6	8	21436	19,6	2,03×10 ⁶
17	20кп	автоматич.	600×10	290×10	7	7	34616	19,5	2,12×10 ⁶
18	ст. 30	ручн.	700×10	280×10	8	8	51777	19,4	2×10 ⁶
19	30Х	автоматич.	800×10	270×10	9	7	73285	19,3	2,08×10 ⁶
20	30ХМА	ручн.	500×10	260×10	10	8	20423	19,2	2,09×10 ⁶
21	08кп	автоматич.	500×10	300×10	6	7	21436	19,6	2,03×10 ⁶
22	20кп	ручн.	600×10	290×10	7	8	34616	19,5	2,12×10 ⁶
23	ст. 30	автоматич.	700×10	280×10	8	7	51777	19,4	2×10 ⁶
24	30Х	ручн.	800×10	270×10	9	8	73285	19,3	2,08×10 ⁶
25	30ХМА	автоматич.	500×10	260×10	10	7	20423	19,2	2,09×10 ⁶
26	08кп	ручн.	500×10	300×10	6	8	21436	19,6	2,03×10 ⁶
27	20кп	автоматич.	600×10	290×10	7	7	34616	19,5	2,12×10 ⁶
28	ст. 30	ручн.	700×10	280×10	8	8	51777	19,4	2×10 ⁶
29	30Х	автоматич.	800×10	270×10	9	7	73285	19,3	2,08×10 ⁶
30	30ХМА	ручн.	500×10	260×10	10	8	20423	19,2	2,09×10 ⁶

Определить:

1. Момент инерции сечения балки J , $см^4$ по соответствующим для выбранного варианта геометрическим размерам балки. Рассчитанное значение должно совпасть с табличным значением.

2. Требуемое усилие P_y , $кгс$ в кондукторе, которое необходимо приложить к балке для ее изгиба в обратном направлении с таким же прогибом f , $мм$, как следует из теоретического расчета, если сварка ведется в тавр двумя швами.

3. Требуемую распределенную нагрузку q , кгс/пог. см для прижатия балки во избежание ее прогиба при сварке.
4. Полную вероятную нагрузку Q , кгс на всю балку при сварке.
5. Опорные реакции R , кгс по концам кондуктора.

4. Порядок проведения занятия.

4.1. Изучить общие положения касательно вопроса расчета усилия зажимов в кондукторе, предназначенном для сборки и сварки тавровых балок, с учетом возможных сварочных деформаций.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1 и рис. 2.

5. Контрольные вопросы.

5.1. Какие основные виды сварочных деформаций для сварной балки вы знаете?

5.2. Каков характер изгиба балки под действием постоянного момента?

5.3. Каких заданных геометрических параметров тавровой балки достаточно для расчета момента инерции сечения балки J , см⁴?

5.4. От каких параметров зависят реактивные усилия q и Q , возникающие в кондукторе для крупнопрофильных балок под действием сварочных напряжений?

5.5. По какой формуле можно определить полную нагрузку на всю балку?

6. Литература.

6.1. Севбо, П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978.

6.2. Рыморов, Е.В. Новые сварочные приспособления / Е.В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988.

Практическое занятие №4
"Расчет рычажных зажимных устройств, применяемых в
сборочно–сварочных кондукторах и стендах"

1. Цель.

Научиться рассчитывать рычажные зажимные устройства, применяемые в сборочно–сварочных кондукторах и стендах.

2. Общие положения.

Расчет рычажных зажимных устройств следует начинать с усилий на зажимах. Исходными данными для определения этих усилий являются размеры свариваемой балки и калибр угловых швов.

Например, тавр имеет размеры: стенка 400×10 мм, пояс 200×16 мм, шов 8×8 мм, длина балки 6000 мм. Момент инерции сечения балки $J = 13000 \text{ см}^4$. Расстояние между центрами тяжести сечения балки и сечения шва $e = 10,6 \text{ см}$.

При автоматической сварке усадочная сила, действующая по оси швов, равна:

1. после сварки первого шва:

$$P_{yc1} = 1,7 \times D \times k^2 = 1,7 \times 30000 \times 0,8^2 = 32600 \text{ (кгс)} \quad (1)$$

где $D = 30000$ – коэффициент для автоматической сварки;
 k – катет шва, см.

2. после сварки обоих швов:

$$P_{yc2} = 1,15 \times 1,7 \times 30000 \times 0,8^2 = 37600 \text{ (кгс)} \quad (2)$$

Расчетные усилия, возникающие на зажимах кондуктора (рис. 1) под действием этих усадочных сил, определяются:

1. после сварки первого шва

$$q_1 = 9,6 \times \frac{P_{yc1} \times e}{L^2} = \frac{9,6 \times 32600 \times 10,6}{600^2} = 9,2 \frac{\text{кгс}}{\text{см}} = 920 \frac{\text{кгс}}{\text{м}} \quad (3)$$

2. после сварки обоих швов

$$q_2 = 9,6 \times \frac{P_{yc2} \times e}{L^2} = \frac{9,6 \times 37600 \times 10,6}{600^2} = 10,6 \frac{\text{кгс}}{\text{см}} = 1060 \frac{\text{кгс}}{\text{м}} \quad (4)$$

(L – длина балки, см)

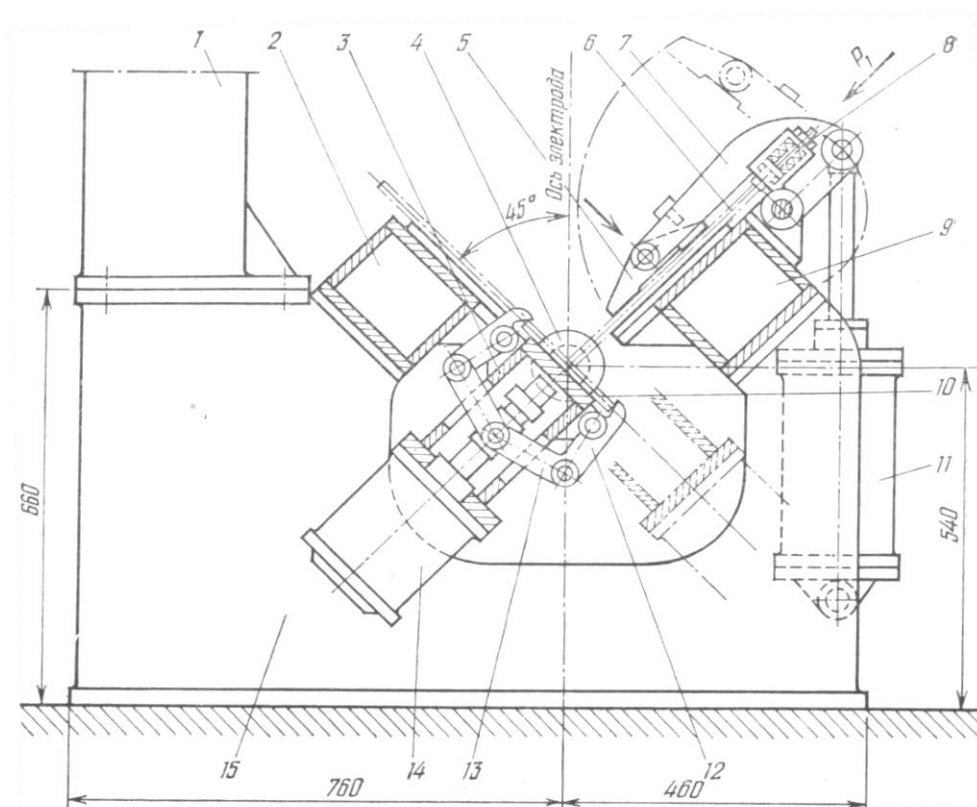


Рисунок 1 – Кондуктор – кантователь для сборки и сварки тавровых балок

Следовательно, при расположении верхних рычажных зажимов вдоль балки через 1 метр каждый из них должен воспринимать усилие $S_1 \geq 920 \text{ кгс}$.

Захваты опорной балки кантователя (нижние зажимы) также расположены на расстояниях в 1 м и удерживают свариваемую балку от деформации после сварки обоих швов. Следовательно, каждая пара захватов должна развивать усилие сцепления с поясом тавра $S_2 \geq 1060 \text{ кгс}$.

При сварке балки в зажатом состоянии поперечная усадка углового шва может вызвать в металле шва опасные изгибные напряжения, превышающие предел его текучести. Поэтому усилие бокового прижима P_2 (рис. 2) следует ограничивать условием, чтобы создаваемые им изгибные напряжения σ в металле шва не превосходили заданной величины, т.е. $\sigma < \sigma_T$. Из этого условия следует, что изгибающий момент в шве от действия силы P_2 на плече l_3 должен быть равен моменту внутренних сил в металле шва при напряжениях $\sigma = [\sigma]$:

$$P_2 \times l_3 = W \times [\sigma], \quad (5)$$

где $W = \frac{b_{1M} \times h^2}{6}$ – момент сопротивления сечения шва на длине b_{1M} (принимается 1 метр шва) при его высоте в опасном сечении h .

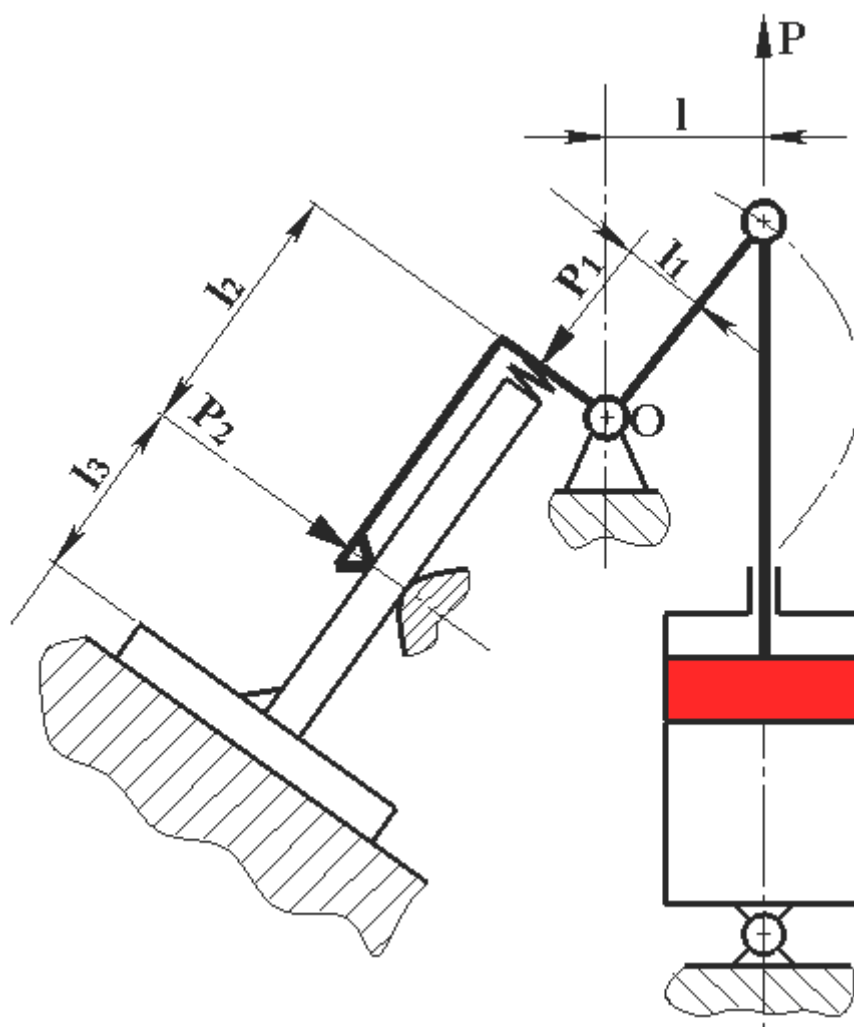


Рисунок 2 – Расчетная схема рычажного зажимного устройства для сборки тавровых балок

Подставляя эти значения в вышеуказанную формулу, получаем:

$$P_2 \times l_3 = \frac{b_{1M} \times h^2 \times [\sigma]}{6} \quad (6)$$

Откуда искомая допускаемая сила прижатия равна:

$$P_2 = \frac{b_{1M} \times h^2 \times [\sigma]}{6 \times l_3} \quad (7)$$

Для рассматриваемого кондуктора на длине шва $b_{1M} = 100$ см при $h = 0,7$ см, $l_3 = 19$ см и $[\sigma] = 2000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ по вышеуказанной формуле получаем:

$$P_2 = \frac{100 \times 0,7^2 \times 2000}{6 \times 19} = 860 \text{ кгс}$$

Если же известна угловая деформация балки α после сварки первого шва в свободном (не зажатом) состоянии, то следует проверить, образуется ли

зазор под силой P_2 между стенкой свариваемой балки и опорной поверхностью кондуктора.

При сварке в незажатом состоянии, т.е. при отсутствии P_2 , в районе прижимов образуется свободный зазор $\Delta_0 = l_3 \times \tan \alpha$. Однако под действием силы P_2 возникает прогиб обратного знака: $f = \frac{P_2 \times l_3^3}{3 \times E \times J}$.

Если $\Delta_0 > f$, то между стенкой и кондуктором останется зазор:

$$\Delta = \Delta_0 - f = l_3 \times \tan \alpha - \frac{P_2 \times l_3^3}{3 \times E \times J}, \quad (8)$$

где $J = \frac{b_{1M} \times t_{CT}^3}{12}$ – момент инерции сечения стенки балки на длине b_{1M} (длина одного шва, равная 100 см) при толщине стенки балки t_{CT} . Подставив эти значения в вышеуказанную формулу, получим:

$$\Delta = l_3 \times \tan \alpha - \frac{4 \times P_2 \times l_3^3}{E \times b_{1M} \times t_{CT}^3} \quad (9)$$

В нашем примере при угловой деформации $\tan \alpha = 0,01$ имеем:

$$\Delta = 19 \times 0,01 - \frac{4 \times 860 \times 19^3}{2,1 \times 10^6 \times 100 \times 1^3} = 0,08 \text{ мм}$$

С этим зазором придется примириться, чтобы избежать опасных напряжений в металле шва и возможных продольных трещин в нем.

В точном расчете прогиба стенки под действием силы P_2 следовало бы учитывать также влияние поперечной силы трения в верхнем прижиме, создаваемой усилием P_1 . Однако для наших целей это не имеет особого значения и почти не влияет на общий результат расчета.

Выше найдено минимальное усилие на рычаге $S_1 = 920 \text{ кгс}$, необходимое для удержания балки от осевого изгиба при сварке первого шва. Это усилие складывается из давления рычага на кромку стенки P_1 и силы трения между прижимом на конце рычага и стенкой (под силой P_2), т.е.

$$S_1 = P_1 + f \times P_2, \quad (10)$$

где $f = 0,15$ – коэффициент трения сухой детали о деталь.

Из вышеуказанной формулы определяем минимально необходимую величину:

$$P_1 = K \times (S_1 - f \times P_2) \quad (11)$$

приняв коэффициент запаса $K = 1,25$ и подставив найденные выше значения $S_1 = 920 \text{ кгс}$ и $P_2 = 860 \text{ кгс}$ в вышеуказанную формулу, получим:

$$P_1 = 1,25 \times (920 - 0,15 \times 860) = 1000 \text{ кгс}$$

Как указано в описании конструкции кондуктора, усилие P_1 передается на кромку стенки через несколько пружин. Изменяя их натяжение, можно с достаточной точностью регулировать его величину.

Для определения усилия привода P необходимо составить уравнение моментов относительно оси опорного шарнира рычага Q . При этом для упрощения расчетов трением в шарнире рычага пока пренебрегаем, с тем что в дальнейшем оно будет учтено соответствующей поправкой. В таком случае уравнение моментов запишется так:

$$P \times l = P_1 \times l_1 + P_2 \times l_2, \text{ откуда}$$

$$P = \frac{P_1 \times l_1 + P_2 \times l_2}{l} \quad (12)$$

В нашем примере $P_1 = 1000 \text{ кгс}$; $P_2 = 860 \text{ кгс}$; $l = 9 \text{ см}$; $l_1 = 6 \text{ см}$; $l_2 = 21 \text{ см}$. По вышеуказанной формуле находим значение усилия на штоке привода P :

$$P = \frac{1000 \times 6 + 860 \times 21}{9} = 2700 \text{ кгс}$$

Чтобы учесть потери на трение в опорном шарнире рычага, необходимо предварительно определить величину опорной реакции шарнира.

Усилие Q , воспринимаемое шарниром (шарнир в т. О), можно найти графическим или аналитическим сложением всех действующих на рычаг сил (активных и реактивных). При угле наклона рычага по отношению к оси штока привода 45° :

$$Q = \sqrt{(P_1 + 0,7 \times P)^2 + (P_2 + 0,7 \times P)^2} \quad (13)$$

Момент трения на оси шарнира:

$$M_{\text{ТР}} = Q \times f_1 \times r = 4030 \times 0,1 \times 2 = 806 \text{ (кгс} \times \text{см)} \quad (14)$$

Необходимое добавочное усилие на штоке находится так:

$$P_{\text{ТР}} = \frac{M_{\text{ТР}}}{l} = \frac{806}{9} = 90 \text{ кгс} \quad (15)$$

Таким образом, эта добавочная сила составляет лишь $(90/2700) \times 100 = 3\%$ от общей силы на штоке и с избытком компенсируется принятым при определении P_1 запасом на 25%.

Зная необходимое усилие привода $P = 2700 \text{ кгс}$ и давление рабочего агента в силовом цилиндре (воздуха или масла) q , можно определять его диаметр:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times P}{\pi \times q \times \eta}} = \frac{4 \times 2700}{3,14 \times 20 \times 0,8} = 14,7 \approx 15 \text{ см} \quad (16)$$

Здесь $q = 20 \text{ кгс/см}^2$ – давление масла в цилиндре; $\eta = 0,8$ – КПД привода.

Ход поршня, определяемый конструктивными соображениями, равен $h = 20 \text{ см}$. По этим параметрам подбирается готовый цилиндр из числа выпускаемых промышленностью, либо он проектируется заново с использованием основных расчетных формул.

Размеры прижимного рычага определяются обычными расчетами на прочность. В частности, необходимый момент сопротивления поперечного сечения в опасном месте определяется расчетом на изгиб по формуле:

$$W = \frac{M_{\text{и}}}{[\sigma]} = \frac{P_2 \times l_2}{[\sigma]} = \frac{860 \times 21}{600} = 30 \text{ см}^3 \quad (17)$$

Выбранное коробчатое сечение квадратной формы $60 \times 60 \text{ мм}$ из листа $\delta = 8 \text{ мм}$ имеет момент сопротивления $W = \frac{4}{3} \times 6^2 \times 0,8 = 38 \text{ см}^3$.

По найденному усилию в шарнире рычага $Q = 4030 \text{ кгс}$ ось шарнира необходимо проверять расчетом на изгиб, а также на удельное давление в поверхности скольжения.

3. Индивидуальное задание.

Исходные данные:

1. балка определенных размеров из конкретной стали (табл. 1, рис. 1 и 2) укладывается в кондуктор (см. рис. 1) для сборки и сварки заданным способом.

2. Момент инерции сечения балки J .

3. Катеты швов k .

4. Эксцентриситет e .

5. Модуль упругости стали E .

6. D – коэффициент (для автоматической сварки 30000, для ручной сварки 40000).

7. Длина одного шва $b_{\text{IM}} = 1 \text{ м}$.

8. Высота шва в опасном сечении h , см.

9. Толщина стенки балки $t_{\text{СТ}}$, см. Высота стенки балки $h_{\text{СТ}}$, см.

10. $l_3 = 19 \text{ см}$, $l = 9 \text{ см}$, $l_1 = 6 \text{ см}$, $l_2 = 21 \text{ см}$ (см. рис. 2).

11. Угловая деформация $\tan \alpha = 0,01$.

12. Коэффициент трения сухой стали о сталь равен 0,15.

13. $K = 1,25$ – коэффициент запаса.

14. Угол наклона рычага по отношению к оси штока привода равен 45° .
15. Коэффициент трения в шарнире равен $0,1$.
16. Радиус оси шарнира равен 2 см .
17. $q = 20 \text{ кгс/см}^2$ – давление масла в цилиндре привода.
18. $\eta = 0,8$ – КПД привода.
19. Ход поршня равен 20 см .
20. Предел прочности материала рычага $[\sigma] = 600 \text{ кгс/см}^2$.

Таблица 1 – Исходные данные

№ вар.	Мат-л балки	Способ сварки	Стенка балки $h_{\text{ст}} \times t_{\text{ст}}$, мм	Пояс балки $b \times s$, мм	Длина балки L , м	k , мм	J , см^4	e , см	E , кгс/см^2	h , см	σ_t , кгс/см^2
1	08кп	автом.	400×10	200×16	6	8	11707	10,6	$2,03 \times 10^6$	0,7	1750
2	20кп	ручн.	500×10	220×10	7	7	19295	12,5	$2,12 \times 10^6$	0,6	2250
3	ст. 30	автом.	450×10	210×10	8	8	14297	11,5	2×10^6	0,7	2950
4	16ГС	ручн.	380×10	250×10	9	7	10907	9,5	$2,08 \times 10^6$	0,6	3250
5	25ГС	автом.	520×10	250×10	10	8	25753	13	$2,09 \times 10^6$	0,7	2500
6	08кп	ручн.	400×10	200×16	6	7	11707	10,6	$2,03 \times 10^6$	0,6	1750
7	20кп	автом.	500×10	220×10	7	8	19295	12,5	$2,12 \times 10^6$	0,7	2250
8	ст. 30	ручн.	450×10	210×10	8	7	14297	11,5	2×10^6	0,6	2950
9	16ГС	автом.	380×10	250×10	9	8	10907	9,5	$2,08 \times 10^6$	0,7	3250
10	25ГС	ручн.	520×10	250×10	10	7	25753	13	$2,09 \times 10^6$	0,6	2500
11	08кп	автом.	400×10	200×16	6	8	11707	10,6	$2,03 \times 10^6$	0,7	1750
12	20кп	ручн.	500×10	220×10	7	7	19295	12,5	$2,12 \times 10^6$	0,6	2250
13	ст. 30	автом.	450×10	210×10	8	8	14297	11,5	2×10^6	0,7	2950
14	16ГС	ручн.	380×10	250×10	9	7	10907	9,5	$2,08 \times 10^6$	0,6	3250
15	25ГС	автом.	520×10	250×10	10	8	25753	13	$2,09 \times 10^6$	0,7	2500
16	08кп	ручн.	400×10	200×16	6	7	11707	10,6	$2,03 \times 10^6$	0,6	1750
17	20кп	автом.	500×10	220×10	7	8	19295	12,5	$2,12 \times 10^6$	0,7	2250
18	ст. 30	ручн.	450×10	210×10	8	7	14297	11,5	2×10^6	0,6	2950
19	16ГС	автом.	380×10	250×10	9	8	10907	9,5	$2,08 \times 10^6$	0,7	3250
20	25ГС	ручн.	520×10	250×10	10	7	25753	13	$2,09 \times 10^6$	0,6	2500
21	08кп	автом.	400×10	200×16	6	8	11707	10,6	$2,03 \times 10^6$	0,7	1750
22	20кп	ручн.	500×10	220×10	7	7	19295	12,5	$2,12 \times 10^6$	0,6	2250
23	ст. 30	автом.	450×10	210×10	8	8	14297	11,5	2×10^6	0,7	2950
24	16ГС	ручн.	380×10	250×10	9	7	10907	9,5	$2,08 \times 10^6$	0,6	3250
25	25ГС	автом.	520×10	250×10	10	8	25753	13	$2,09 \times 10^6$	0,7	2500
26	08кп	ручн.	400×10	200×16	6	7	11707	10,6	$2,03 \times 10^6$	0,6	1750
27	20кп	автом.	500×10	220×10	7	8	19295	12,5	$2,12 \times 10^6$	0,7	2250
28	ст. 30	ручн.	450×10	210×10	8	7	14297	11,5	2×10^6	0,6	2950
29	16ГС	автом.	380×10	250×10	9	8	10907	9,5	$2,08 \times 10^6$	0,7	3250
30	25ГС	ручн.	520×10	250×10	10	7	25753	13	$2,09 \times 10^6$	0,6	2500

Определить:

1. Усилия $q_{\text{ус}}$, кгс/м , возникающие на зажимах кондуктора под действием усадочных сил после сварки швов.
2. Допускаемую силу прижатия P_2 , кгс для нижних зажимов кондуктора.
3. Проверить, будет ли образовываться при сварке зазор Δ , мм под силой P_2 между стенкой свариваемой балки и опорной поверхностью кондуктора.
4. Усилие P_1 , кгс , с которым давит рычаг на кромку стенки тавра.
5. Требуемое усилие P , кгс на штоке привода.
6. Опорную реакцию шарнира Q , кгс .

7. Диаметр цилиндра привода D , см.
8. Выбрать сечение (коробчатое) для рычага по допустимому значению его момента сопротивления W , см³.

4. Порядок проведения занятия.

4.1. Изучить общие положения касательно вопроса расчета рычажных зажимных устройств, применяемых в сборочно–сварочных кондукторах и стендах.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1.

5. Контрольные вопросы.

5.1. Для чего необходимо рассчитывать величину усадочных сил $P_{ус}$, действующих на тавровое соединение по оси швов при сварке?

5.2. Для чего в расчетах необходимо учитывать высоту шва h в опасном сечении и предел его текучести σ_T ?

5.3. Как при расчетах учитывается обратный прогиб полки тавра f , мм при ее прижатии зажимом (усилие P_2 на рис. 2)?

5.4. Какие характеристики привода сжатия кондуктора необходимо рассчитывать для его подбора?

6. Литература.

6.1. Севбо, П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978.

6.2. Рыморов, Е.В. Новые сварочные приспособления / Е.В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988.

Практическое занятие №5 "Расчет роликовых сварочных стенов"

1. Цель.

Научиться рассчитывать роликовые стеноды, предназначенные для вращения цилиндрических и конических изделий во время сварки или наплавки.

2. Общие положения.

Роликовые стеноды монтируются из роликоопор – приводных (ведущих) и холостых. Расположение роликоопор может быть самым разнообразным в зависимости от назначения и потребностей завода. Типичные схемы роликовых стенодов представлены на рис. 1.

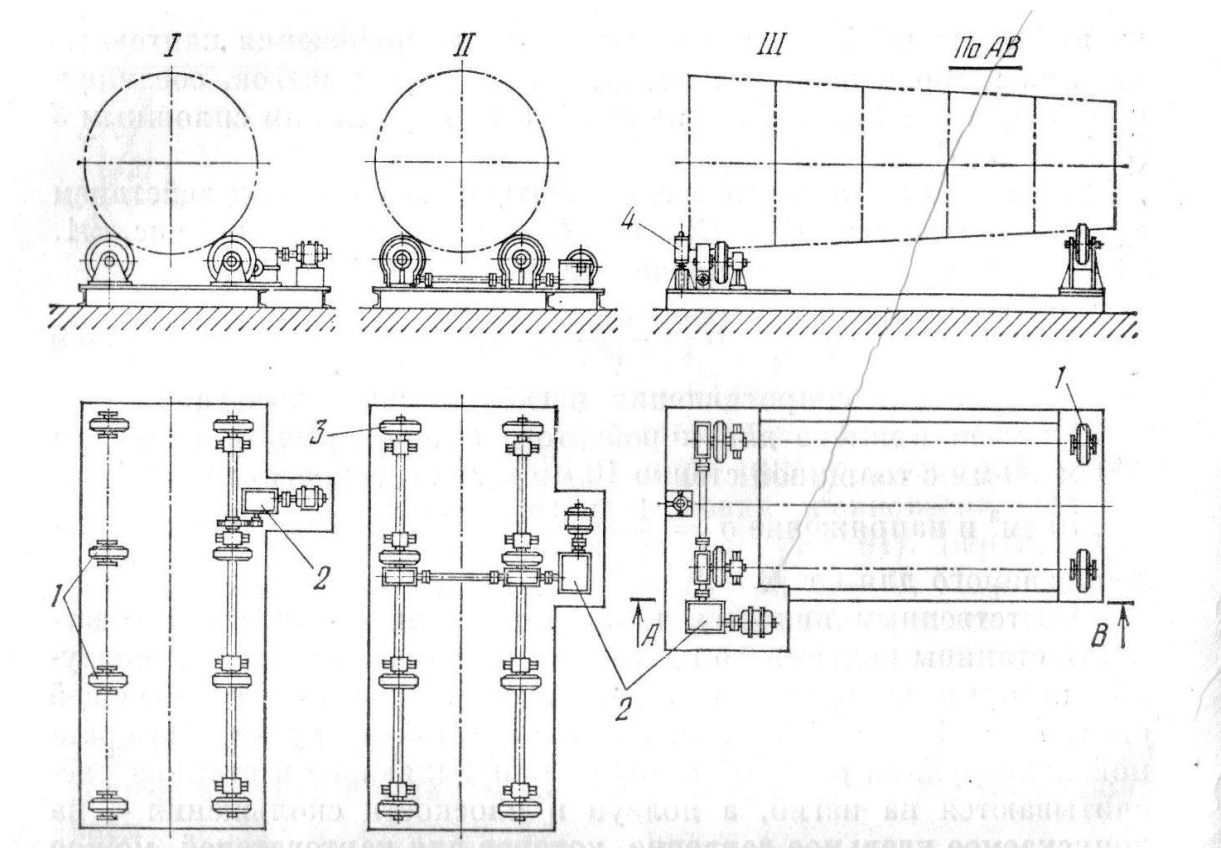


Рисунок 1 – Схемы роликовых стенодов:
1 – холостые роликоопоры; 2 – электропривод;
3 – приводные роликоопоры; 4 – упорный торцевой ролик

В схеме I стенд имеет два ряда роликов: один ведущий, а другой холостой. Ведущие ролики насажены на общий приводной вал и снабжены резиновыми грузошинами для увеличения силы сцепления с вращаемым изделием (котлом, барабаном и проч.). Если центр тяжести изделия не совпадает с его продольной осью, т.е. осью вращения, то сцепное усилие на

ведущих роликах может оказаться недостаточным для вращения изделия, вследствие чего возможно буксование роликов. Поэтому для изделий с эксцентрично расположенными весами следует применять роликовые стенды по схеме *II*.

В схеме *II* все ролики приводные, ведущие и снабжены резиновыми грузошинами. Сцепное окружное усилие стенда вдвое больше, чем у стенда по схеме *I*, но он сложнее, поэтому необходимость его применения в каждом отдельном случае надо обосновать расчетом на буксование.

По сравнению со схемой *I* рассматриваемая схема обладает еще одним недостатком, заключающимся в том, что смонтированные по ней стенды не допускают или сильно затрудняют изменение расстояния между двумя рядами роликов и тем самым снижают возможный диапазон диаметров свариваемых деталей, а следовательно, и степень универсальности стендов. В стендах по схеме *I* расстояние между рядами роликов легко изменяется с помощью передвижных или, что еще проще, перекидных роликоопор.

При значительном эксцентриситете нагрузки может оказаться, что сцепное усилие стенда будет недостаточно даже при схеме *II*. В таком случае приходится либо отбалансировать изделие (хотя бы частично), либо устроить сверху нажимные ролики для увеличения давления на ведущие ролики, либо, наконец, вовсе отказаться от применения роликового стенда, заменив его другим вращателем с жестким захватом.

Для вращения конических или ступенчатых цилиндрических барабанов, набранных из обечаек разного диаметра, роликовые стенды по схемам *I* и *II* непригодны, так как имеют одинаковую окружную скорость на всех ведущих роликах, между тем как окружная скорость конических или ступенчатых барабанов разная на разных диаметрах. Для таких барабанов и изделий следует применять роликовые стенды по схеме *III*. Они имеют только два ведущих ролика, расположенных в одной поперечной плоскости, остальные ролики – холостые.

Для сварки конических или ступенчатых барабанов одного типоразмера стенды можно монтировать и по схемам *I* или *II*, но при этом ведущие ролики стенда должны иметь разный диаметр. Подбор этих диаметров производится из условия равенства окружных скоростей ролика и барабана.

Стенды для конических барабанов должны снабжаться торцовым упорным роликом 4, предохраняющим барабан от осевого сдвига при вращении.

Типовые роликовые стенды по схемам *I* – *III* монтируются из унифицированных роликоопор, приводных и холостых, выпускаемых в централизованном порядке. Типаж этих роликов предусматривает 7 моделей для каждого типа роликоопор. Модели отличаются между собой грузоподъемностью в пределах от 0,25 до 16 тс на роликоопору.

Различают три основных типа роликоопор:

1. Приводные роликоопоры, которые могут выпускаться в двух исполнениях: а) нормальном, с выпущенными наружу хвостовиками вала и муфтами для соединения с главным приводным валом и соседними

роlikоопорами (рис. 2); б) со встроенным червячным редуктором (рис. 3) и валом, имеющим хвостовики для соединения с главным приводным валом и соседними роliками.

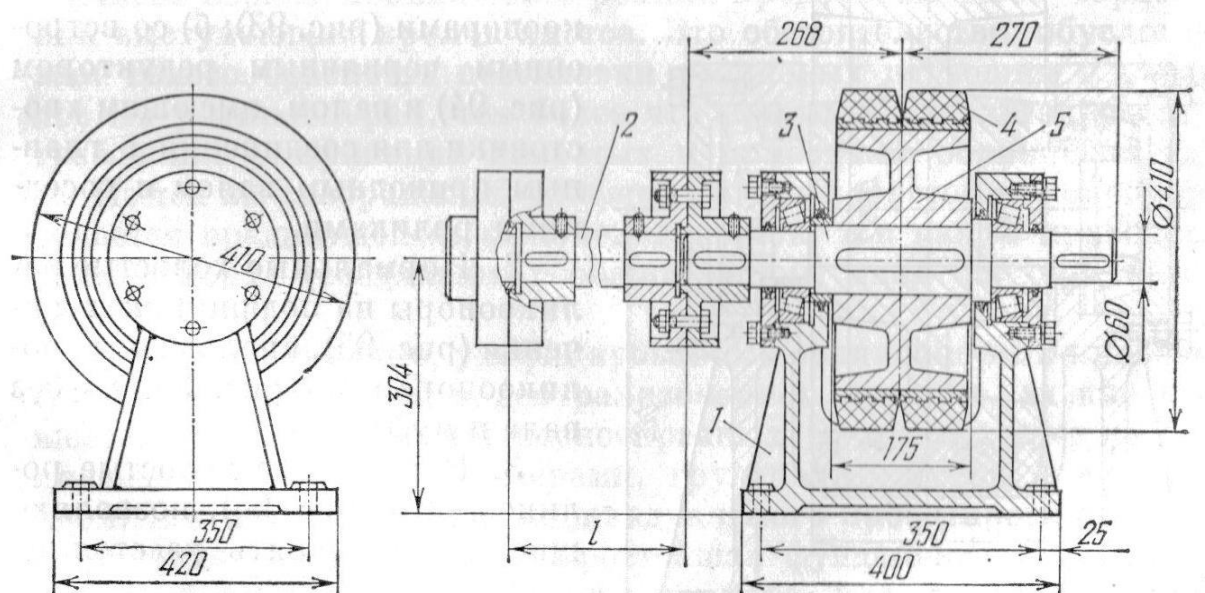


Рисунок 2 – Приводная роlikоопора:
1 – стойка с подшипниками; 2 – приводной вал; 3 – вал роlikоопоры;
4 – резиновая грузошина; 5 – корпус роliка

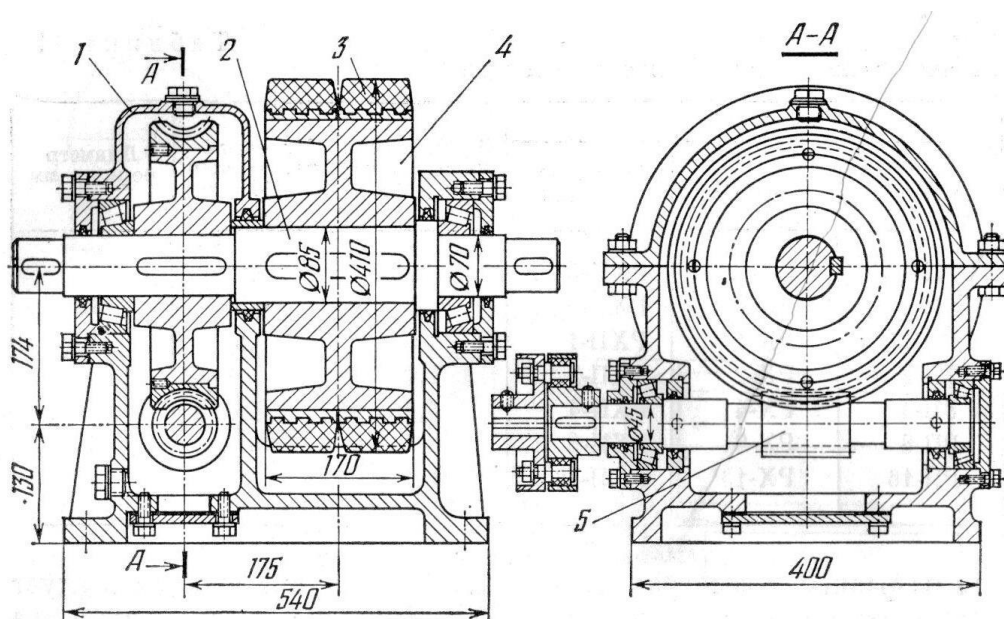


Рисунок 3 – Приводная роlikоопора с червячным редуктором:
1 – корпус редуктора; 2 – вал; 3 – грузошина; 4 – роlik; 5 – червяк

2. Нормальные холостые роlikоопоры на подшипниках качения (рис. 4), аналогичные роlikоопорам по рис. 2, но без вала и муфт.

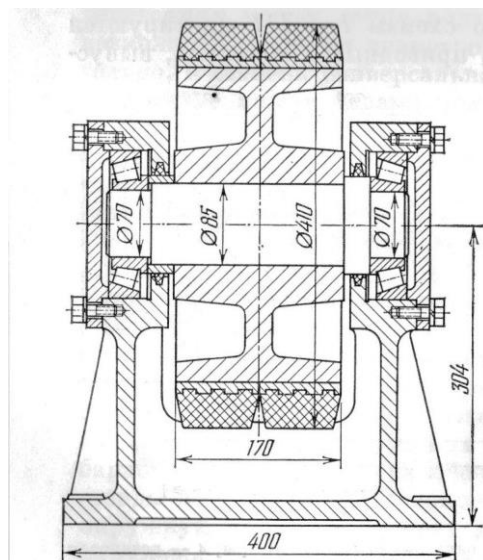


Рисунок 4 – Холостая роlikопора нормальная

3. Перекидные холостые роlikопоры (рис. 5), позволяющие быстро менять расстояние между рядами роlikов, т.е. путем перекидки роlikов перестраивать стенд на другой диапазон диаметров свариваемых изделий, как это предусмотрено в описанном ниже роlikовом стенде *T – 30* (рис. 6).

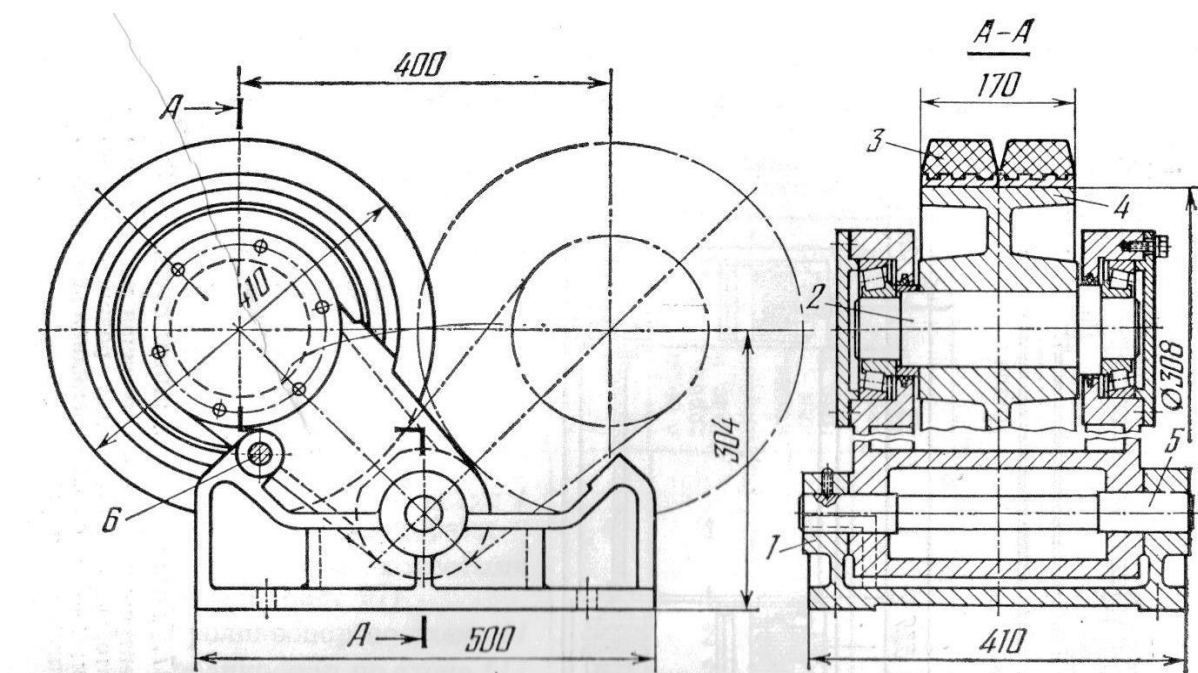


Рисунок 5 – Холостая роlikопора перекидная:
1 – основание; 2 – ось роlikа; 3 – резиновая грузошина;
4 – роlik; 5 – ось шарнира; 6 – фиксатор

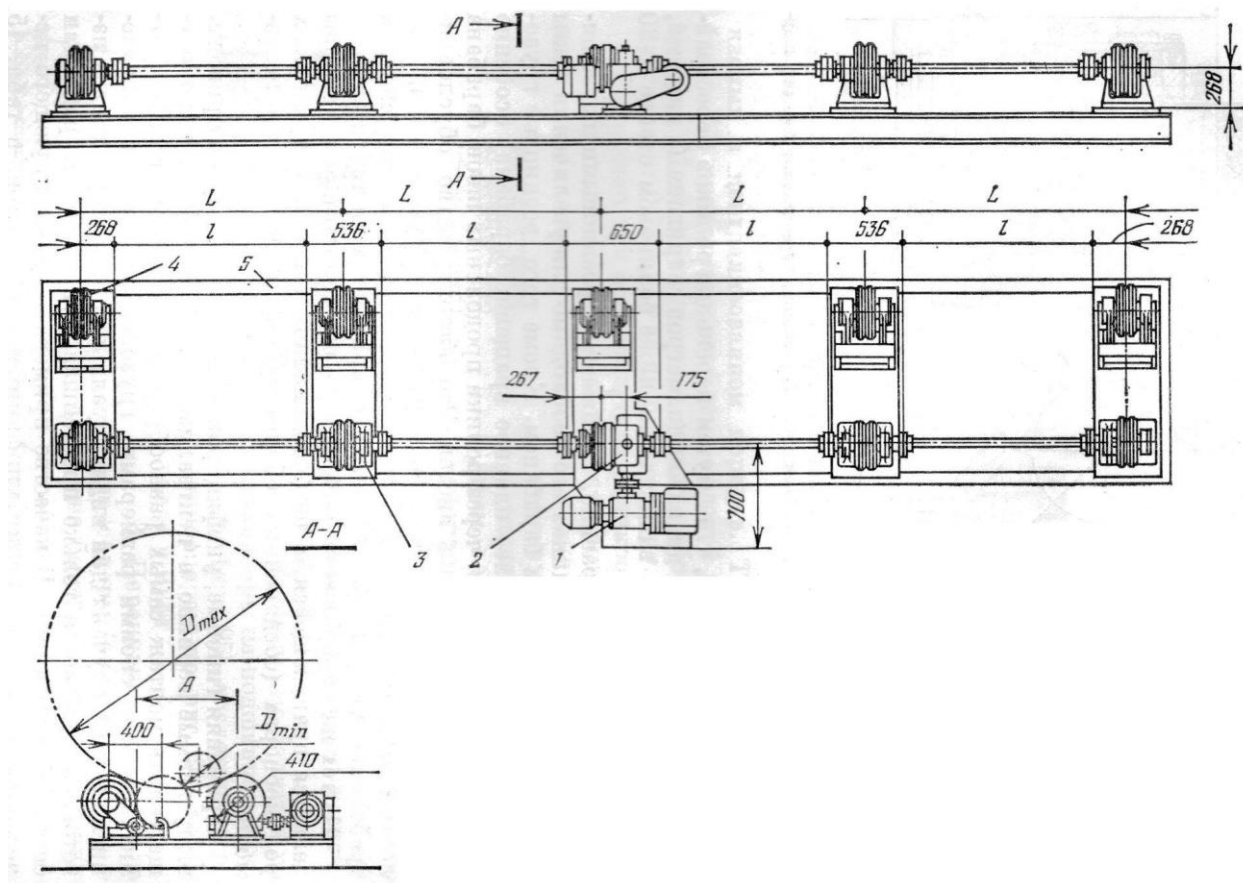


Рисунок 6 – Типовой роликовый стенд Т-30:

- 1 – электропривод; 2 – приводная роликоопора с редуктором;
- 3 – приводная роликоопора нормальная;
- 4 – холостая перекидная роликоопора;
- 5 – фундаментная рама

Все ролики, как правило, снабжаются резиновыми грузошинами. В приводных роликах это необходимо для увеличения силы сцепления с вращаемым барабаном. Кроме того, они обеспечивают более плавное вращение барабана, особенно в момент перекатывания через ролики продольных швов барабана или выступающих кромок листов.

На рис. 7 представлены расчетные схемы типового роликового стенда с одним рядом приводных роликоопор (левым по рисунку). Такие стенды наиболее распространены в практике сварочного производства.

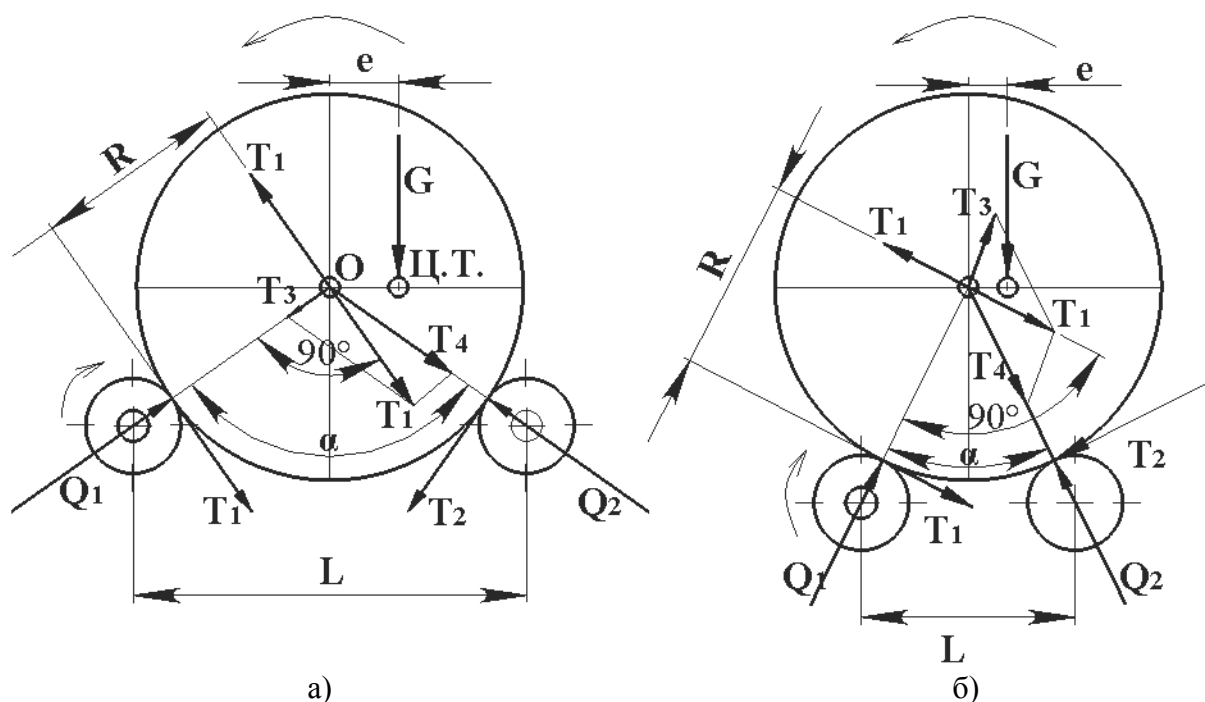


Рисунок 7 – Расчетные схемы роликового стенда: а – при $\alpha > 90^\circ$; б – при $\alpha < 90^\circ$

Активная внешняя нагрузка стенда состоит из центральной силы G , равной весу вращаемого изделия, и грузового момента $M_{KP} = G \times e$. В статическом состоянии стенда при $e = 0$ сила G создает на роликоопорах опорные реакции Q , зависящие от угла α :

$$Q = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (1)$$

Эту же величину можно выразить в зависимости от диаметра изделия D , поперечного расстояния между роликоопорами L и диаметра роликов D_p :

$$Q = G \times \frac{D + D_p}{2 \times \sqrt{(D + D_p)^2 - L^2}} \quad (2)$$

(формула используется при работе с роликами, подобранными по ГОСТ)

В практике проектирования роликовых стендов часто допускается ошибка, заключающаяся в том, что для определения максимальной нагрузки на роликоопоры Q_{MAX} принимается наибольший заданный вес изделия G_{MAX} при максимально допустимом значении центрального угла α_{MAX} (например, при $\alpha_{MAX} = 120^\circ$). Это нередко влечет за собой недопустимое чрезмерное завышение расчетной нагрузки на роликоопоры и их валы. Причина такой ошибки – в том, что при определении максимального расчетного значения опорной реакции Q упускается из виду следующее обстоятельство. С увеличением диаметра изделия обычно увеличивается его масса, а следовательно, увеличиваются и опорные реакции роликов Q .

Вместе с тем, так как $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{L}{D+D_p}$, при увеличении диаметра уменьшается центральный угол α , что вызывает обратный эффект, т.е. уменьшение опорных реакций. Отсюда следует вывод: при определении расчетной нагрузки на роlikоопоры необходимо из заданной номенклатуры изделий выбрать не наибольшее по весу, а такое, при котором получаются максимальные значения опорных реакций и момента $G \times e$.

Во время вращения изделия на приводных роliках возникает окружное усилие T_1 . Чтобы оценить влияние этого усилия на опорные реакции роliков Q , приложим к центру вращаемого барабана O две равные и прямо противоположные силы T_1 . Одна из них, в паре с окружным усилием на роliках, образует момент $T_1 \times R$, вращающий барабан вокруг оси O . Другую силу раскладываем по направлениям опорных реакций на две составляющие T_3 и T_4 . Следовательно, под действием окружного усилия T_1 к основным опорным реакциям роliков Q добавляются силы: $\pm T_3$ – на ведущие роlikоопоры и T_4 – на ведомые, холостые роlikоопоры. Аналогичное действие производит сила T_2 , добавляя к опорным реакциям силы T'_3 и T'_4 .

Таким образом, суммарные опорные реакции на приводных и холостых роlikоопорах будут соответственно:

$$Q_1 = Q + T'_3; Q_2 = Q + T'_4 \quad (3)$$

Тогда по рис. 1:

$$T_3 = -\frac{T_1}{\tan \alpha}; T_4 = -\frac{T_1}{\sin \alpha}; T'_3 = \frac{T_2}{\sin \alpha}; T'_4 = -\frac{T_2}{\tan \alpha} \quad (4)$$

В результате после преобразований получим:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} - \frac{T_1}{\tan \alpha} + \frac{T_2}{\sin \alpha}; Q_2 = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{T_1}{\sin \alpha} - \frac{T_2}{\tan \alpha} \quad (5)$$

Величина окружного усилия T_1 на приводных роliках определится из условия преодоления (уравновешивания), во – первых, грузового момента $M_{кр} = G \times e$, а во – вторых, сопротивления вращению холостых роlikоопор T_2 .

Условие равновесия моментов относительно оси вращаемого барабана запишется как:

$$T_1 \times R = G \times e + T_2 \times R \Rightarrow T_1 = G \times \frac{e}{R} + T_2, \quad (6)$$

где R – радиус вращаемого барабана; T_2 – сопротивление вращению холостых роliков.

Соппротивление вращению приводных роликов и приводного вала должно быть учтено в дальнейших расчетах, при определении крутящего момента и мощности на приводном валу роlikоопор.

Соппротивление вращению холостых роlikоопор, приведенное к их окружности, определяется как:

$$T_2 = Q_2 \times \frac{f \times d_p + 2 \times \mu}{D_p}, \quad (7)$$

где d_p – диаметр оси ролика в подшипниках; f – коэффициент трения в подшипниках роlikоопор (для подшипников скольжения $f = 0,1$, для подшипников качения при конических роlikоподшипниках $f = 0,02$); μ – коэффициент трения качения (для стальных роликов $\mu = 0,06 - 0,08$ см, для обрeзиненных $\mu = 0,25 - 0,35$ см).

После преобразований формул получим:

$$T_1 = G \times \frac{e}{R} + Q_2 \times \frac{f \times d_p + 2 \times \mu}{D_p} \quad (8)$$

Окончательное выражение для величины необходимого окружного усилия T_1 на приводных роlikоопорах:

$$T_1 = G \times \left(\varepsilon + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \right) \quad (9)$$

Аналогично для холостых роlikоопор:

$$T_2 = G \times \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \sin \alpha + \cos \alpha - 1}, \quad (10)$$

где $\varepsilon = \frac{e}{R}$ – эксцентриситет, выраженный в долях радиуса барабана (дисбаланс); $b = \frac{D_p}{f \times d_p + 2 \times \mu}$.

При вращении сбалансированных барабанов, для которых $e = 0$, формула приобретает вид:

$$T_{1(\varepsilon=0)} = T_{2(\varepsilon=0)} = G \times \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \quad (11)$$

Окружные силы T_1 и T_2 , возникающие на стендовых роliках при вращении барабана, увеличивают опорные реакции роликов, если барабан вращается против часовой стрелки, так как при этом силы T_1 и T_2 направлены вниз. Вызванная этими силами добавочная нагрузка на ролики тем больше, чем больше угол α и чем выше коэффициенты трения f и μ .

Если же барабан вращается в обратную сторону, то силы T_1 и T_2 направлены вверх и опорные реакции уменьшаются. Поэтому для определения максимальных расчетных усилий надо выбирать направление вращения приводного вала и положение центра тяжести G так, как показано на рис. 7., т.е. с окружными усилиями T_1 и T_2 , направленными вниз.

Окончательное выражение для опорных реакций роlikоопор при их вращении под нагрузкой:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} \times \left(1 - \frac{\varepsilon \times \cos \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (12)$$

$$Q_2 = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} \times \left(1 + \frac{\varepsilon}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right)$$

Или при $\varepsilon = 0$:

$$Q_{1(\varepsilon=0)} = Q_{2(\varepsilon=0)} = \frac{G}{2 \times \cos \frac{\alpha}{2}} \times \left(1 + \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \times \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (13)$$

Зависимости окружного усилия, выраженного в долях веса изделия, от центрального угла α представлены на рис. 8.

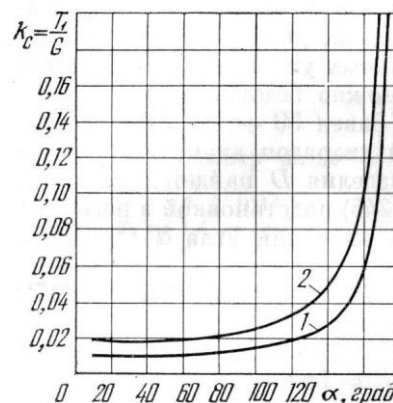


Рисунок 8 – Зависимость окружного (вращающего) усилия на приводных роliках от центрального угла α : 1 – при конических роlikоподшипниках; 2 – при подшипниках скольжения

Окружное усилие на приводных роliках, выраженное в долях веса изделия, представляет собой коэффициент сопротивления вращению изделия:

$$k_c = \frac{T_1}{G} \quad (14)$$

Кривая 1 построена для роlikового стенда, снабженного типовыми обрезаиненными роlikоопорами диаметром $D_p = 41$ см на конических роlikоподшипниках $d_p = 7$ см. Для этих роlikоопор приняты следующие коэффициенты трения: $f = 0,02$ и $\mu = 0,3$ см.

Кривая 2 построена для такого же стенда, но с подшипниками скольжения вместо роликоподшипников. В этом случае $f = 0,1$ и $\mu = 0,3$ см. Обе кривые построены для стенда при наиболее опасном направлении вращения вала, показанном на рис. 7 стрелкой.

Именно при таком направлении вращения возникают наибольшие опорные реакции на роликах и становится возможной затяжка барабана и его заклинивание при достаточно высоких значениях угла α .

Чтобы оценить влияние угла α на величину опорных реакций Q_1 и Q_2 (при неблагоприятном направлении вращения изделия), построена кривая зависимости Q_1 и Q_2 от α , причем значения Q_1 и Q_2 выражены в долях веса изделия G .

Наименьшее допустимое значение угла α определяется из условия статической устойчивости положения барабана на стенде при дисбалансе $e > 0$. Потеря устойчивости и опрокидывание барабана наступает при критическом для данного угла α значении эксцентриситета:

$$e_{кр} = R \times \sin \frac{\alpha}{2} \quad (15)$$

Практически для устойчивого и равномерного вращения барабана на роликовом стенде следует выбирать угол α не менее 50° , даже при нулевом дисбалансе. Таким образом, допускаемый диапазон центральных углов α , в пределах которого можно безопасно работать на стенде, равен $50-120^\circ$. Соответствующий диапазон диаметров D найдется подстановкой в него предельных значений угла α :

$$D = \frac{L}{\sin \frac{\alpha}{2}} - D_P \quad (16)$$

При $\alpha_{MIN} = 50^\circ$ и $\alpha_{MAX} = 120^\circ$:

$$D_{MAX} = \frac{L}{0,42} - D_P; D_{MIN} = \frac{L}{0,86} - D_P$$

Для типового роликового стенда с роликоопорами $D_P = 410$ мм при $L = 1000$ мм получим:

$$D_{MAX} = \frac{1000}{0,42} - 410 \approx 2000 \text{ мм}; D_{MIN} = \frac{1000}{0,86} - 410 \approx 750 \text{ мм}$$

Зная величину окружных и радиальных усилий, действующих на роликоопоры, нетрудно определить расчетную нагрузку роликов, их осей и валов:

$$P_1 = \frac{\sqrt{Q_1^2 + T_1^2}}{i_P} \times K_P, P_2 = \frac{\sqrt{Q_2^2 + T_2^2}}{i_P} \times K_P, \quad (17)$$

где P_1 – нагрузка на одну ведущую роlikоопору; P_2 – нагрузка на одну холостую роlikоопору; i_P – число роlikоопор в одном ряду; K_P – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки на роlikоопорах (для обрeзинeнных роlikов при $i_P = 2$ $K_P = 1$; при $i_P > 3$ $K_P = 1,2 - 1,3$).

По наибольшей из величин P_1 и P_2 подбираются нормализованные роlikоопоры и грузошины к ним в соответствии с действующим сортаментом и каталогами. Если невозможно воспользоваться стандартными роlikоопорами, то они проектируются заново, исходя из расчетной нагрузки. Оси холостых роlikоопор рассчитываются на изгиб под действием силы P_2 .

3. Индивидуальное задание.

Исходные данные:

1. барабан определенных размеров (табл. 1) укладывается в роlikовый стенд (см. рис. 7) для сборки и сварки.
2. Центральный угол распора α , °.
3. Вес барабана G , кг.
4. Диаметр барабана D , см.
5. Диаметр роlikов D_P , см.
6. Диаметр роlikоподшипников d_P , см.
7. Поперечное расстояние между роlikоопорами L , см.
8. f – коэффициент трения в подшипниках роlikоопор ($f = 0,1$ для подшипников скольжения, $f = 0,02$ для подшипников качения при конических роlikоподшипниках).
9. μ – коэффициент трения качения ($\mu = 0,06-0,08$ для стальных роlikов, $\mu = 0,25-0,35$ для обрeзинeнных роlikов).
10. i_P , шт. – число роlikоопор в одном ряду.
11. $k_P = 1-1,3$ – коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки на роlikоопоры.

Таблица 1 – Исходные данные

№ вар.	α , °	G, кг	D, см	d_F , см	D_F , см	L, см	e, см	i_F , шт	Тип подшипника роlikоопоры	Тип ролика
1	55	700	250	10	41	100	20	4	скольжения	стальной
2	60	750	260	11	42	110	18	3	качения	обрезиненный
3	65	800	270	12	43	115	22	4	скольжения	стальной
4	70	850	280	13	44	120	20	3	качения	обрезиненный
5	75	900	290	14	45	125	18	4	скольжения	стальной
6	80	950	250	10	41	100	22	3	качения	обрезиненный
7	85	1000	260	11	42	110	20	4	скольжения	стальной
8	90	1050	270	12	43	115	18	3	качения	обрезиненный
9	95	1100	280	13	44	120	22	4	скольжения	стальной
10	100	1150	290	14	45	125	20	3	качения	обрезиненный
11	105	1200	250	10	41	100	18	4	скольжения	стальной
12	110	1250	260	11	42	110	22	3	качения	обрезиненный
13	115	1300	270	12	43	115	20	4	скольжения	стальной
14	120	1350	280	13	44	120	18	3	качения	обрезиненный
15	125	1400	290	14	45	125	22	4	скольжения	стальной
16	55	700	250	10	41	100	20	3	качения	обрезиненный
17	60	750	260	11	42	110	18	4	скольжения	стальной
18	65	800	270	12	43	115	22	3	качения	обрезиненный
19	70	850	280	13	44	120	20	4	скольжения	стальной
20	75	900	290	14	45	125	18	3	качения	обрезиненный
21	80	950	250	10	41	100	22	4	скольжения	стальной
22	85	1000	260	11	42	110	20	3	качения	обрезиненный
23	90	1050	270	12	43	115	18	4	скольжения	стальной
24	95	1100	280	13	44	120	22	3	качения	обрезиненный
25	100	1150	290	14	45	125	20	4	скольжения	стальной
26	105	1200	250	10	41	100	18	3	качения	обрезиненный
27	110	1250	260	11	42	110	22	4	скольжения	стальной
28	115	1300	270	12	43	115	20	3	качения	обрезиненный
29	120	1350	280	13	44	120	18	4	скольжения	стальной
30	125	1400	290	14	45	125	22	3	качения	обрезиненный

Определить:

1. Необходимое окружное усилие T_1 , кгс на приводных роlikоопорах.
2. Усилие сопротивления вращению холостых роlikоопор, приведенное к их окружности, T_2 , кгс.
3. Опорные реакции роlikоопор стенда Q_1 и Q_2 , кгс при их вращении под нагрузкой.
4. Допускаемый диапазон диаметров изделия D , мм, соответствующих диапазону центральных углов $\alpha=50-120^\circ$, в пределах которого можно безопасно работать на стенде.
5. Нагрузку P_1 , кгс на одну ведущую роlikоопору.
6. Нагрузку P_2 , кгс на одну ведомую роlikоопору.

4. Порядок проведения занятия.

- 4.1. Изучить общие положения касательно вопроса расчета роlikовых сварочных стендов.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1.

5. Контрольные вопросы.

5.1. Для чего предназначен роликовый сварочный стенд?

5.2. В чем отличие ведущих роликов от ведомых?

5.3. Охарактеризуйте основные типы роlikоопор.

5.4. Охарактеризуйте основные схемы роликовых стендов.

5.5. В чем состоит ошибка, которую часто допускают проектировщики роликовых стендов касательно расчета максимально допустимой нагрузки на роlikоопоры?

5.6. В каких пределах лежит диапазон центрального угла распора, при котором обеспечивается устойчивое и равномерное вращение барабана в стенде?

6. Литература.

6.1. Севбо, П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978.

6.2. Рыморов, Е.В. Новые сварочные приспособления / Е.В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988.

Практическое занятие №6

"Расчет механизма вращения сварочного манипулятора"

1. Цель.

Научиться рассчитывать один из трех основных узлов сварочного манипулятора, а именно, механизм вращения изделия относительно оси шпинделя.

2. Общие положения.

Под сварочным манипулятором понимается такое механическое устройство, с помощью которого осуществляются повороты, наклон и вращение изделия со сварочной скоростью при автоматической и механизированной сварке круговых швов или при наплавке цилиндрических и конических поверхностей. Манипулятор выполняет также функции кантователя для установки изделия в положение, удобное для сварки всех швов в лодочку, или в горизонтальное положение.

Три основных узла сварочного манипулятора:

- механизм вращения изделия относительно оси шпинделя;
- механизм наклона шпинделя;
- несущие конструкции манипулятора (поворотная и стационарная части).

Универсальные сварочные манипуляторы построены по одному принципу и поэтому их конструкции сходны между собой. Этот принцип основан на том, что манипулятор, снабженный крепежной планшайбой или плитой, имеет две взаимоперпендикулярные оси, вокруг которых планшайба с закрепленным на ней изделием может поворачиваться или наклоняться. Одна из них является осью вращения планшайбы и представляет собой шпиндель манипулятора, а другая – горизонтальная и ей перпендикулярная – является осью наклона планшайбы на угол до $90-135^\circ$. Привод планшайбы обеспечивает регулирование числа ее оборотов в необходимых для сварки пределах, т.е. обеспечивает сварочное вращение изделия при сварке круговых швов с заданной скоростью. В приводе также нередко предусматривается переключение на маршевую, установочную скорость вращения.

По своему назначению сварочные манипуляторы можно разделить на две основные группы: универсальные манипуляторы общего назначения, в которых типоразмеры свариваемого изделия ограничены лишь массой и габаритами, и специализированные, предназначенные для сварки однотипных изделий массового или серийного производства.

Универсальные манипуляторы выпускаются разных типоразмеров, отличающиеся между собой грузоподъемностью, размерами планшайбы и величиной допускаемых моментов – грузового (опрокидывающего) и вращающего, вызываемого дисбалансом изделия.

На рис. 1 представлена схема простейшего сварочного манипулятора легкого типа *T-25M*, получившего широкое распространение в промышленности.

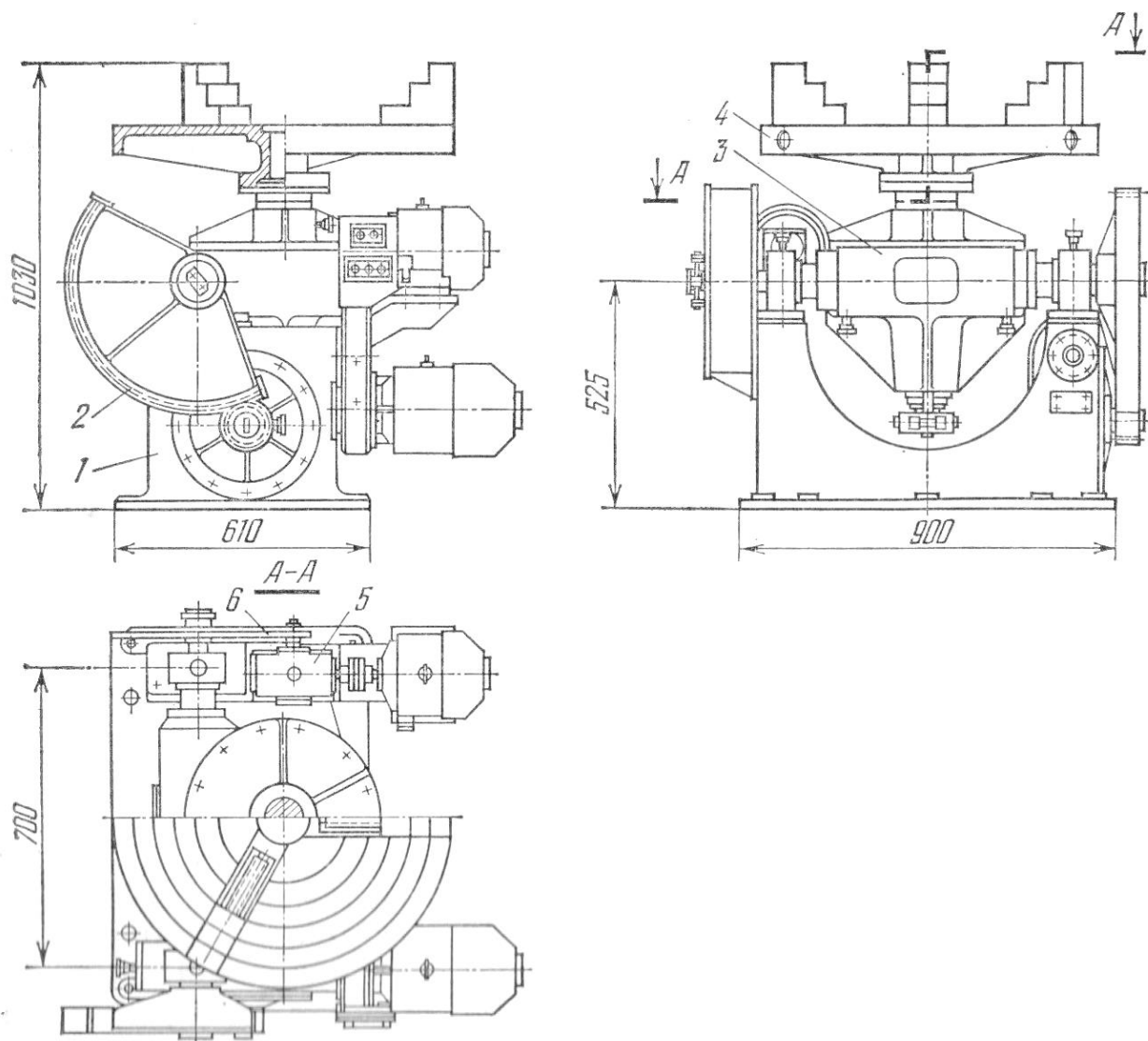


Рисунок 1 – Сварочный манипулятор Т – 25М: 1 – станина; 2 – механизм наклона;
3 – поворотная траверса; 4 – планшайба; 5 – механизм вращения планшайбы;
6 – сменные шестерни

Он позволяет вращать изделие со сварочными скоростями от 0,3 до 1 м/мин при диаметре изделия от 0,25 до 0,9 м и массе до 1000 кг. Допускаемый грузовой момент относительно оси наклона – до 900 кгс×м, относительно оси вращения – до 200 кгс×м. Скорость вращения настраивается сменными шестернями приводного механизма 5. Главный узел привода изображен на рис. 2.

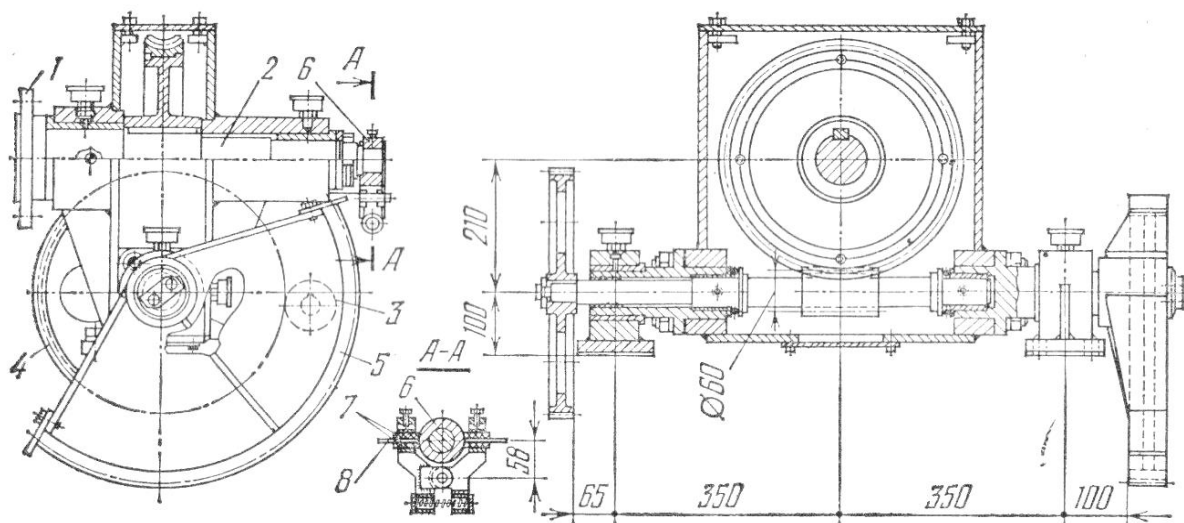


Рисунок 2 – Привод манипулятора Т – 25М: 1 – фланец для крепления планшайбы; 2 – шпиндель; 3 – ведущая сменная шестерня редуктора; 4 – ведомая сменная шестерня; 5 – зубчатый сектор механизма наклона планшайбы; 6 – бронзовое кольцо токосъемника; 7 – медно – сетчатые щетки токосъемника; 8 – наконечник провода

Особенностью его конструкции является геометрическое совмещение оси червяка последней передачи с осью наклона шпинделя, что позволило установить электропривод вращения стационарно, а не на поворотной траверсе, как это обычно делается во многих манипуляторах.

Механизм вращения планшайбы состоит из двух последовательных червячных передач, связанных между собой парой сменных шестерен.

При конструировании механизмов рабочего сварочного движения (в том числе и вращения изделия) следует, как правило, последнее кинематическое звено механизма (в частности, передачу на шпиндель манипулятора) выполнять в виде червячной передачи, так как по сравнению с цилиндрической или конической зубчатыми передачами она обеспечивает гораздо большую плавность движения. Однако необходимо учитывать, что чрезмерная плавность движения тяжелой массы наблюдаются пульсации движения с очень большой амплитудой колебаний скорости, вплоть до периодических полных остановок движения, несмотря на непрерывную работу двигателя. Такие пульсации сварочного движения недопустимы, так как вызывают неравномерность поперечного сечения шва.

Исходные данные для расчета манипуляторов:

- вес изделия с крепежным приспособлением G , положение его центра тяжести и размеры, в том числе диаметры свариваемых швов или направляемых поверхностей D ;
- необходимые пределы регулирования рабочей скорости сварки или наплавки v ;
- маршевая скорость v_M (если она необходима);
- угол наклона оси вращателя α или необходимый диапазон изменения угла наклона оси манипулятора.

Если выбор маршевой скорости предоставляется конструктору, то ее следует назначать исходя из допускаемой окружной скорости изделия (16 – 25 м/мин), так же как и для кантователей. По выбранной маршевой скорости определяется наибольшая частота вращения шпинделя, а исходя из нее – и наибольшая мощность двигателя.

Рабочий диапазон регулирования частоты вращения шпинделя n (об/мин) определяется по заданным скоростям сварки от v_{min} до v_{max} и при заданных диаметрах кольцевых швов от D_{min} до D_{max} .

Для быстрого и удобного определения числа оборотов вращателя по заданной скорости сварки v и при заданном диаметре кольцевого шва D обычно пользуются номограммами, одна из которых представлена на рис. 3.

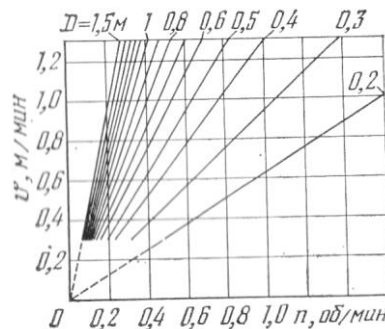


Рисунок 3 – Номограмма для определения числа оборотов сварочного манипулятора или вращателя по заданной скорости сварки при заданном диаметре шва

Она построены по известной формуле $n = \frac{v}{\pi \times D}$ для диапазона диаметров $D = 0,2, \dots, 1,5$ м и скоростей $v = 0,3, \dots, 1,3$ м/мин. Исключение составляют изделия диаметром $D_{min} = 0,2$ м, для которых скорость сварки (или наплавки) ограничена верхним пределом 1 м/мин.

По заданным исходным величинам и предварительно выбранной схеме манипулятора (рис. 4) определяется его внешняя силовая нагрузка – радиальные и аксиальные усилия, действующие на шпиндель и ось наклона, а также грузовые моменты, воспринимаемые шпинделем и механизмом наклона, – крутящий $M_{кр}$ относительно оси вращения, опрокидывающий $M_{опр}$ относительно оси наклона, изгибающий $M_{из}$ относительно ближайшей опоры шпинделя A и др.

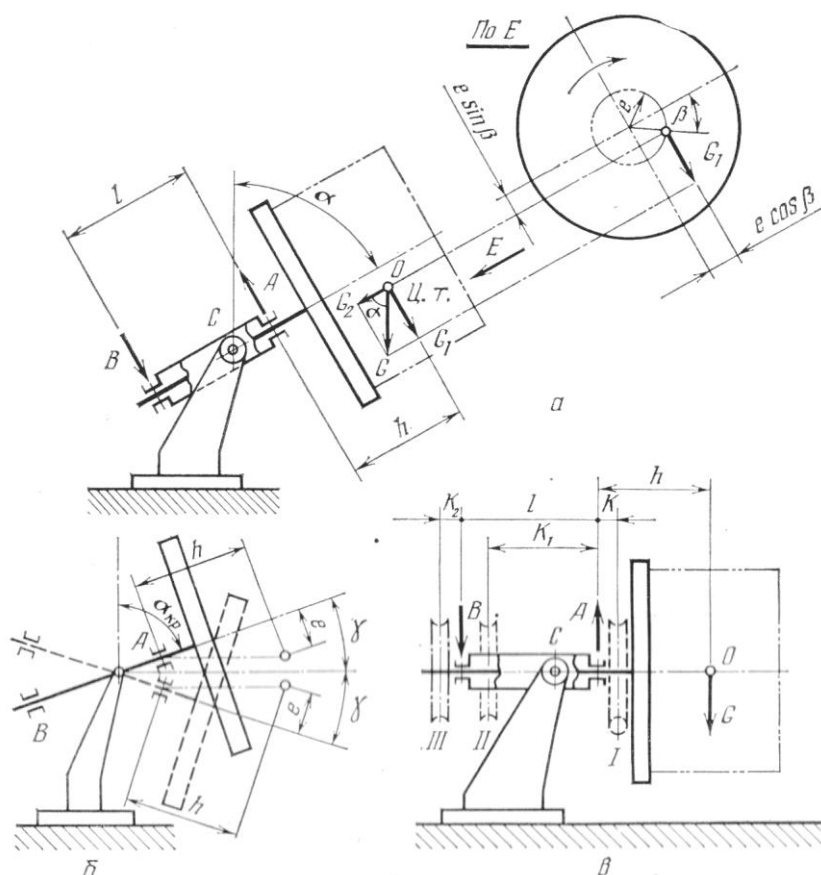


Рисунок 4 – Расчетные схемы манипулятора: а – наклонное положение под произвольным углом α ; б – то же, под углом $\alpha_{кр}$; в – горизонтальное положение при $\alpha = 90^\circ$

Расчет механизма вращения изделия относительно оси шпинделя. Интенсивность действия внешней нагрузки на шпиндель можно оценить величиной эквивалентного изгибающего момента $M_{\Sigma} = \sqrt{M_{И}^2 + M_{КР}^2}$ в наиболее опасном сечении шпинделя – на опоре А. При заданных значениях веса изделия G и координат его центра тяжести h и e эквивалентный момент M_{Σ} является функцией двух переменных величин: угла наклона шпинделя α и угла поворота планшайбы β при ее вращении вокруг оси шпинделя. С целью нахождения максимальных расчетных значений эквивалентного момента M_{Σ} и наименее выгодных (опасных) значений α и β составим общее выражение для M_{Σ} как функции двух переменных α и β .

Эквивалентный момент M_{Σ} является геометрической суммой изгибающего $M_{И}$ и крутящего $M_{КР}$ моментов. Для нахождения их значений воспользуемся расчетной схемой манипулятора, изображенной на рис. 4, а. Изгибающий момент, действующий на опоре А в вертикальной плоскости, будет $M_{В} = G_1 \times h + G_2 \times e \times \sin \beta$. Изгибающий момент в перпендикулярной наклонной плоскости $M_{Г} = G_2 \times e \times \cos \beta$.

Результирующий изгибающий момент в сечении А шпинделя равен:

$$M_{\text{И}} = \sqrt{M_{\text{В}}^2 + M_{\text{Г}}^2} = \sqrt{G_1^2 \times h^2 + G_2^2 \times e^2 + 2 \times G_1 \times G_2 \times h \times e \times \sin \beta}$$

Подставив вместо G_1 и G_2 соответственно $G \times \sin \alpha$ и $G \times \cos \alpha$, получим:

(2)

$$M_{\text{И}} = G \times \sqrt{h^2 \times (\sin \alpha)^2 + e^2 \times (\cos \alpha)^2 + 2 \times h \times e \times \sin \alpha \times \cos \alpha \times \sin \beta}$$

Крутящий момент равен:

$$M_{\text{КР}} = G_1 \times e \times \cos \beta = G \times e \times \sin \alpha \times \cos \beta \quad (3)$$

Эквивалентный момент в сечении A равен:

(4)

$$\begin{aligned} M_{\text{Э}} &= \sqrt{M_{\text{И}}^2 + M_{\text{КР}}^2} = \\ &= G \times \sqrt{h^2 \times (\sin \alpha)^2 + e^2 \times (\cos \alpha)^2 + 2 \times h \times e \times \sin \alpha \times \cos \alpha \times \sin \beta + e^2 \times (\sin \alpha)^2 \times (\cos \beta)^2} = \\ &= G \times \sqrt{e^2 \times (\cos \beta)^2 + (h \times \sin \alpha + e \times \cos \alpha \times \sin \beta)^2} \end{aligned}$$

Пользуясь данным выражением можно определять величину $M_{\text{Э}}$ при любых значениях углов α и β .

Для того, чтобы найти значения углов α и β , при которых момент $M_{\text{Э}}$ достигает максимума, необходимо приравнять частные производные функции $M_{\text{Э}}$ к нулю. Для этого достаточно приравнять к нулю производные подкоренного выражения из формулы (4). Обозначив это подкоренное выражение через N , получим:

(5)

$$\frac{\partial N}{\partial \alpha} = 2 \times (h \times \sin \alpha + e \times \cos \alpha \times \sin \beta)(-h \times \cos \alpha + e \times \sin \alpha \times \sin \beta) = 0$$

$$\frac{\partial N}{\partial \beta} = e^2 \times \cos \beta$$

$$\times (-\sin \beta) + 2 \times (h \times \sin \alpha + e \times \cos \alpha \times \sin \beta) \times e \times \cos \alpha \times \cos \beta = 0$$

Решение этих уравнений и их соответствующий анализ дает следующие результаты: соотношение углов α и $\beta_{\text{КР}}$, при котором момент $M_{\text{Э}}$ достигает своего максимального значения, равно:

(6)

$$\text{ctg } \alpha = \frac{e}{h} \times \sin \beta_{\text{КР}}$$

Максимальное значение момента $M_{\text{Э}}$ равно:

$$M_{Эmax} = G \times \sqrt{h^2 + e^2} \quad (7)$$

В тех положениях манипулятора, при которых не соблюдается равенство (6), момент $M_{Э}$ будет меньше максимального $M_{Эmax}$.

На рис. 5 в качестве примера представлена кривая взаимосвязи углов α и $\beta_{кр}$, при которых момент $M_{Э}$ достигает максимума $M_{Эmax}$. Кривая построена по формуле (6) для манипулятора, имеющего следующую характеристику: грузоподъемность $G = 20 \text{ тс}$, плечо $h = 1 \text{ м}$, дисбаланс $e = 0,33 \text{ м}$, отношение $e/h = 0,33$.

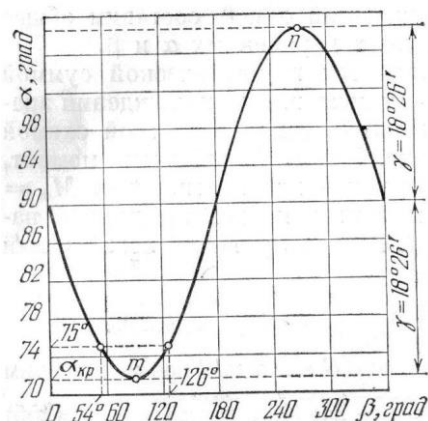


Рисунок 5 – График углов α и $\beta_{кр}$, при которых $M_{Э} = M_{Эmax}$ (для манипулятора тяжелого типа У – 191М)

По этой кривой для любого из опасных углов наклона (в пределах от $\alpha_{кр}$ до $\alpha_{кр} + 2 \times \gamma$) можно легко определить соответствующие углы поворота планшайбы $\beta_{кр}$, при которых момент $M_{Э}$ приобретает максимально возможное значение, равное $G \times \sqrt{h^2 + e^2}$. Например, для заданного манипулятора при $\alpha = 75^\circ$ момент $M_{Э}$ достигает максимума ($G \times \sqrt{h^2 + e^2}$) в двух симметричных положениях планшайбы: при $\beta_{кр1} = 54^\circ$ и при $\beta_{кр2} = 126^\circ$.

Для каждого соотношения e/h существует свой вполне определенный критический угол наклона $\alpha_{кр}$ (см. рис. 4, б) и примыкающий к нему диапазон углов больше критического в пределах от $\alpha_{кр}$ до $\alpha_{кр} + 2 \times \gamma$, при которых величина $M_{Э}$ достигает максимума ($M_{Эmax} = G \times \sqrt{h^2 + e^2}$). При этом планшайба повернута на угол $\beta_{кр}$, связанный с углом наклона α зависимостью (6). Таким образом, опасные расчетные углы наклона находятся в диапазоне $\pm \gamma$ от горизонтального положения оси шпинделя. Из рис. 4, б видно, что:

$$\gamma = \arctg \frac{e}{h} \quad (8)$$

$$\alpha_{кр} = 90 - \gamma = 90 - \arctg \frac{e}{h} \quad (9)$$

При всех других углах наклона ($\alpha < \alpha_{кр}$) момент $M_{Э}$ не может достигать своего максимального значения. Поэтому все углы, не входящие в зону углов

γ , не являются опасными для работы механизма вращения и, следовательно, не могут рассматриваться как расчетные.

Расчетные кривые зависимости углов γ и $\alpha_{кр}$ от соотношения e/h представлены на рис. 6. Для хорошо сбалансированного изделия, когда $e = 0$, $\alpha_{кр} = 90^\circ$ и $\gamma = 0$.

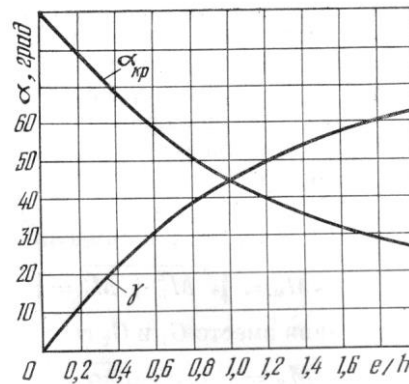


Рисунок 6 – Зависимость углов γ и $\alpha_{кр}$ от соотношения координат центра тяжести груза e/h

Для расчета механизма вращения, в частности шпинделя, на прочность можно выбрать любое из его опасных положений в пределах углов $\gamma = \arctg \frac{e}{h}$.

Ведущий элемент зубчатой пары шпинделя в большинстве случаев располагается внизу.

На рис. 7 приведены формулы для расчета шпинделя на прочность при нижнем расположении ведущей шестерни или червяка и при трех вариантах расположения на шпинделе ведомого зубчатого колеса: *I* – у планшайбы на расстоянии K от правой опоры A ; *II* – между опорами шпинделя; *III* – на заднем хвостовике шпинделя (см. рис. 4, е).

Расчетный параметр	Обозначение	Вариант		
		I – III	I	II
		$\alpha = \alpha_{кр}, \beta = 90^\circ$		$\alpha = 90^\circ$
Опорные реакции A	A_1	$G \frac{h^2 + e^2 + hl}{l \sqrt{h^2 + e^2}}$	$G \frac{l + h}{l}$	
	A_2	0	$G \frac{e(l + K)}{lR}$	
	A_0	$G \frac{h^2 + e^2 + hl}{l \sqrt{h^2 + e^2}}$	$\frac{G}{l} \sqrt{(l + h)^2 + \frac{e^2}{R^2} (l + K)^2}$	
	A_{oc}	$G \frac{e}{\sqrt{h^2 + e^2}}$	0	
Опорные реакции B	B_1	$G \frac{\sqrt{h^2 + e^2}}{l}$	$G \frac{h}{l}$	
	B_2	0	$G \frac{eK}{lR}$	
	B_0	$G \frac{\sqrt{h^2 + e^2}}{l}$	$\frac{G}{l} \sqrt{h^2 + \left(\frac{eK}{R}\right)^2}$	
Моменты в опорном сечении A	M_1	$G \sqrt{h^2 + e^2}$	Gh	
	M_2	0	$G \frac{eK}{R}$	
	$M_{кр}$	0	0	
	M_e	$G \sqrt{h^2 + e^2}$	$G \sqrt{h^2 + \left(\frac{eK}{R}\right)^2}$	

ант	III		
	II		
$\beta = 0$			
	$G \frac{l + h}{l}$	$G \frac{l + h}{l}$	$G \frac{l + h}{l}$
	$G \frac{e(l - K_1)}{lR}$	$G \frac{eK_2}{lR}$	
	$\frac{G}{l} \sqrt{(l + h)^2 + \frac{e^2}{R^2} (l - K_1)^2}$	$\frac{G}{l} \sqrt{(l + h)^2 + \left(\frac{eK_2}{R}\right)^2}$	
	0	0	
	$G \frac{h}{l}$	$G \frac{h}{l}$	$G \frac{h}{l}$
	$G \frac{eK_1}{lR}$	$G \frac{e(l + K_2)}{lR}$	
	$\frac{G}{l} \sqrt{h^2 + \left(\frac{eK_1}{R}\right)^2}$	$\frac{G}{l} \sqrt{h^2 + \frac{e^2}{R^2} (l + K_2)^2}$	
	Gh	Gh	Gh
	0	0	
	Ge	Ge	Ge
	$G \sqrt{h^2 + e^2}$	$G \sqrt{h^2 + e^2}$	$G \sqrt{h^2 + e^2}$

Рисунок 7 – Расчет шпинделя манипулятора

В формулах на рис. 7 приняты обозначения:

- R – радиус зубчатого колеса;
- A_1, B_1 – опорные реакции (правая и левая), расположенные в вертикальной плоскости перпендикулярно к оси шпинделя;
- A_2, B_2 – то же, в горизонтальной плоскости;
- $A_0 = \sqrt{(A_1^2 + A_2^2)}$ и $B_0 = \sqrt{(B_1^2 + B_2^2)}$ – результирующие опорные реакции;
- A_{OC} – осевая нагрузка шпинделя;
- M_1 – изгибающий момент, действующий в вертикальной плоскости;
- M_2 – изгибающий момент, действующий в плоскости, ей перпендикулярной;
- M_{KP} – крутящий момент;
- $M_{\Sigma} = \sqrt{M_1^2 + M_2^2 + M_{KP}^2}$ – результирующий эквивалентный момент;
- все остальные обозначения смотри по рис. 7.

Найденные по приведенным на рис. 7 формулам величины сил и моментов позволяют построить их эпюры и определить значения изгибающих моментов для любого сечения шпинделя.

Диаметр шпинделя (как и любого вала) определяется из условия прочности по эквивалентному изгибающему моменту:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \times M_{\Sigma}}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{10 \times G \times \sqrt{h^2 + e^2}}{[\sigma]}} \quad (10)$$

При проверочных расчетах должно быть соблюдено условие прочности:

$$\sigma = \frac{10 \times M_{\Sigma}}{d^3} + \frac{1,3 \times A_{OC}}{d^2} \leq [\sigma] \quad (11)$$

Например, для манипулятора $У-191М$, где $d = 30 \text{ см}$, $h = 100 \text{ см}$, $e = 33 \text{ см}$, $G = 20000 \text{ кгс}$:

$$\sigma = \frac{10 \times 20000 \times \sqrt{100^2 + 33^2}}{30^3} + \frac{1,3 \times 20000 \times 33}{30^2 \times \sqrt{100^2 + 33^2}} = 780 + 9 = 789 \text{ (кгс/см}^2\text{)}.$$

Для валов из стали 45Х допускается $[\sigma] = 800 \text{ кгс/см}^2$.

Далее при расчете выбранный диаметр шпинделя обычно проверяют на выносливость по известной методике Д.Н. Решетова, учитывающей характер изменения напряжений и т.д., а также на жесткость (изгибную и крутильную).

Мощность привода N определяется по крутящему моменту и максимальной частоте вращения шпинделя n (об/мин) с учетом потерь на трение в подшипниках и КПД приводного механизма η_0 :

$$N = \frac{(M_{\text{кр}} + M_{\text{тр}})^n}{97400 \times \eta_0}, \quad (12)$$

где момент сил трения в подшипниках шпинделя $M_{\text{тр}} = 0,5 \times f \times (A_0 \times d_A + B_0 \times d_B)$; f – коэффициент трения в подшипниках; d_A и d_B – диаметры шпинделя в сечениях A и B ; A_0 и B_0 – реакции опор.

Подбор подшипников производится по усилиям A_0 и B_0 и частоте вращения обычными методами.

По мощности выбранного электродвигателя и кинематической схеме приводного механизма определяются размеры всех элементов механизма (валов, зубчатых передач, подшипников и т.д.) обычными методами расчета деталей машин.

Пусковой момент двигателя проверяется с учетом динамической нагрузки.

3. Индивидуальное задание.

Исходные данные:

1. Цилиндрическое изделие определенного диаметра D , см (табл. 1) необходимо уложить на планшайбу манипулятора (см. рис. 4) для последующей сборки и сварки.

2. Вес изделия G , кгс.

3. Окружная скорость сварки изделия v , м/мин (для определения числа оборотов вращателя n , об/мин).

4. Координаты центра тяжести изделия:

4.1. h , см – плечо (расстояние от опасного сечения до центра тяжести изделия);

4.2. e , см – дисбаланс (рис. 8).

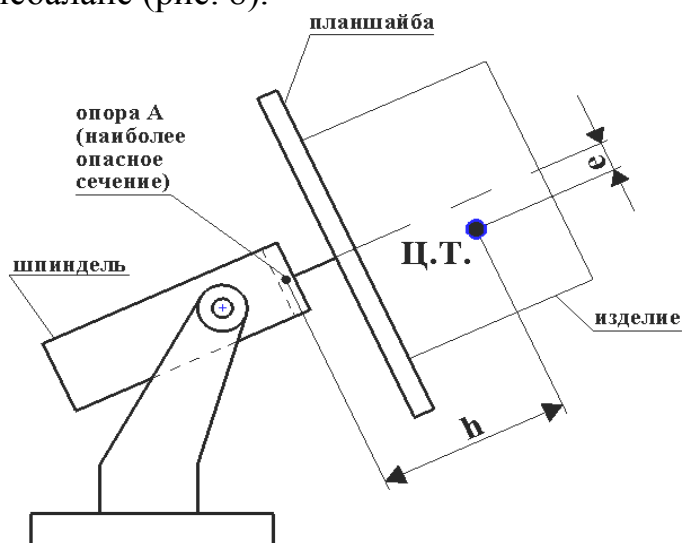


Рисунок 8 – Координаты центра тяжести изделия

5. Угол наклона оси вращателя α , °.
6. Угол поворота планшайбы β , °.
7. Расстояние от опоры A до планшайбы K (от ведомого зубчатого колеса до планшайбы).
8. Радиус зубчатого колеса R , см.
9. Требуемая прочность $[\sigma]$, кгс/см².

Таблица 1 – Исходные данные

№ вар.	D, см	G, кгс	v, м/мин	h, см	e, см	α , °	β , °	K, см	R, см	$[\sigma]$, кгс/см ²	l, см
1	40	700	16	60	29	75	60	10	15	800 (для валов из стали 45X)	90
2	60	800	17	70	30	80	70	20			95
3	80	900	18	80	31	75	60	10			100
4	90	1000	19	90	32	80	70	20			90
5	100	1100	20	100	33	75	60	10			95
6	110	700	21	60	34	80	70	20			100
7	120	800	22	70	35	75	60	10			90
8	130	900	23	80	36	80	70	20			95
9	140	1000	24	90	37	75	60	10			100
10	150	1100	25	100	38	80	70	20			90
11	40	700	16	60	29	75	60	10			95
12	60	800	17	70	30	80	70	20			100
13	80	900	18	80	31	75	60	10			90
14	90	1000	19	90	32	80	70	20			95
15	100	1100	20	100	33	75	60	10			100
16	110	700	21	60	34	80	70	20			90
17	120	800	22	70	35	75	60	10			95
18	130	900	23	80	36	80	70	20			100
19	140	1000	24	90	37	75	60	10			90
20	150	1100	25	100	38	80	70	20			95
21	40	700	16	60	29	75	60	10			100
22	60	800	17	70	30	80	70	20			90
23	80	900	18	80	31	75	60	10			95
24	90	1000	19	90	32	80	70	20			100
25	100	1100	20	100	33	75	60	10			90
26	110	700	21	60	34	80	70	20			95
27	120	800	22	70	35	75	60	10			100
28	130	900	23	80	36	80	70	20			90
29	140	1000	24	90	37	75	60	10			95
30	150	1100	25	100	38	80	70	20			100

Определить:

1. Изгибающий и крутящий моменты M_H и M_{KP} , кгс×см в опасном сечении шпинделя (на опоре A).
2. Эквивалентный момент в сечении A M_{Σ} , кгс×см.
3. Критический угол поворота шпинделя α_{KP} при заданных значениях плеча h и дисбаланса e .
4. Диапазон углов, больших чем критический (в пределах от α_{KP} до $\alpha_{KP} + 2 \times \gamma$) (для этого нужно найти сперва γ).
5. Значения угла поворота планшайбы β , соответствующие минимальной и максимальной границам диапазона от α_{KPmax} до $\alpha_{KPmax} + 2 \times \gamma$.

6. Построить график зависимости угла наклона шпинделя α от угла поворота планшайбы β (по аналогии с рис. 5).

7. Критический угол (углы) поворота планшайбы $\beta_{кр}, ^\circ$ (при котором (ых) эквивалентный момент M_{Σ} достигает максимума).

8. Эквивалентный результирующий момент $M_{\Sigma}, кгс \times см$ при $\alpha = \alpha_{кр}$ и $\beta = 90^\circ$ при нижнем расположении ведущей шестерни и при расположении ведомого зубчатого колеса у планшайбы, т.е. на расстоянии K от нее.

9. Диаметр шпинделя $d, см$ из условия прочности по эквивалентному изгибающему моменту (проверить соблюдение условия $\sigma \leq [\sigma]$).

4. Порядок проведения занятия.

4.1. Изучить общие положения касательно вопроса расчета механизма вращения сварочного манипулятора.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1.

5. Контрольные вопросы.

5.1. Для чего предназначен сварочный манипулятор?

5.2. Из каких основных узлов состоит сварочный манипулятор?

5.3. На какие группы по назначению делятся сварочные манипуляторы?

5.4. Почему последнее кинематическое звено механизмов рабочего сварочного движения следует выполнять в виде червячной передачи?

5.5. Каких заданных параметров достаточно для осуществления расчета механизма вращения сварочного манипулятора?

5.6. Для чего при расчете механизма вращения сварочного манипулятора необходимо находить эквивалентный результирующий момент $M_{\Sigma}, кгс \times см$?

5.7. Для чего при расчете необходимо строить график углов α и $\beta_{кр}$ (по аналогии с рис. 5)?

6. Литература.

6.1. Севбо, П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978.

6.2. Рыморов, Е.В. Новые сварочные приспособления / Е.В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988.

Практическое занятие №7

"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 глагольного типа (ГТ) широко применяются в типовых универсальных и специализированных установках для автоматической сварки круговых и прямых швов любой протяженности (рис. 1).

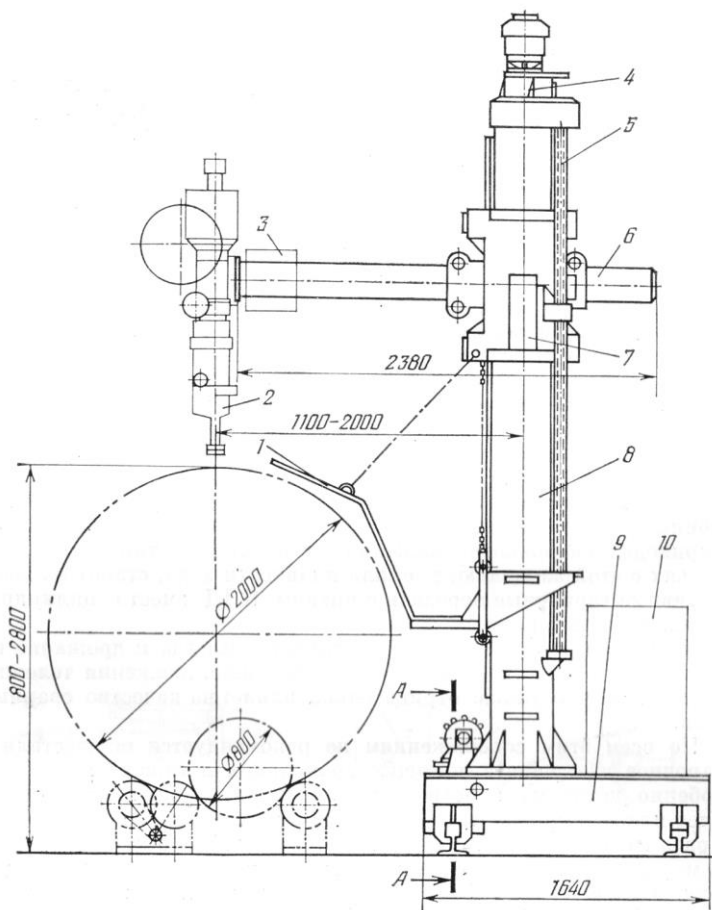


Рисунок 1 – Глагольная тележка ГТ-1: 1 – щиток-подлокотник; 2 – сварочная головка; 3 – пульт управления; 4 – механизм подъема каретки; 5 – подъемный винт; 6 – выдвижная штанга; 7 – каретка; 8 – колонна; 9 – тележка; 10 – шкаф аппаратуры управления

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. 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).

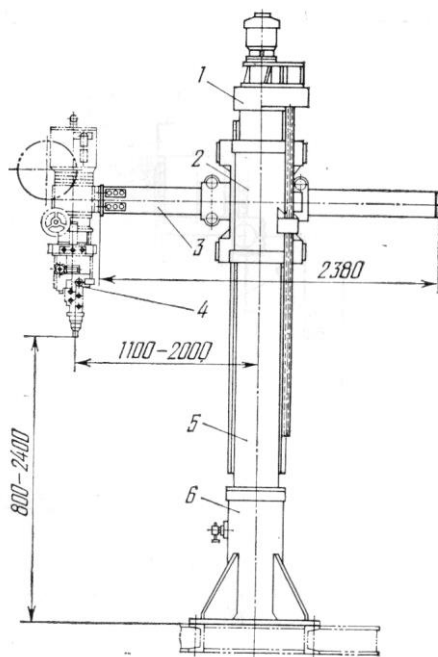


Рисунок 2 – Поворотная колонна ПК-1

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 выдвигения консольной штанги;
- несущая конструкция.

Велосипедная тележка *ВТ – 1* (рис. 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.

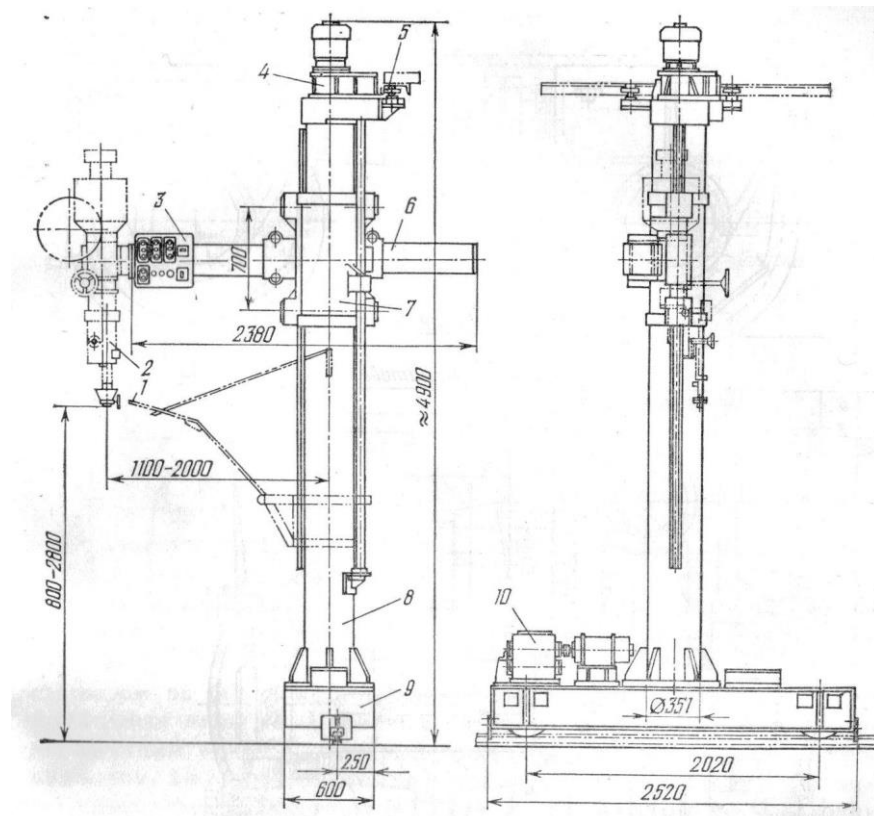


Рисунок 3 – Велосипедная тележка ВТ–1

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 выдвигной 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 выдвижной штанге, то для расчета необходимо выбирать наименее выгодное его положение. В частности, при выдвижных 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. 4 представлено несколько типичных расчетных схем сварочных тележек.

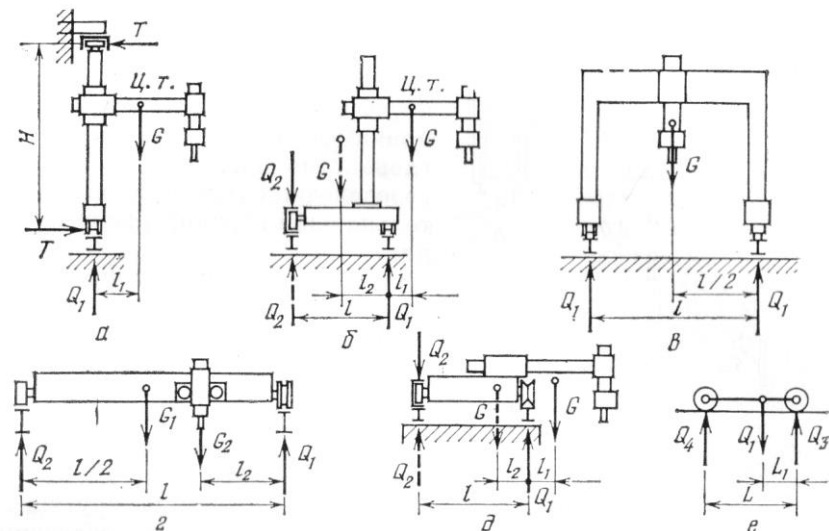


Рисунок 4 – Расчетные схемы сварочных тележек: а – велосипедная; б – глгольная; в – порталная; г – мостовая; д – консольная; е – схема распределения усилий на колеса одного рельса

В велосипедных тележках (рис. 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. 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. 4, а – д. По этой проекции (см. рис. 4, е) нетрудно определить усилие на каждом из двух колес, передвигающихся по одному рельсу:

$$Q_3 = Q_1 \times \frac{L-L_1}{L}; Q_4 = Q_1 \times L_1/L \quad (1)$$

В глгольных и консольных тележках (см. рис. 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 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. 5, а, в); колеса с точечным контактом, обод которых выполнен по сфере с радиусом r_2 (рис. 5, б); двухконусные колеса с линейным контактом, обод которых катится по клиновидному рельсу (рис. 5, г); двухконусные колеса с точечным контактом, обод которых выполнен по двум сферам и катится по клиновидному рельсу (рис. 5, д).

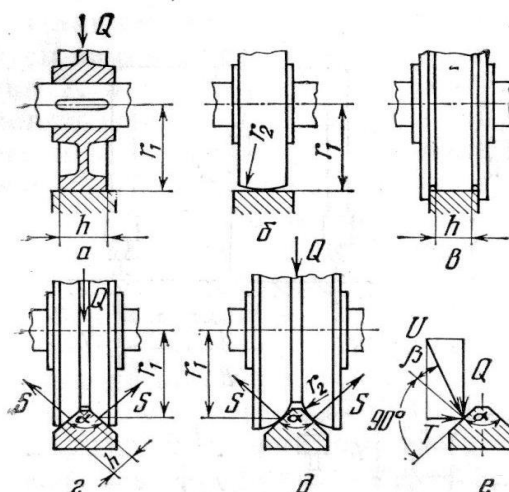


Рисунок 5 – Схемы ходовых колес: а, в, г – с линейным контактом; д – с точечным контактом; е – схема давлений на клиновидный рельс

Для колес, которые катятся по клиновидному рельсу, прежде всего необходимо определить давление на грани рельса в зависимости от угла клина α (см. рис. 5, г, д) и от величины опорных реакций, вычисленных по приведенным выше формулам. Вертикальная реакция создает нормальное давление на каждую грань рельса:

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

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. 4, а), то эта сила создает добавочное нормальное давление на одну из граней рельса:

$$T_1 = T \times \cos \frac{\alpha}{2} \quad (3)$$

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:

$$S_0 = S + T_1 = \frac{Q}{2 \times \sin \frac{\alpha}{2}} + T \times \cos \frac{\alpha}{2} \quad (4)$$

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. 5, е) будет меньше максимально возможного угла трения между колесом и рельсом $\varphi_{\max}$. 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:

$$\frac{Q - T \times \tan \frac{\alpha}{2}}{T + Q \times \tan \frac{\alpha}{2}} > f_{\max} \quad (5)$$

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

$$\frac{Q - T}{Q + T} > f_{\max}, \quad (6)$$

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

$$\frac{1 - a}{1 + a} > f_{\max} \quad (7)$$

Если максимально возможный коэффициент трения стали о сталь равен $f_{\max} = 0,3$, то из выражения (7) следует, что при $\alpha = 90^\circ$ горизонтальное усилие не должно превышать 50% от вертикального, иначе возможно схождение с рельса. Если условие надежности (5) и (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. 5, е), вплоть до совпадения плоскости колес с равнодействующей реакцией U , как это показано на рис. 6, а. В этом случае давление на каждую грань рельса:

$$S_1 = \frac{U}{2 \times \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{\sqrt{Q^2 + T^2}}{2 \times \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (8)$$

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. 5, в) либо, отказавшись от упорных (нагруженных) реборд, заменить их боковыми роликами, воспринимающими горизонтальную реакцию T (см. рис. 6, б).

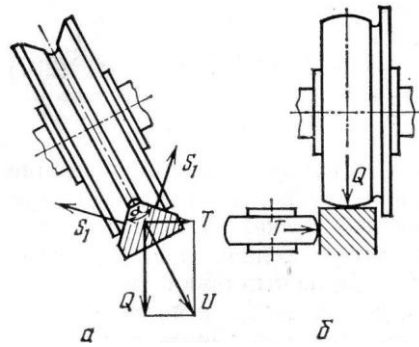


Рисунок 6 – Варианты ходовых колес при вертикальной и горизонтальной нагрузках: а – клиновидный рельс; б – плоский рельс

Первый вариант (см. рис. 6, а), требующий наклона плоскости колес, не всегда удобен по конструктивным соображениям. Поэтому чаще применяют третий (см. рис. 6, б), а для очень легких тележек – второй, т.е. уменьшение угла клина, с тем чтобы увеличился угол β (см. рис. 5, е) и стал больше угла трения $\varphi_{\max}$.

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

В точечном контакте колес по рис. 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:

$$\sigma_{\text{э}} = k \times k_f \times \sqrt[3]{\frac{P \times E^2}{R_1^2}} \leq [\sigma_{\text{э}}] \quad (9)$$

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

$$\sigma_{\text{э}} = 0,167 \times k_f \times \sqrt{\frac{P \times E}{h \times r_1}} \leq [\sigma_{\text{э}}] \quad (10)$$

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 (9) и (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. 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. 5, в, д) $k_H = 1,1$, с линейным – в среднем $k_H = 1,2$.

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

$$[\sigma] = (0,15 \div 0,2) \times HB, \text{ кгс/мм}^2 \quad (11)$$

Поверхность катания ходовых колес с коническим ободом должна иметь твердость HB не менее 240 кгс/мм².

Сопротивление передвижению тележки определяется по формуле:

$$W_T = \sum k_P \times Q_K \times \frac{f_{\Pi} \times d_B + 2 \times \mu_K}{D_K} \quad (12)$$

Здесь Q_K – нагрузка на данное колесо, определяемая по приведенным выше формулам и рис. 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 роликподшипников $f_{\Pi} = 0,02$; μ_K – коэффициент трения качения колеса; для стальных колес диаметром 200 – 300 мм $\mu_K = 0,03 - 0,04$, для стальных колес диаметром 400 – 500 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 (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:

$$W_{\text{Т.РАЗГ.}} = W_T + G \times \frac{a}{9,81}, \quad (13)$$

где a – возможное ускорение, м/с².

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

$$M = W_T \times \frac{D_{\text{ПР}}}{2 \times \eta_0 \times i_0}, \quad (14)$$

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. 4, а, б, д) такое положение будет при минимальном вылете консоли $l_{1\text{MIN}}$ либо при максимальном расстоянии $l_{2\text{MAX}}$.

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

$$k_{\text{сц}} = \frac{\psi \times Q_{\text{MIN}}}{W_T} \geq 2 \quad (15)$$

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. 5, г, д), давление колеса следует принимать равным $2 \times S_{\text{MIN}}$, а при повернутом клиновидном рельсе (см. рис. 6, а) $2 \times S_{1\text{MIN}}$, где S и S_1 определяются по формулам соответственно (2) и (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:

$$k_{\text{сц.р.}} = \frac{\psi \times Q_{\text{MIN}}}{W_T + G \times \frac{a}{9,81}}, \quad (16)$$

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

3. Индивидуальное задание.

Исходные данные:

1. тележка велосипедного типа с выдвижной консольной штангой, на конце которой закреплена сварочная головка (табл. 1, рис. 7).

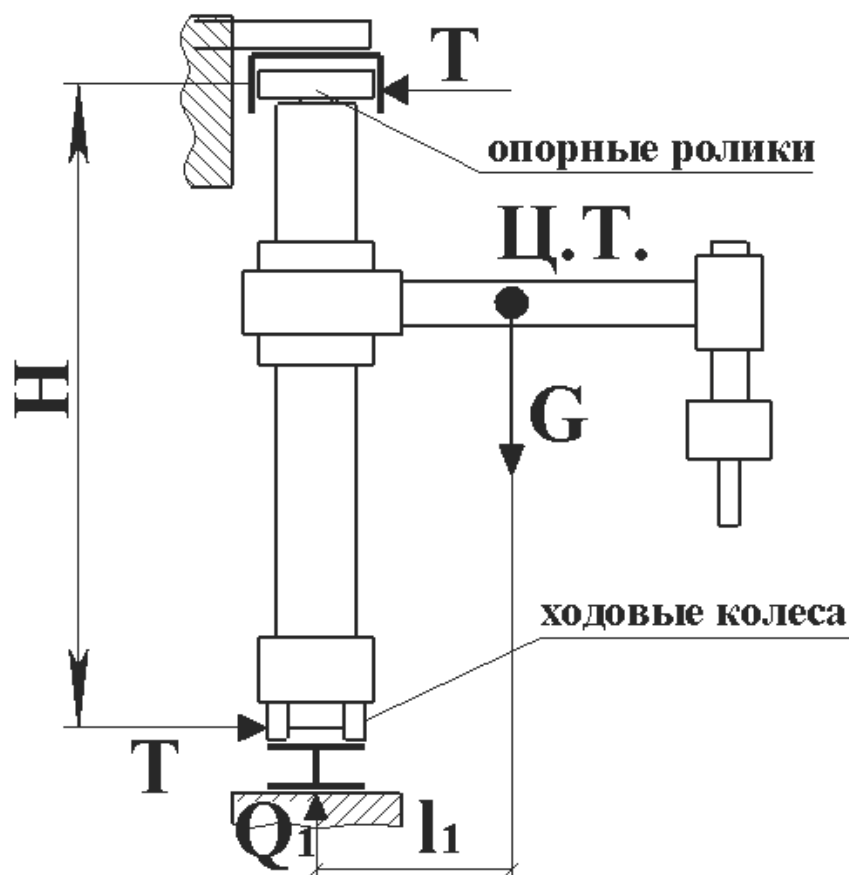


Рисунок 7 – Тележка велосипедного типа

2. Вес тележки G , кгс.
3. Положение тележки наименее выгодное, т.е. с максимальным вылетом штанги.
4. Центр тяжести обозначен на рис. 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/см².
17. Модуль упругости материала головки рельса E_2 , кгс/см².
18. Расстояние от оси колеса до точки, в которой вертикальная реакция S создает нормальное давление на каждую грань рельса, r_1 , см (см. рис. 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/мм².
21. Коэффициент трения в подшипниках колеса f_{Π} ($f_{\Pi}=0,1$ для подшипников скольжения, $f_{\Pi}=0,015$ для шариковых и роликовых подшипников, $f_{\Pi}=0,02$ 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 рельс из – за разности в диаметрах конической поверхности катания $k_P = 2,5$.

Таблица 1 – Исходные данные

№ п/п	G, кгс	l, см	H, см	α , °	$f_{\max}$	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 σ_3 , кгс/см². Проверить выполнение условия надежности по напряжению ходовых колес.
7. Соппротивление передвижению тележки W_T , 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 глгольной 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?

6. Литература.

- 6.1. Севбо, П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978.
- 6.2. Рыморов, Е.В. Новые сварочные приспособления / Е.В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988.
- 6.3. Интернет: <http://www.stroy-machines.ru/content/view/660/146/>.

Практическое занятие №8

"Расчет различных прижимов для сборочно–сварочных приспособлений"

1. Цель.

Научиться рассчитывать прижимы для сборочно–сварочных приспособлений.

2. Общие положения.

Клиновые прижимы компактны, просты в изготовлении и обладают сравнительным быстрым действием. В сборочно–сварочном производстве их используют для поджатия одного элемента к другому, выравнивания кромок или как стяжное устройство.

Для обеспечения условия самоторможения клинового прижима необходимо, чтобы $\varphi \leq 2 \times \rho$ для одностороннего клина и $\varphi_1 + \varphi_2 \leq 2 \times \rho$ для двустороннего клина (φ_1 и φ_2 – углы скоса двустороннего клина; φ – угол скоса одностороннего клина; ρ – угол трения; $\operatorname{tg} \rho = f$; f – коэффициент трения скольжения).

Перемещение клина l , необходимое для поджатия детали на величину c (рис. 1), будет $l = \frac{c}{\tan \varphi}$.

Усилие заколачивания клина $P_1 = Q \times [\tan(\varphi + \rho) + \tan \rho]$.

Усилие выколачивания клина $P_2 = Q \times [\tan(\rho - \varphi) + \tan \rho]$.

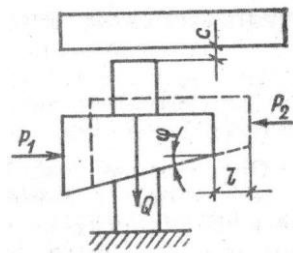


Рисунок 1 – Расчетная схема клинового прижима

Эксцентрикковые прижимы являются быстродействующими и применяются в приспособлениях серийного и массового производства. В сборочно – сварочных приспособлениях преимущественно используют круглые эксцентрики. Прижимное усилие Q , развиваемое таким зажимом (рис. 2), будет $Q = (10 \dots 12) \times P$, где P – усилие, прикладываемое к рукоятке. Если $P = 150 \text{ Н}$, то $Q = 1500 \dots 1800 \text{ Н}$.

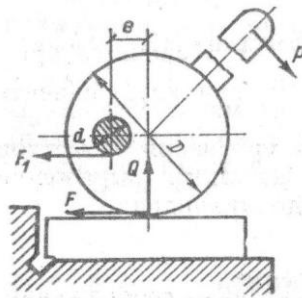


Рисунок 2 – Расчетная схема эксцентрикового прижима

Из условия самоторможения определяют основные размеры эксцентрика:

$$Q \times e \leq F \times \frac{D}{2} + F_1 \times \frac{d}{2}, \quad (1)$$

где F – сила трения в контакте кулачок–деталь;

$$F = f \times Q;$$

F_1 – сила трения на оси вращения кулачка;

$$F_1 = f_1 \times Q$$

Тогда,

$$Q \times e \leq f \times Q \times \frac{D}{2} + f_1 \times Q_1 \times \frac{d}{2} \text{ или } e \leq f \times \frac{D}{2} + f_1 \times \frac{d}{2} \quad (2)$$

Так как второе слагаемое очень мало, то им пренебрегают. При $\varphi = 0,15$ для пары сталь – сталь $e \leq 0,075 \times D$.

Винтовые прижимы имеют простую конструкцию, невысокую стоимость, надежны в работе, обеспечивают необходимые (иногда значительные) усилия.

По заданному усилию Q рассчитывают винт, гайку, корпус и элементы крепления прижима к корпусу приспособления (рис. 3).

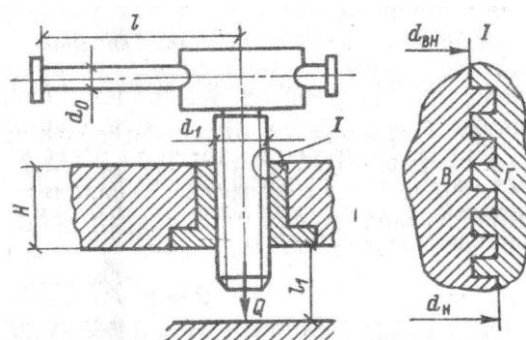


Рисунок 3 – Расчетная схема винтового прижима

Сила на рукоятке W будет равна:

$$W = Q \times \frac{r_c}{l \tan(\alpha + \varphi_1)}, \quad (3)$$

где r_{cp} – средний радиус резьбы, мм;
 l – длина рукоятки, мм;
 α – угол подъема резьбы;
 φ_1 – угол трения в резьбовой паре.

Количество витков резьбы в гайке:

$$n = \frac{Q}{\left[\frac{\pi \times (d_H - d_{BH})^2 \times \rho_0}{4} \right]} \quad (4)$$

где d_H и d_{BH} – наружный и внутренний диаметр резьбы, см;
 ρ_0 – удельное давление на поверхности ниток резьбы: для стального винта и чугунной гайки $\rho_0 = 50 \dots 60$ МПа, для стальной гайки $\rho_0 = 90 \dots 130$ МПа.

Высота гайки:

$$H = \frac{n \times S}{m} \quad (5)$$

где S – шаг винта, см;
 m – число заходов резьбы.

Наружный диаметр винта:

$$d_{HAP} = \sqrt{\frac{Q}{0,5 \times [\sigma]_P}}, \quad (6)$$

где $[\sigma]_P$ – допускаемое напряжение на растяжение материала винта при переменной нагрузке: $[\sigma]_P = 58 \dots 98$ МПа.

В сборочно–сварочном производстве нашли широкое применение различные зажимные устройства, действующие от пневматического привода. Такой привод (*ГОСТ 18460–81**) прост по конструкции и в управлении, является быстродействующим, надежен и имеет сравнительно малую стоимость.

Силовой пневматический привод (рис. 4) состоит из пневмодвигателя (пневмоцилиндра, пневмокамеры, пневмошланга или сильфона), пневматической аппаратуры и воздухопроводов (рис. 5).

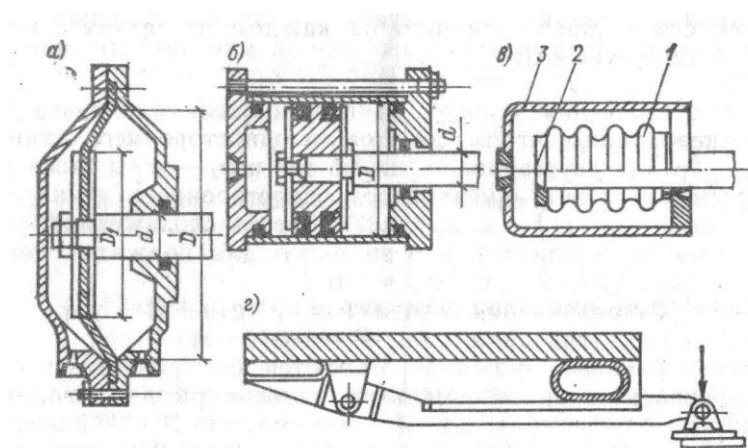


Рисунок 4 – Типы пневмодвигателей: а – пневмокамера; б – пневмоцилиндр двустороннего действия; в – сильфон; г – пневмошланг; D – диаметр тарелки штока; d – диаметр штока; 1 – гофрированная камера; 2 – тарелка штока; 3 – наружная камера

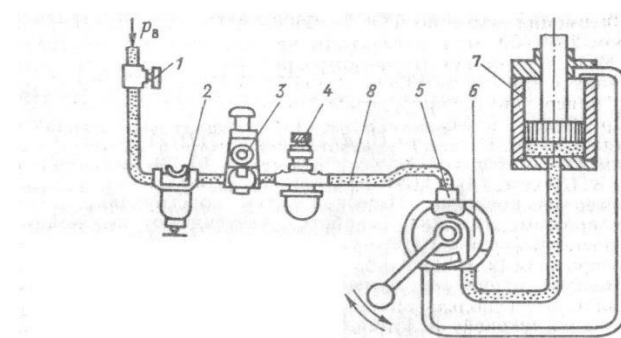


Рисунок 5 – Схема силового пневмопривода: 1 – вентиль воздушный; 2 – водоотделитель; 3 – клапан редукционный; 4 – лубрикатор; 5 – клапан обратный; 6 – кран управления; 7 – пневмоцилиндр; 8 – воздухопровод

При необходимости последовательного включения двух приводов перед одним из них устанавливается дросселирующий клапан, замедляющий скорость поступления воздуха. Для автоматизации пневмоприжимов взамен трехходовых кранов ставятся электропневматические клапаны, включение которых производят путевые выключатели.

Осевая сила на штоке пневмоцилиндра одностороннего действия (рис. 6):

$$Q = \pi \times D^2 \times p \times \frac{\eta}{4} - Q_1 \quad (7)$$



Рисунок 6 – Схема цилиндра одностороннего действия

Осевая сила на штоке пневмоцилиндра двустороннего действия при подаче воздуха со стороны поршня (рис. 4, а):

$$Q = \pi \times D^2 \times p \times \frac{\eta}{4} \quad (8)$$

а со стороны штока:

$$Q = \pi \times (D^2 - d^2) \times p \times \frac{\eta}{4}, \quad (9)$$

где D – диаметр пневмоцилиндра (поршня); d – диаметр штока поршня; p – давление сжатого воздуха; Q_1 – сила сопротивления возвратной пружины в конце рабочего хода поршня; η – КПД, учитывающий потери в пневмоцилиндре: $\eta = 0,85 \dots 0,9$.

Рассчитав диаметр пневмоцилиндра, полученное значение округляют до ближайшего большего по *ГОСТ 15608–81*E*, 6540–68* и по принятому диаметру определяют действительную осевую силу на штоке.

Пневмоцилиндры по *ГОСТ 15698–81*E* выпускаются диаметром 25...400 мм и рассчитаны на давление сжатого воздуха до 1 МПа. Они могут по-разному крепиться на корпусе приспособления и имеют метрическую (*ГОСТ 9150–81*) или коническую присоединительную резьбу трубопроводов в крышках.

Прижимы с пневмокамерами (*ГОСТ 9887–70**) компактны, обладают малой массой. Расчет необходимого диаметра пневмокамеры аналогичен расчету диаметра пневмоцилиндра, однако КПД камер $\eta = 0,6 \dots 0,85$, причем значение его для пневмокамер одностороннего действия зависит от хода штока.

В прижимах с пневмошлангами используются прорезиненные пожарные рукава. Возврат прижима может осуществляться возвратным шлангом либо пружиной.

Подвод сжатого воздуха и управление пневмоприжимом осуществляется с использованием различной аппаратуры (рис. 5) – маслораспылителей, фильтров–влагоотделителей (*ГОСТ 17437–81*E*), кранов запорных, регуляторов давления (*ГОСТ 18468–79*E*), дросселей (регуляторов скорости), кранов управления или ЭПК, обратных клапанов, глушителей шума и трубопроводов. Для подвода сжатого воздуха к пневмоприводам, вращающимся вместе с планшайбой или рамой приспособления, применяют муфты одностороннего или двустороннего действия.

Большинство зажимных устройств сборочно–сварочных приспособлений с пневматическим приводом, как правило, снабжаются механическими рычажными или клиновыми усилителями в виде рычагов 1 – го и 2 – го родов.

В конструктивном отношении **гидравлические прижимы** аналогичны пневматическим. Гидравлические прижимы обеспечивают значительно большие усилия (в 10 и более раз) по сравнению с пневматическими того же диаметра, не требуют смазки, работают плавно и бесшумно. В сборочно–сварочных приспособлениях и установках их применяют, когда диаметры цилиндра (более 60 мм) трудно вписать в конструкцию. Расчет

гидроцилиндров аналогичен расчету пневмоцилиндров. Выбор гидравлических цилиндров производят по *ГОСТ 6540–68**.

Существенными недостатками пневмоприводов являются высокая первоначальная стоимость (за счет необходимости иметь дорогую гидростанцию) и усложнение эксплуатации из-за частой утечки масла, что ограничивает их применение.

Пневмогидравлические приводы, сочетающие в себе пневматический и гидравлический цилиндры с пневмогидравлическим мультипликатором, обеспечивают значительные силы зажима при небольших габаритах и быстродействии привода. Они находят применение в одно-, многоместных и многопозиционных приспособлениях.

Пневмогидравлические приводы работают от сжатого воздуха давлением $0,4 \dots 0,6 \text{ МПа}$ из цеховой сети при давлении масла в гидравлической части привода $6 \dots 10 \text{ МПа}$, создаваемом пневмогидравлическим мультипликатором (преобразователем).

В приспособлениях могут применяться пневмогидроприводы с преобразователями давления прямого (рис. 7, а) или последовательного (рис. 7, б) действия.

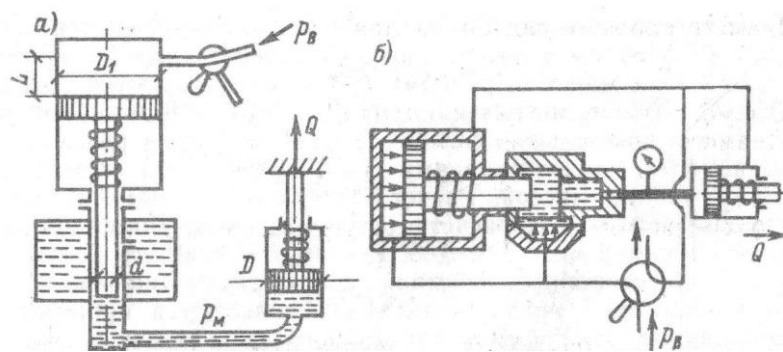


Рисунок 7 – Схемы пневмогидравлических приводов прямого (а) и последовательного (б) действия

Расчет силы Q на штоке рабочего гидроцилиндра (рис. 7, а) ведем из условия равновесия привода, т.е.:

$$P_M \times \pi \times \frac{d^2}{4} = p_B \times \pi \times \frac{D_1^2}{4} \quad (10)$$

Из этого уравнения: $p_M = p_B \times \left(\frac{D_1}{d}\right)^2$.

Тогда:

$$Q = \pi \times D^2 \times p_M \times \frac{\eta_0}{4} = p_B \times \frac{D_1^2}{d^2} \times \pi \times D^2 \times \eta_0 \times \frac{\eta_B}{4}, \quad (11)$$

где η_0 – КПД гидроцилиндра: $\eta_0 = 0,8 \dots 0,85$; η_B – КПД пневмоцилиндра: $\eta_B = 0,85 \dots 0,95$.

Величина хода штока пневмоцилиндра:

$$L = l \times \left(\frac{D}{d}\right)^2 \times n / \eta_0, \quad (12)$$

где l – ход штока рабочего гидроцилиндра, см; n – число рабочих гидроцилиндров, питаемых данным преобразователем; η_0 – объемный КПД привода: $\eta_0 = 0,95$.

Диаметр рабочего гидроцилиндра:

$$D = 1,13 \times \sqrt{\frac{Q}{p_M}} \quad (13)$$

Диаметр штока пневмоцилиндра: $d = D \times (1,75 \dots 2,5)$.

Диаметр пневмоцилиндра:

$$D_1 = d \times \sqrt{\frac{p_M}{p_B \times \eta_B}} \quad (14)$$

Объем сжатого воздуха, расходуемого на одно зажатие детали:

$$V = \frac{\pi}{4} \times D_1^2 \times L \quad (15)$$

В вакуумных прижимах закрепление тонкостенных деталей производится под избыточным атмосферным давлением, возникающим за счет разряжения в вакуумной полости (рис. 8).

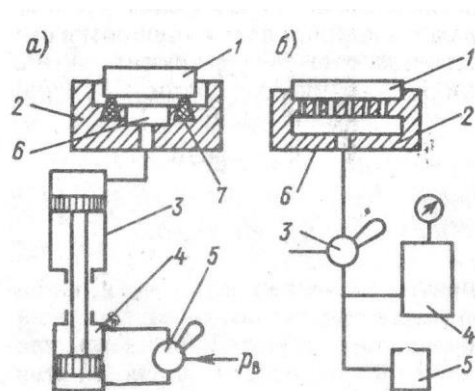


Рисунок 8 – Схемы вакуумных прижимов с приводом от пневмоцилиндра (а) и от вакуумного насоса (б)

Это разряжение может создаваться вакуумным цилиндром 3 (рис. 8, а), соединенным каналом с вакуумной полостью 6. Герметичность полости 6

обеспечивается резиновой прокладкой 7, установленной в корпусе 2 приспособления. Управление пневмоцилиндром 4, связанным с вакуумным цилиндром 3, осуществляется распределительным краном 5, к которому подводится сжатый воздух от цеховой пневмосети.

Сила зажима W детали 1 будет:

$$W = (p_a - p_o) \times F - p_y, \quad (16)$$

где p_a – атмосферное давление, МПа; p_o – остаточное давление в камере после разрежения: $p = 0,01 \dots 0,015$ МПа; F – площадь, ограниченная внутренним контуром резиновой прокладки; p_y – упругая сила сжатой резиновой прокладки, Н.

Для надежного закрепления детали необходимо, чтобы $p_a - p_o \geq 0,07$ МПа. В рабочей камере достаточно $p_o = 0,01 \dots 0,015$ МПа, так как создавать более глубокий вакуум дорого и малоэффективно.

В прижимах, имеющих вакуумный насос и работающих по схеме рис. 8, б, прижатие детали 1 к корпусу 2 осуществляется при создании разрежения в полости 6. Распределительный кран 3 при включении прижима соединяет вакуумную камеру 6 с вакуумным насосом 5 и ресивером 4. Для разжима детали распределительный кран соединяет вакуумную полость приспособления с атмосферой.

Электромеханические прижимы бесшумны в работе, долговечны, имеют небольшие эксплуатационные расходы, сравнительно быстроходны и обеспечивают самоторможение.

Электромеханический прижим (рис. 9) состоит из электродвигателя 1, редуктора 2 и винтовой пары 5 и 6.

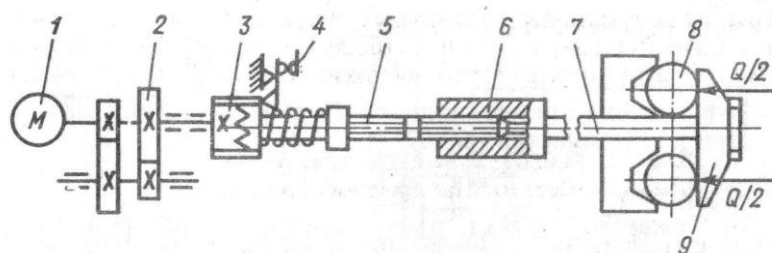


Рисунок 9 – Схема электромеханического привода

От электродвигателя 1 вращение передается через предохранительную муфту 3. Винт 5 при вращении перемещает гайку 6 вправо или влево, а с ней – и шток 7, передающий посредством рычага 9 зажимное усилие детали 8. Когда достигается требуемая сила, момент на валу электродвигателя и сила тока значительно возрастают и реле тока 4 отключает двигатель.

Тяговая сила:

$$Q = 71620 \times N \times \eta \times i / [n \times r_{\text{ср}} \times \tan(\alpha + \varphi)], \quad (17)$$

где N – мощность электродвигателя; η – КПД редуктора; i – передаточное отношение редуктора; n – частота вращения электродвигателя, мин^{-1} ; r_{CP} – средний радиус резьбы винта, см ; α – угол подъема резьбы винта, град. ; φ – угол трения в резьбовом соединении, град.

Электромагнитные и магнитные прижимы широко используются в приспособлениях для сборки и сварки тонколистовых полотнищ. Преимуществами таких приспособлений являются: универсальность, быстроедействие, отсутствие на верхней стороне приспособления каких-нибудь выступающих частей, простота и компактность. Их применяют для установки и зажима деталей с большой магнитной проницаемостью (незакаленных углеродистых сталей, чугунов и некоторых легированных сталей).

Электромагнитные приводы встраивают в плиту, на верхней плоскости которой устанавливается деталь. Магнитную цепь образуют электромагнитные катушки через магнитопроводы, деталь и основание. Магнитопроводы изолируются от корпуса плиты немагнитной прокладкой. Питание электромагнитов осуществляется постоянным током напряжением 110 или 220 В от выпрямителя. Основные размеры и технические характеристики прямоугольных электромагнитных плит даны в *ГОСТ 17519–87**.

Силу притяжения при закреплении детали магнитным полем можно найти по формуле:

$$Q = 4,06 \times \frac{\Phi^2}{S}, \quad (18)$$

где Φ – магнитный поток, пересекающий опорную поверхность детали, Вб; S – активная площадь токосъемников, см^2 .

Магнитные прижимы не требуют питания током. Основные размеры прямоугольных магнитных плит и технические требования к ним приведены в *ГОСТ 16528–87**. Плиты с постоянными магнитами обеспечивают удерживающую силу до 1,5 МПа.

3. Индивидуальное задание.

3.1. Расчет клинового прижима.

Исходные данные:

1. Согласно рис. 1 и табл. 1 имеются два клиновых стальных прижима (Ст. 3) с односторонним клином, при помощи которых необходимо осуществить поджатие стальной трубы (Ст. 3) определенной массы Q , кгс (1200) и состояния поверхности к стальным установочным поверхностям двухстоечного поворотного кантователя (рис. 10) таким образом, чтобы труба не выпала в процессе сварки при повороте кантователя в наиболее опасное положение (поворот на 90° из плоскости).

2. Коэффициент трения скольжения стали о сталь: $f = 0,8$ – для чистой сухой поверхности; $f = 0,2$ – для жирной, обмасленной поверхности.

3. Зазор между клиньями и трубой c , мм.

4. Угол скоса одностороннего клина φ , $^\circ$.

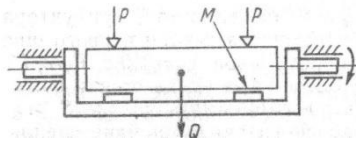


Рисунок 10 – Схема установки трубы в двухстоечном поворотном кантователе

Таблица 1 – Исходные данные для расчета клиновых прижимов

№ п/п	Q , кгс	состояние поверхности трубы	c , мм	φ , $^\circ$
1	800	сухая, чистая	300	90
2	900	обмасленная	250	85
3	1000	сухая, чистая	200	80
4	1100	обмасленная	300	95
5	1200	сухая, чистая	250	100
6	800	обмасленная	200	90
7	900	сухая, чистая	300	85
8	1000	обмасленная	250	80
9	1100	сухая, чистая	200	95
10	1200	обмасленная	300	100
11	800	сухая, чистая	250	90
12	900	обмасленная	200	85
13	1000	сухая, чистая	300	80
14	1100	обмасленная	250	95
15	1200	сухая, чистая	200	100
16	800	обмасленная	300	90
17	900	сухая, чистая	250	85
18	1000	обмасленная	200	80
19	1100	сухая, чистая	300	95
20	1200	обмасленная	250	100
21	800	сухая, чистая	200	90
22	900	обмасленная	300	85
23	1000	сухая, чистая	250	80
24	1100	обмасленная	200	95
25	1200	сухая, чистая	300	100
26	800	обмасленная	250	90
27	900	сухая, чистая	200	85
28	1000	обмасленная	300	80
29	1100	сухая, чистая	250	95
30	1200	обмасленная	7	5

Определить:

1. Угол трения клиньев о трубу ρ , $^\circ$.
2. Перемещение клиньев l , см, необходимое для поджатия трубы с необходимым усилием.
3. Усилие заколачивания клина P_1 , кгс.
4. Усилие выколачивания клина P_2 , кгс.
5. Проверить условие самоторможения клина.

3.2. Расчет эксцентрикового прижима.

Исходные данные:

1. Согласно рис. 2 и табл. 2 имеется быстродействующий эксцентриковый прижим, поджимающий стальной свариваемый лист к стальному основанию приспособления при сварке.
2. Требуемое усилие P , H , прикладываемое к рукоятке круглого эксцентрика.
3. Коэффициент трения скольжения стали о сталь: $f = 0,8$ – для чистой, сухой поверхности; $f = 0,2$ – для жирной, обмасленной поверхности.
4. Коэффициент трения для оси вращения кулачка $f_1 = 0,7$.

Таблица 2 – Исходные данные для расчета эксцентриковых прижимов

<i>№ п/п</i>	<i>P, H</i>	<i>состояние поверхности листа</i>
1	300	сухой
2	260	обмасленный
3	250	сухой
4	200	обмасленный
5	150	сухой
6	300	обмасленный
7	260	сухой
8	250	обмасленный
9	200	сухой
10	150	обмасленный
11	300	сухой
12	260	обмасленный
13	250	сухой
14	200	обмасленный
15	150	сухой
16	300	обмасленный
17	260	сухой
18	250	обмасленный
19	200	сухой
20	150	обмасленный
21	300	сухой
22	260	обмасленный
23	250	сухой
24	200	обмасленный
25	150	сухой
26	300	обмасленный
27	260	сухой
28	250	обмасленный
29	200	сухой
30	150	обмасленный

Определить:

1. Прижимное усилие Q , H , развиваемое зажимом.
2. Исходя из условия самоторможения эксцентрика, определить его основные размеры, т.е. диаметр кулачка D , см, диаметр пальца d , см для вращения кулачка, а также величину эксцентриситета e , см.

Расчет винтового прижима.

Исходные данные:

1. Задано усилие Q , кгс винтового прижима приспособления для сборки–сварки стальных рам (рис. 3 и табл. 3).
2. Допускаемое напряжение на растяжение материала винта при переменной нагрузке $[\sigma]_p$, МПа.
3. Удельное давление на поверхности ниток резьбы ρ_0 , МПа: для стального винта и чугунной гайки $\rho_0 = 50 \dots 60$ МПа, для стальной гайки $\rho_0 = 90 \dots 130$ МПа.
4. Коэффициент трения стали о сталь для пары винт–гайка: $f_R = 0,8$.
5. Длина рукоятки винтового прижима l , см.
6. Угол подъема резьбы α , ° определять по формуле $\alpha = \arctg(\frac{P}{\pi \times d_2})$, где P – шаг резьбы, мм; d_2 – средний диаметр резьбы, мм.
7. Угол трения резьбовой пары φ_1 , ° рассчитывать по формуле $\varphi_1 = \arctg(f_R)$, где f_R – коэффициент трения материалов сопрягаемых деталей.

Таблица 3 – Исходные данные для расчета винтовых прижимов

$\begin{matrix} \text{№} \\ n/n \end{matrix}$	$Q, Н$	$[\sigma]_p, МПа$	$l, см$
1	1000	60	50
2	1100	70	45
3	1200	80	40
4	1300	90	35
5	1400	95	30
6	1000	60	50
7	1100	70	45
8	1200	80	40
9	1300	90	35
10	1400	95	30
11	1000	60	50
12	1100	70	45
13	1200	80	40
14	1300	90	35
15	1400	95	30
16	1000	60	50
17	1100	70	45
18	1200	80	40
19	1300	90	35
20	1400	95	30
21	1000	60	50
22	1100	70	45
23	1200	80	40
24	1300	90	35
25	1400	95	30
26	1000	60	50
27	1100	70	45
28	1200	80	40
29	1300	90	35
30	1400	95	30

Определить:

1. Наружный диаметр винта $d_{НАР}$, мм.
2. Наружный d_H , мм и внутренний $d_{ВН}$, мм диаметры резьбы гайки.
3. Количество витков резьбы в гайке n , шт.
4. Силу на рукоятке винтового прижима W , Н.

4. Порядок проведения занятия.

4.1. Изучить общие положения касательно вопросов расчета механических прижимов сборочно–сварочных приспособлений.

4.2. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно условию п. 3 и исходным данным из табл. 1–3.

5. Контрольные вопросы.

5.1. Какие виды прижимов, используемых в сборочно–сварочных приспособлениях, вы знаете?

5.2. Какие из прижимов относятся к группе механических прижимов?

5.3. В чем состоит принцип работы клинового прижима?

5.4. В чем состоит принцип работы эксцентрикового прижима?

5.5. В чем состоит принцип работы винтового прижима?

5.6. В чем состоит принцип работы пневматического прижима?

5.7. В чем состоит принцип работы гидравлического прижима?

5.8. Преимущества и недостатки гидравлических прижимов в сравнении с пневматическими.

5.9. В чем состоит принцип работы электромеханического и электромагнитного прижимов?

5.10. Для чего при расчете винтовых прижимов необходимо пользоваться *ГОСТ 1491–80* и *ГОСТ 24705–81*?

6. Литература.

6.1. Рыморов, Е.В. Новые сварочные приспособления / Е.В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988.

6.2. Севбо, П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978.

6.3. Интернет: <http://smetiz.ru/catalog/vint/3153/>.