

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО–РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Оборудование и технология сварочного производства»

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ**

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



Могилев 2017

УДК 621.9.07  
ББК 30.606  
П 79

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Оборудование и технология сварочного производства» «10» января 2017 г., протокол № 6

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

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

Методические рекомендации к практическим занятиям по дисциплине «Проектирование технологической оснастки» предназначены для студентов специальности 1-36 01 06 «Оборудование и технология сварочного производства».

Учебно-методическое издание

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

Ответственный за выпуск            В. П. Куликов

Технический редактор                А. Т. Червинская

Компьютерная верстка                Е. С. Лустенкова

Подписано в печать. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л.        . Уч.-изд. л.        . Тираж 36 экз. Заказ №.

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

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2017

## Содержание

1 Практическое занятие № 1. Разработка принципиальной схемы приспособления.....	4
2 Практическое занятие № 2. Расчет усилий зажимов стенда для сборки-сварки листовых полотнищ.....	5
3 Практическое занятие № 3. Расчет усилий зажимов в кондукторе для сборки-сварки тавровых балок.....	7
4 Практическое занятие № 4. Расчет рычажных зажимных устройств, применяемых в сборочно-сварочных кондукторах и стендах.....	10
5 Практическое занятие № 5. Расчет роликовых сварочных стендов.....	14
6 Практическое занятие № 6. Расчет механизма вращения сварочного манипулятора.....	16
7 Практическое занятие № 7. Расчет ходовой части и механизма передвижения сварочной тележки.....	20
8 Практическое занятие № 8. Расчет различных прижимов для сборочно-сварочных приспособлений.....	25
Список литературы.....	31

# 1 Практическое занятие № 1. Разработка принципиальной схемы приспособления

## 1.1 Общие теоретические сведения

*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) [1, 2].

*Принципиальная схема сборочно-сварочного приспособления* представляет собой чертеж сварного изделия, на котором в виде условных обозначений (рисунок 1.1) указаны места, способы фиксирования и закрепления всех деталей, а также способы и устройства для установки, поворота, подъема, съема деталей и изделий, другие механизмы [3–6].


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

Рисунок 1.1 – Условные обозначения опор и зажимов по ГОСТ 3.1107–81

## 1.2 Порядок проведения занятия

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

Получить у преподавателя индивидуальное задание (чертеж узла) по разработке принципиальной схемы приспособления для сборки-сварки конкретного узла. Примеры узлов представлены на рисунке 1.2.



Рисунок 1.2 – Примеры исходных узлов

*Требуется:* начертить 3D-эскиз данного узла, после чего разработать принципиальную схему приспособления для сборки этого узла.

## 2 Практическое занятие № 2. Расчет усилий зажимов стенда для сборки-сварки листовых полотнищ

### 2.1 Общие теоретические сведения

Круглую выпучину (рисунок 2.1) можно рассматривать как изогнутую пластину с жестко закрепленным контуром [1].

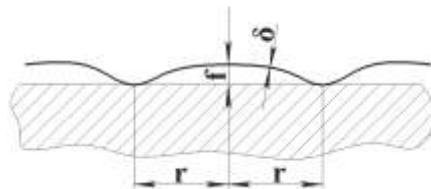


Рисунок 2.1 – Деформация листового полотнища в виде круглой выпучины

Прогиб в центре при изгибе равномерно распределенной нагрузкой

$$f = qr^4/(64C) = Pr^2/(64\pi C), \quad (2.1)$$

где  $C$  – цилиндрическая жесткость пластины,  $C = E\delta^3/(12(1-\nu^2))$  (где  $E$  – модуль упругости материала пластины;  $\delta$  – толщина пластины;  $\nu$  – коэффициент Пуассона).

Искомое давление на пластину

$$P = 16\pi f E \delta^3 / (3r^2(1-\nu^2)). \quad (2.2)$$

Наибольшее напряжение в центре пластины

$$\sigma = 3qr^2(1+\nu)/8\delta^2. \quad (2.3)$$

Если  $\sigma$  превышает предел текучести материала  $\sigma_T$ , то искомое усилие прижимов следует ограничить величиной

$$P_{\text{доп}} = \sigma_T \delta^2 / 0,15. \quad (2.4)$$

Расчетная нагрузка на единицу длины каждой кромки

$$p = 4,5fE\delta^3/r^3. \quad (2.5)$$

Если  $\sigma > \sigma_T$  и расчет ведется исходя из допустимой нагрузки  $R_{\text{доп}}$ , определяемой выражением (2.4), то допустимое удельное усилие на единицу длины кромки не должно превышать

$$p_{\text{доп}} = \sigma_T \delta^2 / (0,6r) . \quad (2.6)$$

## 2.2 Порядок проведения занятия

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

Получить у преподавателя индивидуальное задание с исходными данными и таблицей 2.1.

*Исходные данные.*

- 1 На полотнищах из стали определенной толщины  $\delta$  имеются деформации в виде круглых выпучин.
- 2 Геометрия деформации определяется величинами  $r$  и  $f$ .
- 3 Модуль упругости стали  $E$ .
- 4 Коэффициент Пуассона стали  $\nu$ .
- 5 Предел текучести стали  $\sigma_T$ .

Таблица 2.1 – Исходные данные

Номер варианта	Материал полотнища	$\delta$ , см	$r$ , см	$f$ , см	$E$ , кгс/см <sup>2</sup>	$\nu$	$\sigma_T$ , кгс/см <sup>2</sup>
1	Сталь 08кп	0,3	20	1	$2 \cdot 10^6$	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

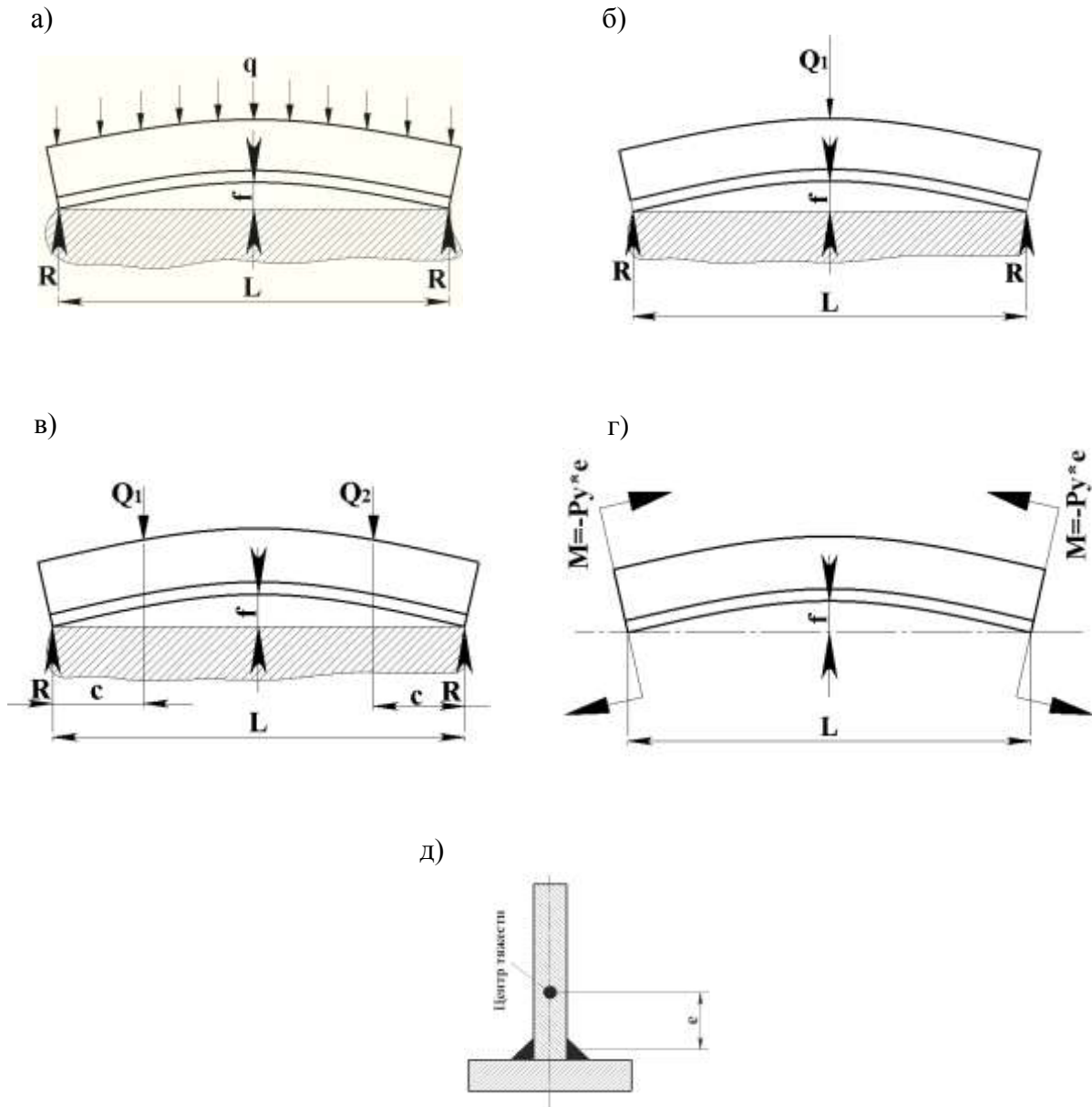
*Определить следующее.*

- 1 Цилиндрическую жесткость выпучины  $S$ .
- 2 Требуемое давление на полотнище в месте выпучины.
- 3 Наибольшее напряжение в центре выпучины. Сравнить полученное значение с пределом текучести стали  $\sigma_T$ . Если  $\sigma > \sigma_T$ , то требуемое усилие прижимов ограничить величиной  $R_{\text{доп}}$  (рассчитать по формуле 2.4).
- 4 Нагрузку на единицу длины каждой кромки выпучины. Если же  $\sigma > \sigma_T$ , то допустимое удельное усилие на единицу длины кромки не должно превышать  $p_{\text{доп}}$  (рассчитать по формуле 2.6).
- 5 Усилие на зажимах стенда для сборки и сварки листовых полотнищ (расчетное удельное усилие на обе кромки  $Q_p = 2p$ ).

### 3 Практическое занятие № 3. Расчет усилий зажимов в кондукторе для сборки-сварки тавровых балок

#### 3.1 Общие теоретические сведения

Продольный (осевой) изгиб балки представлен на рисунке 3.1 [1, 2].



- 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

Рисунок 3.1 – Продольная деформация сварной балки и схемы ее нагружения в сборочно-сварочном кондукторе

Момент инерции сечения тавра  $J_x$  находится по следующим формулам (рисунок 3.2):

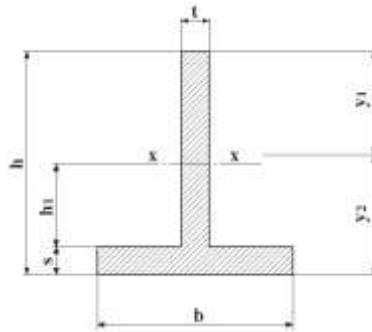


Рисунок 3.2 – Параметры для расчета момента инерции сечения тавра

$$J_x = th_1^3/12 + bs^3/12 + (y_2 - (h_1/2))^2 h_1 t + (y_1 - s/2)^2 bs ; \quad (3.1)$$

$$h_1 = h - s ; \quad (3.2)$$

$$y_1 = 0,5(th^2 + b_1 s^2)/(th + b_1 s) ; \quad (3.3)$$

$$y_2 = h - y_1 ; \quad (3.4)$$

$$b_1 = b - t . \quad (3.5)$$

Прогиб балки посередине

$$f = P_y e L^2 / (8EJ), \quad (3.6)$$

где  $L$  – длина балки.

Усилия для изгиба балки в обратном направлении:

а) при сварке в тавр одним швом

$$P_y = 1,7Dk^2 ; \quad (3.7)$$

б) при сварке в тавр двумя швами

$$P_y = 1,15(1,7Dk^2) , \quad (3.8)$$

где  $D$  – коэффициент способа сварки;

$k$  – катет углового шва.

Под действием нагрузки  $q$  балка на двух опорах  $R$  (см. рисунок 3.1, а) получает прогиб посередине



$$f = 5qL^4 / (384EJ) . \quad (3.9)$$

Распределенная нагрузка

$$q = 9,6P_y e / L^2 . \quad (3.10)$$

Полная нагрузка на всю балку

$$Q = qL = 9,6P_y e / L . \quad (3.11)$$

Опорные реакции по концам кондуктора

$$R = Q / 2 . \quad (3.12)$$

### 3.2 Порядок проведения занятия

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

Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно исходным данным из таблицы 3.1 и рисунков 3.1 и 3.2.

*Исходные данные.*

1 Балка определенных размеров из стали укладывается в кондуктор для сборки и сварки заданным способом.

2 Момент инерции сечения балки  $J$ ,  $\text{см}^4$  (необходимо рассчитывать).

3 Катеты швов  $k$ , см.

4 Эксцентриситет  $e$ , см.

5 Модуль упругости стали  $E$ ,  $\text{кгс}/\text{см}^2$ .

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

7 Возможный прогиб балки  $f$ , см.

Таблица 3.1 – Исходные данные

Номер варианта	Материал балки	Способ сварки	Стенка балки $h \times t$ , мм	Пояс балки $b \times s$ , мм	$L$ , м	$k$ , мм	$J$ , $\text{см}^4$	$e$ , см	$E$ , $\text{кгс}/\text{см}^2$ ( $\cdot 10^6$ )
1	08кп	А	500×10	300×10	6	7	21436	19,6	2,03
2	20кп	Р	600×10	290×10	7	8	34616	19,5	2,12
3	ст. 30	А	700×10	280×10	8	7	51777	19,4	2
4	30Х	Р	800×10	270×10	9	8	73285	19,3	2,08
5	30ХМА	А	900×10	260×10	10	7	99426	19,2	2,09
6	08кп	Р	550×10	300×10	6	8	27709	19,6	2,03
7	20кп	А	650×10	290×10	7	7	42927	19,5	2,12

*Примечание:* А – автоматическая сварка; Р – ручная

*Определить следующее.*

1. Момент инерции сечения балки по соответствующим для выбранного варианта геометрическим размерам балки.

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

3. Требуемую распределенную нагрузку для прижатия балки во избежание ее прогиба при сварке и полную вероятную нагрузку на всю балку при сварке.

4. Опорные реакции по концам кондуктора.

## **4 Практическое занятие № 4. Расчет рычажных зажимных устройств, применяемых в сборочно-сварочных кондукторах и стендах**

### **4.1 Общие теоретические сведения**

Исходные данные для расчета: размер стенки тавра; размер пояса тавра; катеты обоих швов; длина балки. Также необходимы момент инерции сечения балки  $J$ , см<sup>4</sup>, и расстояние между центрами тяжести сечения балки и сечения шва  $e$  (эксцентриситет в миллиметрах) [1] (рисунок 4.1).

Усадочная сила, действующая по оси швов, рассчитывается по аналогии с формулами (3.7) и (3.8) из практического занятия № 3.

Расчетные усилия, возникающие на каждом из верхних зажимов кондуктора под действием этих усадочных сил:

а) после сварки первого шва на балке длиной  $L$

$$q_1 = 9,6P_{yc1}e/L^2 ; \quad (4.1)$$

б) после сварки обоих швов

$$q_2 = 9,6P_{yc2}e/L^2 . \quad (4.2)$$

При сварке балки в зажатом состоянии поперечная усадка углового шва может вызвать в металле шва опасные изгибные напряжения, превышающие предел его текучести [2].

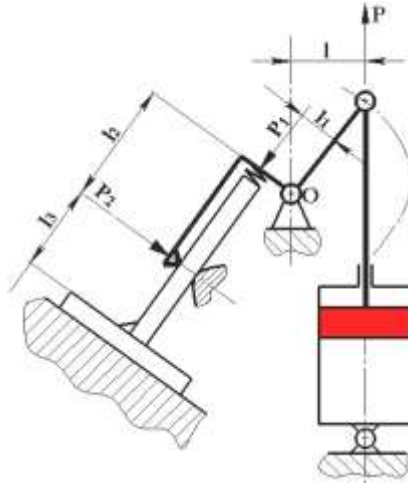


Рисунок 4.1 – Расчетная схема рычажного зажимного устройства для сборки тавровых балок

Допускаемая сила прижатия для верхних прижимов кондуктора с учетом предела текучести

$$P_2 = b_{1M} h^2 [\sigma] / (6l_3), \quad (4.3)$$

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

При сварке в незажатом состоянии, т. е. при отсутствии  $P_2$ , в районе прижимов образуется свободный зазор  $\Delta_0 = l_3 \tan \alpha$  ( $\tan \alpha$  – угловая деформация). Под действием силы  $P_2$  возникает прогиб обратного знака  $f = P_2 l_3^3 / (3EJ)$ .

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

$$\Delta = \Delta_0 - f = l_3 \tan \alpha - P_2 l_3^3 / (3EJ), \quad (4.4)$$

где  $b_{1M} t_{CT}^3 / 12$  – момент инерции сечения стенки балки на длине  $b_{1M}$  (длина одного шва, равная 100 см) при толщине стенки балки  $t_{CT}$ .

Фактическое усилие, создаваемое на кромке (торце) стенки от давления рычага на стенку усилием  $P_2$ ,

$$P_1 = K(S_1 - fP_2), \quad (4.5)$$

где  $fP_2$  – сила трения между прижимом на конце рычага и стенкой;

$f$  – коэффициент трения сухой детали о деталь;

$K$  – коэффициент запаса;

$S_1 = q_2$  (см. формулу (4.2)).

Усилие гидропривода

$$P = (P_1 l_1 + P_2 l_2) / l . \quad (4.6)$$

Усилие, воспринимаемое опорным шарниром рычага при угле наклона рычага  $45^\circ$  по отношению к оси штока привода [2],

$$Q = \sqrt{(P_1 + 0,7P)^2 + (P_2 + 0,7P)^2} . \quad (4.7)$$

Диаметр силового цилиндра привода

$$D = \sqrt{4P / (\pi q \eta)} , \quad (4.8)$$

где  $q$  – давление масла в силовом цилиндре;  
 $\eta$  – КПД привода.

Необходимый момент сопротивления поперечного сечения рычага в опасном месте

$$W = M_{И} / [\sigma] = P_2 l_2 / [\sigma] . \quad (4.9)$$

Далее выбирается сечение рычага, например, квадратная труба. Размер сечения подбирается таким образом, чтобы его расчетный момент сопротивления был больше того, что рассчитан по формуле (4.9).

Например, для квадратной трубы момент сопротивления

$$W = 4a^2 \delta / 3 , \quad (4.10)$$

где  $a$  – ширина стенки трубы;  
 $\delta$  – толщина стенки трубы.

#### **4.2 Порядок проведения занятия**

Изучить общие положения касательно вопроса расчета рычажных зажимных устройств, применяемых в сборочно-сварочных кондукторах и стендах. Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно исходным данным, таблице 4.1 и рисунку 4.1.

*Исходные данные.*

- 1 Балка определенных размеров из стали укладывается в кондуктор для сборки и сварки заданным способом.
- 2 Момент инерции сечения балки  $J$ .
- 3 Катеты швов  $k$ .
- 4 Эксцентриситет  $e$ .

- 5 Модуль упругости стали  $E$  (принимать в расчетах  $2,1 \cdot 10^6$  кгс/см<sup>2</sup>).
- 6  $D$  – коэффициент способа сварки (для автоматической сварки – 30000, для ручной дуговой – 40000).
- 7 Длина одного шва  $b_{1M} = 1$  м.
- 8 Высота шва в опасном сечении  $h$ , см.
- 9 Толщина стенки балки  $t_{CT}$ , см. Высота стенки балки  $h_{CT}$ , см.
- 10  $l_3 = 19$  см,  $l = 9$  см,  $l_1 = 6$  см,  $l_2 = 21$  см (см. рисунок 4.1).
- 11 Угловая деформация  $\tan \alpha = 0,01$ .
- 12 Коэффициент трения сухой стали о сталь составляет 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 составляет 0,1. Радиус оси шарнира равен 2 см.
- 16  $q = 20$  кгс/см<sup>2</sup> – давление масла в цилиндре привода.
- 17  $\eta = 0,8$  – КПД привода.
- 18 Ход поршня составляет 20 см.
- 19 Предел прочности материала рычага  $[\sigma] = 6000$  кгс/см<sup>2</sup>.

Таблица 4.1 – Исходные данные

Номер варианта	Материал балки	Способ сварки	Стенка балки $h_{CT} \times t_{CT}$ , мм	Пояс балки $b \times s$ , мм	L, м	к, мм	J, см <sup>4</sup>	e, см	h, см	$\sigma_T$ , кгс/см <sup>2</sup>
1	08кп	А	400×10	200×16	6	8	11707	10,6	0,7	1750
2	20кп	Р	500×10	220×10	7	7	19295	12,5	0,6	2250
3	ст. 30	А	450×10	210×10	8	8	14297	11,5	0,7	2950
4	16ГС	Р	380×10	250×10	9	7	10907	9,5	0,6	3250
5	25ГС	А	520×10	250×10	10	8	25753	13	0,7	2500
6	08кп	Р	400×10	200×16	11	7	11707	10,6	0,6	1750
7	20кп	А	500×10	220×10	12	8	19295	12,5	0,7	2250

*Примечание:* А – автоматическая сварка; Р – ручная

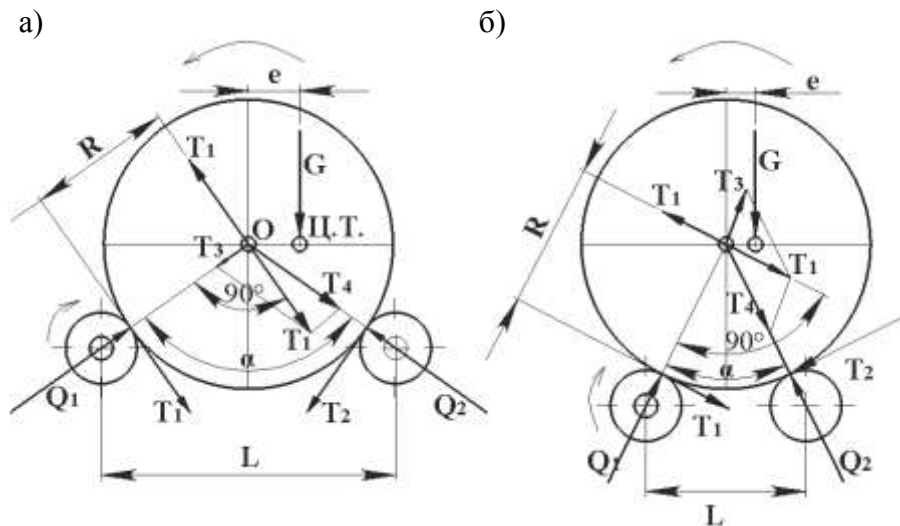
*Определить следующее.*

- 1 Усилия, возникающие на зажимах кондуктора под действием усадочных сил после сварки швов.
- 2 Допускаемую силу прижатия для нижних зажимов кондуктора.
- 3 Проверить, будет ли образовываться при сварке зазор под силой  $P_2$  между стенкой свариваемой балки и опорной поверхностью кондуктора.
- 4 Усилие, с которым давит рычаг на кромку стенки тавра.
- 5 Требуемое усилие на штоке привода.
- 6 Опорную реакцию шарнира.
- 7 Диаметр цилиндра привода.
- 8 Выбрать сечение (коробчатое) для рычага по допустимому значению его момента сопротивления.

## 5 Практическое занятие № 5. Расчет роликовых сварочных стендов

### 5.1 Общие теоретические сведения

На рисунке 5.1 представлены расчетные схемы типового роликового стенда с одним рядом приводных роликоопор [1].



а – при  $\alpha > 90^\circ$ ; б – при  $\alpha < 90^\circ$

Рисунок 5.1 – Расчетные схемы роликового стенда

Реакции на роликах, зависящие от угла  $\alpha$  распора между роликами в статическом состоянии стенда при нулевом эксцентриситете,

$$Q = G / (2 (\cos \alpha / 2)) . \quad (5.1)$$

Во время вращения изделия на приводных и холостых роликах возникают окружные усилия

$$T_1 = G(\epsilon + (\epsilon + (\sin \alpha / 2)) / (b \sin \alpha + \cos \alpha - 1)) ; \quad (5.2)$$

$$T_2 = T_1 - Ge/R , \quad (5.3)$$

где  $e/R$  – эксцентриситет, выраженный в долях радиуса вращаемого барабана (дисбаланс  $\epsilon$ );

$D_p / (fd_p + 2\mu)$  – вспомогательный расчетный параметр  $b$ .

Опорные реакции приводных и холостых роликоопор при их вращении под нагрузкой ( $\times$  – перенос формулы)

$$Q_1 = (G/(2 (\cos \alpha/2)))(1 - \varepsilon \cos \alpha / (\sin \alpha/2) + (\varepsilon + \varepsilon \cos \alpha / (\sin \alpha/2)) / \times \\ \times / (b \cos \alpha/2 - \sin \alpha/2)) ; \quad (5.4)$$

$$Q_2 = (G/(2 (\cos \alpha/2)))(1 + \varepsilon / (\sin \alpha/2) + ((\varepsilon + \sin \alpha/2) / \times \\ \times / (b \cos \alpha/2 - \sin \alpha/2)) . \quad (5.5)$$

Возможный диапазон диаметров изделий, вращаемых на стенде

$$D = L / (\sin \alpha/2) - D_p , \quad (5.6)$$

где  $L$  – поперечное расстояние между приводными и холостыми роlikоопорами;

$D_p$  – диаметр ролика.

Расчетная нагрузка на один приводной и холостой ролики соответственно

$$P_1 = (\sqrt{Q_1^2 + T_1^2/i_p})K_p ; P_2 = (\sqrt{Q_2^2 + T_2^2/i_p})K_p, \quad (5.7)$$

где  $i_p$  – число роlikоопор в одном ряду;

$K_p$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки.

## 5.2 Порядок проведения занятия

Изучить общие положения касательно вопроса расчета роlikовых сварочных стендов.

Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно исходным данным и таблице 5.1.

*Исходные данные.*

1 Барабан определенных размеров укладывается в роlikовый стенд (см. рисунок 5.1) для сборки и сварки.

2 Центральный угол распора  $\alpha$ , °.

3 Вес барабана  $G$ , кг.

4 Диаметр барабана  $D$ , см.

5 Диаметр роликa  $D_p$ , 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.  $\mu$  – коэффициент трения качения ( $\mu = 0,06-0,08$  – для стальных роликов,  $\mu = 0,25-0,35$  – для обрешиненных).

10.  $i_p$ , шт. – число роликоопор в одном ряду.

11.  $k_p = 1-1,3$  – коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки на роликоопоры.

Таблица 5.1 – Исходные данные

Номер варианта	$\alpha, ^\circ$	G, кг	D, см	$d_p$ , см	$D_p$ , см	L, см	e, см	$i_p$ , шт.	Тип подшипника роликоопоры	Тип ролика
1	55	700	250	10	41	100	20	4	Скольжения	С
2	60	750	260	11	42	110	18	3	Качения	О
3	65	800	270	12	43	115	22	4	Скольжения	С
4	70	850	280	13	44	120	20	3	Качения	О
5	75	900	290	14	45	125	18	4	Скольжения	С
6	80	950	250	10	41	100	22	3	Качения	О
7	85	1000	260	11	42	110	20	4	Скольжения	С

*Примечание:* С – стальной ролик; О – обрешиненный

*Определить следующее.*

1 Необходимое окружное усилие на приводных роликоопорах.

2 Усилие сопротивления вращению холостых роликоопор, приведенное к их окружности.

3 Опорные реакции роликоопор стенда при их вращении под нагрузкой.

4 Допускаемый диапазон диаметров изделия, соответствующих диапазону центральных углов  $\alpha = 50 \dots 120^\circ$ , в пределах которого можно безопасно работать на стенде.

5 Нагрузку на одну ведущую роликоопору.

6 Нагрузку на одну ведомую роликоопору.

## **6 Практическое занятие № 6. Расчет механизма вращения сварочного манипулятора**

### **6.1 Общие теоретические сведения**

Расчетная схема манипулятора представлена на рисунке 6.1 [1, 2].

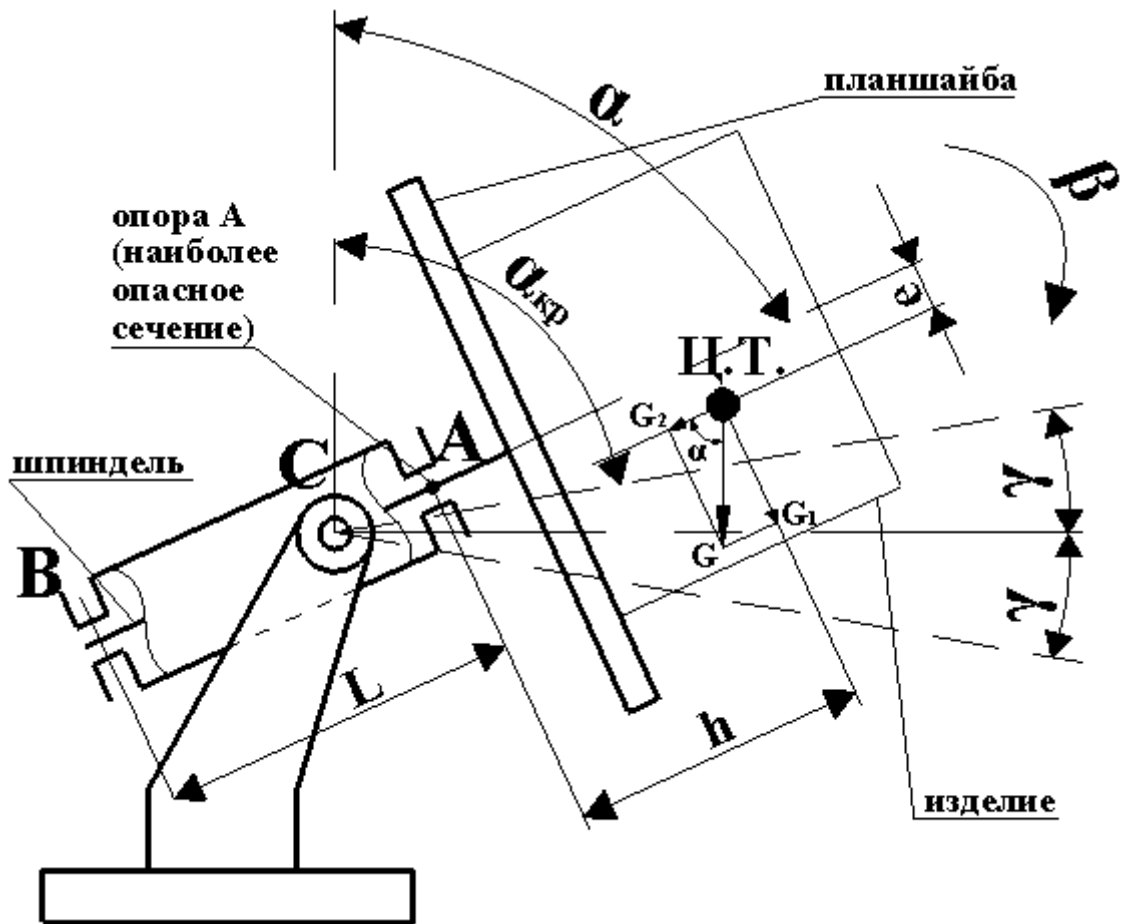
Изгибающий момент в сечении А шпинделя

$$M_{И} = G \sqrt{h^2 (\sin \alpha)^2 + e^2 (\cos \alpha)^2 + 2he \sin \alpha \cos \alpha \sin \beta}. \quad (6.1)$$

Крутящий момент в сечении А шпинделя



$$M_{\text{кр}} = Ge \sin \alpha \cos \beta . \quad (6.2)$$



А – точка крепления планшайбы к шпинделю; В и С – опоры шпинделя;  $\alpha$  – угол наклона шпинделя;  $\beta$  – угол поворота планшайбы;  $\gamma$  – отклонение угла наклона шпинделя до критического значения;  $\alpha_{\text{кр}}$  – критический угол наклона шпинделя; Ц.Т. – центр тяжести изделия;  $e$  – эксцентриситет центра тяжести изделия;  $G$  – вес изделия;  $G_1$  и  $G_2$  – составляющие веса изделия;  $h$  – расстояние от наиболее опасного сечения до центра тяжести изделия;  $L$  – расстояние между опорами шпинделя

Рисунок 6.1 – Расчетная схема манипулятора

Эквивалентный момент в сечении А шпинделя

$$M_{\text{Э}} = \sqrt{M_{\text{И}}^2 + M_{\text{кр}}^2} = \quad (6.3)$$

$$= G \sqrt{h^2 (\sin \alpha)^2 + e^2 (\cos \alpha)^2 + 2he \sin \alpha \cos \alpha \sin \beta + e^2 (\sin \alpha)^2 (\cos \beta)^2} =$$

$$= G \sqrt{e^2 (\cos \beta)^2 + (h \sin \alpha + e \cos \alpha \sin \beta)^2} .$$

Допустимое отклонение критического угла наклона оси вращателя (шпинделя)

$$\gamma = \operatorname{arctg}(e/h), \quad (6.4)$$

где  $e$  – дисбаланс, см;

$h$  – расстояние от опасного сечения до центра тяжести изделия, см.

Максимальный критический угол наклона оси вращателя

$$\alpha_{\text{кр}} = 90 - \gamma = 90 - \operatorname{arctg}(e/h). \quad (6.5)$$

Далее необходимо найти максимальный диапазон углов наклона оси вращателя (шпинделя) и на клеточном поле обозначить линии, соответствующие значениям  $\alpha_{\text{кр}}$  и  $\alpha_{\text{кр}} + 2\gamma$  по оси ОУ. Затем ось ОХ (угол поворота планшайбы  $\beta$ , град) разбить на интервалы по  $30^\circ$ . Соотношение углов  $\alpha$  и  $\beta_{\text{кр}}$ , при котором момент  $M_{\text{Э}}$  максимален,

$$\operatorname{ctg} \alpha = (\sin \beta_{\text{кр}})e/h. \quad (6.6)$$

Для поиска значений  $\alpha$  для построения графика подставить значения  $\beta = 0, 30, 60, 90, 120, 150, 180, 210, 240, 270, 300, 330, 360^\circ$  в формулу (6.6) поочередно, что позволит определить соответствующие значения угла наклона шпинделя. Например,

$$\alpha_1 = \operatorname{arcctg}((e \sin \beta_1)/h) = \operatorname{arcctg}((38 \sin 0)/100) = \operatorname{arcctg}(0) = 90^\circ;$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arcctg}((e \sin \beta_2)/h) = \operatorname{arcctg}((38 \sin 30)/100) = \operatorname{arcctg}(0,19) = 88^\circ.$$

Затем полученные точки нанести на график  $\alpha = f(\beta)$ .

Далее найти углы поворота планшайбы  $\beta_{\text{кр}}$ , которые будут являться критическими для заданного угла поворота шпинделя (например, если  $\alpha = 80^\circ$ ). На графике провести прямую линию с координатами  $(0; 80^\circ)$  и найти точки пересечения линии с графиком.

При нижнем расположении ведущей шестерни и при расположении ведомого зубчатого колеса у планшайбы, т. е. на расстоянии  $K$  от нее, максимальное значение эквивалентного момента

$$M_{\text{Эmax}} = \sqrt{M_1^2} = \sqrt{(G\sqrt{e^2 + h^2})^2}. \quad (6.7)$$

Диаметр шпинделя

$$d = \sqrt[3]{100M_{\text{э}}/[\sigma]} . \quad (6.8)$$

Должно быть соблюдено условие прочности

$$\sigma = 10M_{\text{э}}/d^3 + 1,3A_{\text{OC}}/d^2 \leq [\sigma] . \quad (6.9)$$

Принимать в расчетах  $A_{\text{OC}} = (Ge)/\sqrt{e^2 + h^2}$ .

Для валов из стали 45X принимать  $[\sigma] = 8000$  кгс/см<sup>2</sup>.

## 6.2 Порядок проведения занятия

Изучить общие положения касательно вопроса расчета механизма вращения сварочного манипулятора.

Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно исходным данным и таблице 6.1.

*Исходные данные.*

1 Цилиндрическое изделие определенного диаметра  $D$ , см, укладывается на планшайбу манипулятора (см. рисунок 6.1) 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 – эксцентриситет центра тяжести изделия (дисбаланс);

5 Угол наклона шпинделя  $\alpha$ , град.

6 Угол поворота планшайбы  $\beta$ , град.

7 Расстояние от опоры  $A$  ведомого зубчатого колеса.

8 Радиус зубчатого колеса  $R$ , см.

9 Предел прочности материала вала шпинделя  $[\sigma]$ , кгс/см<sup>2</sup>.

Таблица 6.1 – Исходные данные

Номер варианта	$D$ , см	$G$ , кгс	$v$ , м/мин	$h$ , см	$e$ , см	$\alpha$ , °	$\beta$ , °	$K$ , см	$R$ , см	$[\sigma]$ , кгс/см <sup>2</sup>	$L$ , см
1	40	700	16	60	29	75	60	10	15	8000 (для 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
---	-----	-----	----	----	----	----	----	----	--	--	----

*Определить следующее.*

- 1 Изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении шпинделя.
- 2 Эквивалентный момент в сечении А.
- 3 Критический угол поворота шпинделя при заданных значениях плеча  $h$  и дисбаланса  $e$ .
- 4 Диапазон углов, больших чем критический (в пределах от  $\alpha_{кр}$  до  $\alpha_{кр} + 2\gamma$ ) (для этого нужно найти сначала  $\gamma$ ).
- 5 Значения угла поворота планшайбы, соответствующие минимальной и максимальной границам диапазона от  $\alpha_{крmax}$  до  $\alpha_{крmax} + 2\gamma$ .
- 6 Построить график зависимости угла наклона шпинделя от угла поворота планшайбы.
- 7 Критический угол (углы) поворота планшайбы (при котором (ых) эквивалентный момент достигает максимума).
- 8 Эквивалентный результирующий момент 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 из условия прочности.

## 7 Практическое занятие № 7. Расчет ходовой части и механизма передвижения сварочной тележки

### 7.1 Общие теоретические сведения

На рисунке 7.1 представлена расчетная схема сварочной тележки.

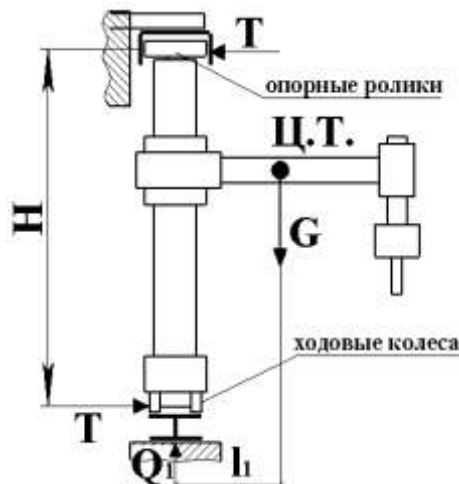


Рисунок 7.1 – Расчетная схема сварочной тележки

Сумма вертикальных реакций ходовых колес нижних шасси сварочной тележки велосипедного типа весом  $G$

$$Q_1 = G . \quad (7.1)$$

Сумма горизонтальных реакций  $T$ , кгс, этих же колес

$$T = Gl_1/H . \quad (7.2)$$

Усилия на каждом из двух колес, передвигающихся по одному рельсу,

$$Q_3 = Q_1(L - L_1)/L; Q_4 = Q_1 L_1/L . \quad (7.3)$$

В таблице 7.1 по наибольшему из расчетных усилий подбираются диаметры ходового и ведомого роликов ( $D_X$  и  $D_B$ ) [7].

Таблица 7.1 – Диаметры роликов в зависимости от воспринимаемых усилий

Диаметр ролика, мм	Диапазон диаметров свариваемого изделия, мм	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	–	–	+	+	+	–	–	–	–

Вертикальная реакция, создающая нормальное давление на каждую грань рельса для двух ходовых колес и ведомого ролика, соответственно

$$S = Q_3/(2 (\sin \alpha/2)) ; \quad (7.4)$$

$$S = Q_4/(2 (\sin \alpha/2)) ;$$

$$S = T/(2 (\sin \alpha/2)) ,$$

где  $\alpha$  – угол клина рельса.

Добавочное нормальное усилие на одну из граней рельса

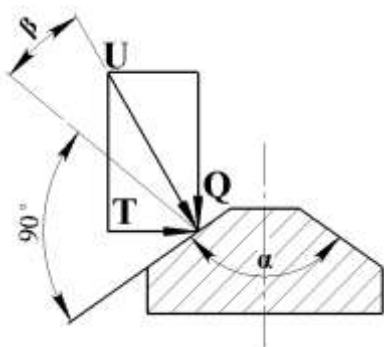
$$T_1 = T (\cos \alpha/2) . \quad (7.5)$$

Суммарная реакция на одной из граней нижнего клиновидного рельса под действием вертикальной и горизонтальной опорных реакций:

а) со стороны первого ходового колеса  $S_0 = S + T_1$ ;

б) со стороны второго ходового колеса  $S_0 = S + T_1$ .

Далее производится проверка колеса на выкатывание вверх и последующее схождение с рельса (рисунок 7.2).



Условие надежности против схождения колеса с клиновидного рельса

$$(Q - T (\tan \alpha/2)) / (T + Q (\tan \alpha/2)) > f_{\max} \quad (7.6)$$

где  $f_{\max}$  – наибольший возможный коэффициент трения (обеспечивает максимально возможный угол трения между колесом и рельсом).

Рисунок 7.2 – Схема давлений на клиновидный рельс

Если условие надежности не выполняется для обоих ходовых колес и любое из них может сойти с нижнего рельса, то необходимо изменить конструкцию ходовой части: уменьшить угол клина рельса  $\alpha$ .

Тогда формулы (7.2)–(7.4) пересчитываются до нескольких раз, пока не будет выполнено условие надежности для обоих ходовых колес.

Эффективное напряжение в линейном контакте ходового колеса с нижним рельсом (рассчитывается для обоих ходовых колес)

$$\sigma_{\text{э}} = 0,167 k_f \sqrt{PE / (hr_1)} \leq [\sigma_{\text{э}}]; \quad (7.7)$$

$$P = k_H P_C = k_H S, \quad (7.8)$$

где  $P_C$  – максимальная нагрузка на обод ходового колеса или (при клиновидном рельсе) на его коническую поверхность шириной  $h$ ;

$k_f$  – коэффициент влияния тангенциальных сил трения;

$k_H$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса;

$E$  – приведенный модуль упругости,  $E = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ ;

$E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материала обода колеса и материала головки рельса;

$r_1$  – расстояние от оси колеса до точки, в которой вертикальная реакция  $S$  создает нормальное давление на каждую грань рельса (принимать половине диаметра ролика – см. таблицу 7.1).

Сопротивление передвижению тележки

$$W_T = \sum k_P Q_K (f_{\text{п}} d_B + 2\mu_K) / D_K, \quad (7.9)$$

где  $k_p$  – коэффициент учета сопротивления трения реборд колеса о головку рельса либо добавочного трения двухконусного колеса о рельс;

$f_{II}$  – коэффициент трения в подшипниках колеса;

$\mu_K$  – коэффициент трения качения колеса;

$Q_K$  – нагрузка на данное колесо, определяемая по приведенным выше формулам (принимается равной  $Q_3$  и  $Q_4$  соответственно);

$D_K$  – диаметр соответствующего ходового колеса (выбранные ранее по таблице 7.1),  $D_K = D_X$ ;

$d_B$  – диаметр вала под колесо.

## 7.2 Порядок проведения занятия

Изучить общие положения касательно вопроса расчета ходовой части и механизма передвижения сварочной тележки.

Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно исходным данным и таблице 7.2.

*Исходные данные.*

1 Тележка велосипедного типа с выдвижной консольной штангой, на конце которой закреплена сварочная головка (рисунок 7.1) [1].

Таблица 7.2 – Исходные данные

Номер варианта	G, кгс	$l_1$ , см	H, см	$\alpha$ , °	$f_{MAX}$	Режим работы колеса	$E_1$ , кгс/см <sup>2</sup>	$E_2$ , кгс/см <sup>2</sup>	Тип подшипника
1	1000	100	300	90	0,3	Тяжелый	$2,15 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	С
2	1100	120	250	85		Средний			Ш
3	1200	140	200	80		Тяжелый			К
4	1300	160	300	95		Средний			С
5	1400	180	250	100		Тяжелый			Ш
6	1000	100	200	90		Средний			К
7	1100	120	300	85		Тяжелый			С

*Примечание:* С – подшипник скольжения; Ш – шариковый; К – конический

2 Вес тележки G, кгс.

3 Положение тележки наименее выгодное, т. е. с максимальным вылетом штанги.

4 Центр тяжести обозначен на рисунке 7.1, 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  $L_1 = 180$  см.

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  $\alpha$ , град.

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  $\varphi_{\max}$ , град.

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).

14 Материал обода колеса – сталь 65Г.

15 Материал головки рельса – сталь 40ХН.

16 Модуль упругости материала обода колеса  $E_1$ , кгс/см<sup>2</sup>.

17 Модуль упругости материала головки рельса  $E_2$ , кгс/см<sup>2</sup>.

18 Расстояние от оси колеса до точки, в которой вертикальная реакция  $S$  создает нормальное давление на каждую грань рельса,  $r_1$ , см.

19 Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса  $k_H$  ( $k_H = 1,2$  – для колес с линейным контактом,  $k_H = 1,1$  – с точечным). В расчетах принимать  $k_H = 1,2$ .

20 Твердость материала обода колеса 241 НВ, кгс/мм<sup>2</sup>.

21 Коэффициент трения в подшипниках колеса  $f_{\Pi}$  ( $f_{\Pi} = 0,1$  – для подшипников скольжения,  $f_{\Pi} = 0,015$  – для шариковых и роликовых подшипников,  $f_{\Pi} = 0,02$  – для конических).

22 Коэффициент трения качения колеса  $\mu_K$  ( $\mu_K = 0,03$ – $0,04$  – 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  $k_p = 2,5$ .

*Определить следующее.*

1 Опорные реакции ходовых колес и опорного ролика.

2 Усилия, воспринимаемые ходовыми колесами, передвигающимися по одному рельсу, по отдельности.

3 По наибольшей из величин  $Q_3$  и  $Q_4$ , а также по величине  $T$  подобрать по сортаменту стандартные ходовые колеса и ведомый ролик.

4 Нормальное основное  $S$ , нормальное добавочное  $T_1$  и суммарное  $S_0$  давления на грани нижнего рельса в зависимости от угла клина.

5 Сделать проверку ходовых колес на выкатывание вверх и последующее схождение с рельса. Если условие надежности не соблюдается, то изменить конструкцию ходовой части (см. теорию).



6 Эффективное напряжение в линейном контакте ходовых колес с нижним рельсом. Проверить выполнение условия надежности по напряжению ходовых колес.

7 Сопротивление передвижению тележки.

## 8 Практическое занятие № 8. Расчет различных прижимов для сборочно-сварочных приспособлений

### 8.1 Общие теоретические сведения

*Клиновые прижимы.*

Для обеспечения условия самоторможения клинового прижима необходимо, чтобы для одностороннего клина  $\varphi \leq 2\rho$  и для двустороннего –  $\varphi_1 + \varphi_2 \leq 2\rho$  ( $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – углы скоса двустороннего клина;  $\varphi$  – угол скоса одностороннего клина;  $\rho$  – угол трения;  $\operatorname{tg} \rho = f$ ;  $f$  – коэффициент трения скольжения) [1].

Перемещение клина для поджатия детали на величину  $c$  (рисунок 8.1)

$$l = c / \tan \varphi . \quad (8.1)$$

Усилия заколачивания и выколачивания клина

$$P_1 = Q[\tan(\varphi + \rho) + \tan \rho] ; \quad (8.2)$$

$$P_2 = Q[\tan(\rho - \varphi) + \tan \rho] . \quad (8.3)$$

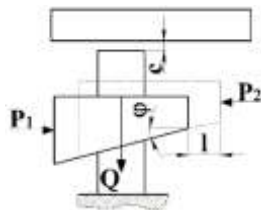


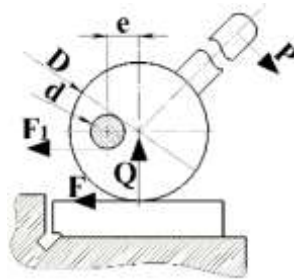
Рисунок 8.1 – Расчетная схема клинового прижима

*Эксцентриковые прижимы.*

Прижимное усилие  $Q$ , развиваемое эксцентриковым зажимом (рисунок 8.2),

$$Q = (10-12)P, \quad (8.4)$$

где  $P$  – усилие, прикладываемое к рукоятке.



$D$  – диаметр кулачка;  $d$  – диаметр пальца;  $P$  – усилие на рукоятке;  $Q$  – усилие прижатия;  $e$  – эксцентриситет;  $F$  – сила трения в контакте кулачок-деталь;  $F_1$  – сила трения в контакте кулачок-палец

Рисунок 8.2 – Расчетная схема эксцентрикового прижима

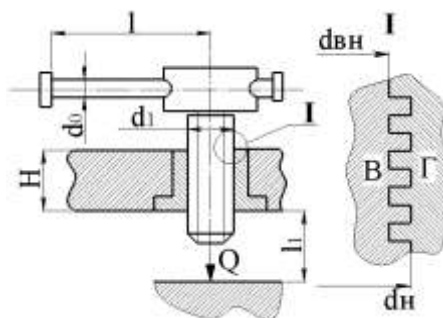
Условие самоторможения эксцентрика

$$Qe \leq fQD/2 + f_1Q_1d/2 \quad \text{или} \quad e \leq fD/2 + f_1d/2, \quad (8.5)$$

где  $fQ$  – сила трения в контакте кулачок-деталь;  
 $f_1Q$  – сила трения на оси вращения кулачка.

*Винтовые прижимы.*

По заданному усилию  $Q$  рассчитывают винт, гайку, корпус и элементы крепления прижима к корпусу приспособления (рисунок 8.3) [8].



$B$  – винт;  $\Gamma$  – гайка

Рисунок 8.3 – Расчетная схема винтового прижима

Сила на рукоятке винтового прижима

$$W = Qr_c / (\tan(\alpha + \varphi_1) l), \quad (8.6)$$

где  $r_{cp}$  – средний радиус резьбы;  
 $l$  – длина рукоятки;  
 $\alpha$  – угол подъема резьбы;  
 $\varphi_1$  – угол трения в резьбовой паре.

Количество витков резьбы в гайке

$$n = 4Q / (\pi(d_H - d_{BH})^2 \rho_0), \quad (8.7)$$

где  $d_H$  и  $d_{BH}$  – наружный и внутренний диаметры резьбы;  
 $\rho_0$  – удельное давление на поверхности ниток резьбы.

Высота гайки

$$H = nS/m, \quad (8.8)$$

где  $S$  – шаг винта;  
 $m$  – число заходов резьбы.

Наружный диаметр винта

$$d_{HAP} = \sqrt{Q / (0,5[\sigma]_P)}, \quad (8.9)$$

где  $[\sigma]_P$  – допускаемое напряжение на растяжение материала винта при переменной нагрузке.

## **8.2 Порядок проведения занятия**

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

Получить у преподавателя индивидуальное задание согласно исходным данным, рисункам 8.1–8.3 и таблицам 8.1–8.3.

### **8.2.1 Расчет клинового прижима.**

*Исходные данные.*

1 Согласно рисунку 8.1 и таблице 8.1 имеются два клиновых стальных прижима (Ст 3) с односторонним клином, при помощи которых необходимо осуществить поджатие стальной трубы (Ст 3) определенных массы  $Q$ , кгс, и состояния поверхности к стальным установочным поверхностям двухстоечного поворотного кантователя таким образом, чтобы труба не выпала в процессе сварки при повороте кантователя в

наиболее опасное положение (поворот на  $90^\circ$  из плоскости).

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

3 Зазор между клиньями и трубой  $s$ , мм.

4 Угол скоса одностороннего клина  $\varphi$ , град.

Таблица 8.1 – Исходные данные для расчета клиновых прижимов

Номер варианта	Q, кгс	Состояние поверхности трубы	s, мм	$\varphi$ , °
1	600	Сухая, чистая	9	4
2	650	Обмасленная	8	4,5
3	700	Сухая, чистая	7	5
4	750	Обмасленная	6	5,5
5	800	Сухая, чистая	5	6
6	850	Обмасленная	4	6,5
7	900	Сухая, чистая	3	7

*Определить следующее.*

1 Угол трения клиньев о трубу.

2 Перемещение клиньев, необходимое для поджатия трубы с необходимым усилием.

3 Усилие заколачивания клина.

4 Усилие выколачивания клина.

5 Проверить условие самоторможения клина.

*8.2.2 Расчет эксцентрикового прижима.*

*Исходные данные.*

1 Согласно рисунку 8.2 и таблице 8.2 имеется быстродействующий эксцентриковый прижим, поджимающий стальной свариваемый лист к стальному основанию приспособления при сварке.

2 Усилие  $P$ , 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.

4 Коэффициент трения для оси вращения кулачка  $f_1 = 0,7$ .

Таблица 8.2 – Исходные данные для расчета эксцентриковых прижимов

Номер варианта	P, Н	Состояние поверхности листа
----------------	------	-----------------------------

1	300	Сухой
2	260	Обмасленный
3	250	Сухой
4	200	Обмасленный
5	150	Сухой
6	300	Обмасленный
7	260	Сухой

*Определить следующее.*

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

### 8.2.3 Расчет винтового прижима.

*Исходные данные.*

1 Задано усилие  $Q$ , кгс, винтового прижима приспособления для сборки-сварки стальных рам (см. рисунок 8.3 и таблица 8.3).

2 Допускаемое напряжение на растяжение материала винта при переменной нагрузке  $[\sigma]_p$ , МПа.

3 Удельное давление на поверхности ниток резьбы  $\rho_0$ , МПа: для стального винта и чугунной гайки  $\rho_0 = 50\text{--}60$  МПа, для стальной гайки  $\rho_0 = 90\text{--}130$  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  $\alpha$ , град, определять по формуле  $\alpha = \arctg(P/\pi d_2)$ , где  $P$  – шаг резьбы, мм;  $d_2$  – средний диаметр резьбы, мм.

7 Угол трения резьбовой пары  $\varphi_1$ , град, рассчитывать по формуле  $\varphi_1 = \arctg(f_R)$ , где  $f_R$  – коэффициент трения материалов сопрягаемых деталей.

Таблица 8.3 – Исходные данные для расчета винтовых прижимов

Номер варианта	$Q$ , 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
---	------	----	----

*Определить следующее.*

- 1 Наружный диаметр винта.
- 2 Наружный и внутренний диаметры резьбы гайки.
- 3 Количество витков резьбы в гайке.
- 4 Силу на рукоятке винтового прижима.

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Что такое базирование?
- 2 Что такое установочная база?
- 3 Какие степени свободы имеет любое твердое тело?
- 4 Сформулируйте правило шести точек.
- 5 Что такое принципиальная схема сборочно-сварочного приспособления?
- 6 Какие основные виды сварочных деформаций для листовых полотнищ вы знаете?
- 7 Каким образом можно теоретически рассчитать величину прогиба круглой выпучины в ее центре при приложении к ней распределенной нагрузки?
- 8 Для чего в расчетах напряжений в месте выпучины используется предел текучести стали  $\sigma_T$ ?
- 9 Какие основные виды сварочных деформаций для сварной балки вы знаете?
- 10 Каков характер изгиба балки под действием постоянного момента?
- 11 От каких параметров зависят реактивные усилия  $q$  и  $Q$ , возникающие в кондукторе для крупнопрофильных балок под действием сварочных напряжений?
- 12 По какой формуле можно определить полную нагрузку на всю балку?
- 13 Для чего необходимо рассчитывать величину усадочных сил  $P_{УС}$ , действующих на тавровое соединение по оси швов при сварке?
- 14 Для чего в расчетах необходимо учитывать высоту шва  $h$  в опасном сечении и предел его текучести  $\sigma_T$ ?
- 15 Как при расчетах учитывается обратный прогиб полки тавра  $f$ , мм, при ее прижатии зажимом (усилие  $P_2$  на рисунке 4.1)?
- 16 Для чего предназначен роликовый сварочный стенд?
- 17 В чем отличие ведущих роликов от ведомых?

- 18 Охарактеризуйте основные типы роlikоопор.
- 19 Охарактеризуйте основные схемы роlikовых стeндов.
- 20 Для чего предназначен сварочный манипулятор?
- 21 Почему последнее кинематическое звено механизмов рабочего сварочного движения следует выполнять в виде червячной передачи?
- 22 Каких заданных параметров достаточно для осуществления расчета механизма вращения сварочного манипулятора?
- 23 Для чего при расчете необходимо строить график углов  $\alpha$  и  $\beta_{\text{кр}}$ ?
- 24 Для чего предназначены сварочные тележки?
- 25 Из каких основных узлов состоит сварочная тележка?
- 26 В чем преимущество велосипедной тележки перед гaгольной?
- 27 Почему при расчете сварочной тележки необходимо учитывать коэффициент трения материала обода колеса о материал рельса?
- 28 Какие виды прижимов, используемых в сборочно-сварочных приспособлениях, вы знаете?
- 29 В чем состоит принцип работы клинового прижима?
- 30 В чем состоит принцип работы эксцентрикового прижима?
- 31 В чем состоит принцип работы винтового прижима?

### Список литературы

1. **Севбо, П. И.** Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П. И. Севбо. – Киев: Наукова думка, 1978. – 400 с.
2. **Рыморов, Е. В.** Новые сварочные приспособления / Е. В. Рыморов. – Л.: Стройиздат, 1988. – 125 с.
3. **Лебедев, Л. В.** Проектирование технологических схем и оснастка: учеб. пособие для вузов / Л. В. Лебедев, А. А. Погонин, Н. В. Трубченко. – М.: Академия, 2009. – 336 с.
4. **Медведев, С. В.** Компьютерные технологии проектирования сборочно-сварочной оснастки / С. В. Медведев. – Минск: Ин-т техн. кибернетики НАН Беларуси, 2000. – 194 с.
5. **Евстифеев, Г. А.** Средства механизации сварочного производства. Конструирование и расчет / Г. А. Евстифеев, И. С. Веретенников. – М.: Машиностроение, 1977. – 96 с.
6. **Куркин, С. А.** Компьютерное проектирование и подготовка производства сварных конструкций: учеб. пособие для вузов / С. А. Куркин, С. М. Ховов, Ю. Н. Аксенов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 464 с.
7. Диаметры роlikов в сварочных стeндах [Электронный ресурс] // Режим доступа: <http://www.stroy-machines.ru/content/view/660/146/>. – Дата доступа: 25.11.2016.

8. Винт с цилиндрической головкой с прямым шлицем [Электронный ресурс] // Режим доступа: <http://smetiz.ru/catalog/vint/3153/>. – Дата доступа: 25.11.2016.