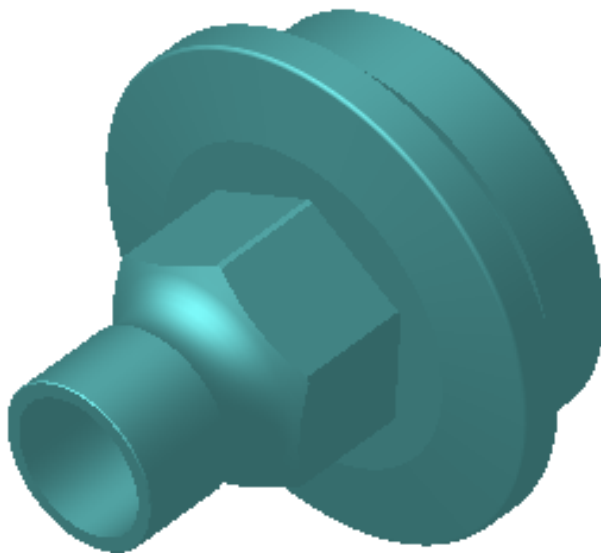


ФБГОУ ВО «Воронежский государственный технический
университет»

Кафедра «Технология машиностроения»

--2018

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению практических работ
по дисциплине «Технологическая оснастка»
для студентов направления 15.03.05.
«Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств» (профиль
«Технология машиностроения»)
всех форм обучения



Воронеж 2018

УДК 621. 066.

Составители: канд. техн. наук В.А. Сай

док. техн. наук О.Н. Кириллов

Методические указания к выполнению практических работ по дисциплине «Технологическая оснастка» для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (профиль «Технология машиностроения») всех форм обучения / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост. В.А. Сай, О.Н. Кириллов. Воронеж, 2018. 47 с.

Методические указания включают важнейшие разделы курса «Технологическая оснастка» и имеют своей целью закрепление и расширение знаний, полученных студентами при теоретическом изучении предмета, ознакомление с конструкциями современной технологической оснастки. В работе представлены методики расчета различных зажимных устройств, широко применяемых в станочных приспособлениях различного назначения.

Табл. 8. Ил. 11. Библиогр.: 6 назв.

Методические указания подготовлены в электронном виде и содержатся в файле Практика ТО.doc.

Рецензент канд. техн. наук, доц. А.А. Болдырев

Издается по решению учебно-методического совета Воронежского государственного технического университета

© ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный технический
университет», 2018

Введение

Развитие всех отраслей народного хозяйства существенно зависит от совершенствования и оснащения современными технологическими средствами всех предприятий машиностроения. Требования к качеству и разнообразию продукции машиностроения, интенсивное развитие технических средств и оборудования вызывают необходимость создания, совершенствования и внедрения различных конструктивных схем технологической оснастки. Изучение, проектирование и умение осуществлять необходимые расчеты при проектировании технологической оснастки является важнейшей задачей подготовки инженеров - технологов.

Основной целью данного методического руководства является закрепление и расширение знаний, полученных студентами при теоретическом изучении курса «Технологическая оснастка», ознакомление с конструкциями современной технологической оснастки и приспособлений. В работе представлены методики расчета конструкций различных зажимных устройств, широко применяемых в станочных приспособлениях различного назначения.

Практическая работа № 1

ПОГРЕШНОСТЬ УСТАНОВКИ ЗАГОТОВКИ В ТРЕХКУЛАЧКОВОМ САМОЦЕНТРИРУЮЩЕМ ПАТРОНЕ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ. Определение погрешностей закрепления нежестких заготовок в трехкулачковом самоцентрирующем патроне.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Ознакомление с конструкциями самоцентрирующих патронов и анализ погрешностей при закреплении в них нежестких деталей.

2. Расчет погрешности закрепления заготовок типа «Кольцо» в трехкулачковом самоцентрирующем патроне.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Упругие деформации колец при закреплении в приспособлениях значительно снижают точность обработки, особенно если кольца тонкостенные (отношение толщины стенки к среднему радиусу $h/r_{cp} < 0,2$).

Патроны кулачковые, мембранные, оправки и патроны самозажимные, цанговые развивают асимметричные, т.е. неравномерные по окружности силы закрепления [3].

Под действием сил закрепления поперечные сечения кольца получают радиальные и угловые перемещения, которые могут вызвать отклонения размеров, соизмеримые с допусками 1 - 4-го качества, а также отклонения формы и расположения, соизмеримые с допусками 1 - 3-го качества. При обработке тонкостенных колец и гильз меньшее отклонение от круглости обеспечивают приспособления с асимметричными силами закрепления. Погрешности обработки, возника-

ющие в связи с деформацией кольца при закреплении тремя радиальными силами P_3 , проходящими (рис. 1.1) или не проходящими (рис. 1.2) через центр тяжести его поперечного сечения, имеют различный вид.

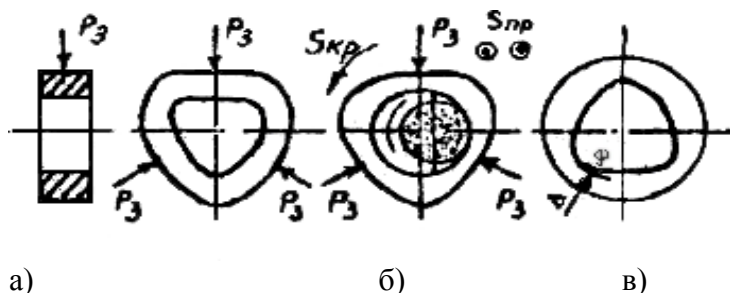


Рис. 1.1. Схема возникновения отклонения от круглости тонкостенного кольца из-за деформации при закреплении радиальными силами, проходящими через центры тяжести его поперечных сечений: а) кольцо закреплено, но еще не обрабатывается; б) кольцо шлифуют по внутреннему диаметру; в) обработанное кольцо снято с приспособления

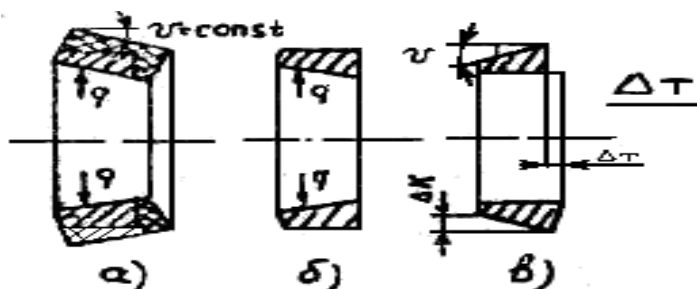


Рис. 1.2. Схема возникновения погрешностей обработки тонкостенного кольца из-за деформации при закреплении кольцевой силой, не проходящей через центры тяжести его поперечных сечений: а) кольцо закреплено, но еще не обрабатывается; б) кольцо обработано, но еще закреплено; в) коль-

цо, снятое с приспособления, упруго восстанови-
лось:

Δ_t – полное торцовое биение;

Δ_k – отклонение от круглости;

ν - угол конусности

Когда радиальные силы закрепления P_3 проходят через центр тяжести поперечных сечений кольца, а также при длинных кулачках, исключаяющих поворот поперечных сечений, отклонение от круглости составляет [4]:

$$\Delta = C \cdot P_3 \cdot r_{cp}^3 / (EJ_x), \quad (1.1)$$

где C - коэффициент, зависящий от числа кулачков (табл. 1.1);

P_3 -сила закрепления на кулачке, Н r_{cp} -средний радиус кольца, мм; $r = 0,5 \cdot (R + r)$;

R и r - наружный и внутренний радиусы кольца соответственно, мм;

$J_x = bh^3/12$ - момент инерции поперечного сечения кольца, мм⁴;

h - высота кольца, мм;

b - толщина кольца, мм;

E - модуль упругости материала кольца, для стали

$E = 210$ ГПа

Таблица 1.1

Значение коэффициента C

Число кулачков	2	3	4	6	8	10	12
C	0,14	0,03	0,01	0,0003	0,0013	0,0007	0,0004

В более общем случае, когда радиальные силы закрепления P_3 не проходят через центры тяжести поперечных сечений, наряду с линейными, возникают угловые V и осевые W

перемещения сечений кольца, в результате чего появляются отклонения от круглости Δ и торцевое биение Δ_T :

$$\Delta = [W_1 - W_2] + [0,5(V_1 - V_2)] \quad (4.2)$$

$$\Delta_T = [U_1 - U_2] + [0,5h(V_1 - V_2)] \quad (4.3)$$

Расчеты и замеры отклонений от круглости должны выполняться для колец одного и того же размера и одинаковых усилий закрепления. Строится график рассчитанных и измеренных отклонений от круглости.

Для уменьшения деформации колец при закреплении в токарных патронах целесообразно применять закрепление колец с торца, широкие кулачки с расточкой R_K менее радиуса R кольца при наружном закреплении и $R_K > R$ при внутреннем закреплении, разрезные втулки, рычаги.

МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Отклонение от круглости, возникающее при закреплении тонкостенного кольца в трех кулачковом патроне, определяется по зависимости (1.1) для нескольких значений силы закрепления на кулачке и разных габаритах кольца

Предварительно по отношению $h/r \leq 0,2$ проверяется, относятся ли рассматриваемые кольца к тонкостенным. Затем в приспособление для измерения радиальных перемещений кольца при закреплении его в трехкулачковом патроне в зависимости от величины и места приложения сил закрепления и габаритов кольца, схема которого приведена на рис. 1.3, устанавливается одно из колец 1. Индикатором 2, закрепленным на стойке 3, вращающейся в подшипниках 4, замеряют радиальные перемещения кольца по внутреннему диаметру кольца, поворачивая индикатор каждый раз на 15° .

Затем с помощью ключа, устанавливаемого в четырехгранное отверстие трехкулачкового патрона 5, сжимают кулачки 6 с усилием, величину которого контролируют камертонным динамометром 7 с помощью индикатора 8. Снова замеря-

ют радиальные перемещения кольца по всей окружности индикатором 2.

Расчеты и замеры отклонений от круглости должны выполняться для колец одного и того же размера и одинаковых усилий закрепления. Строится график рассчитанных и измеренных отклонений от круглости.

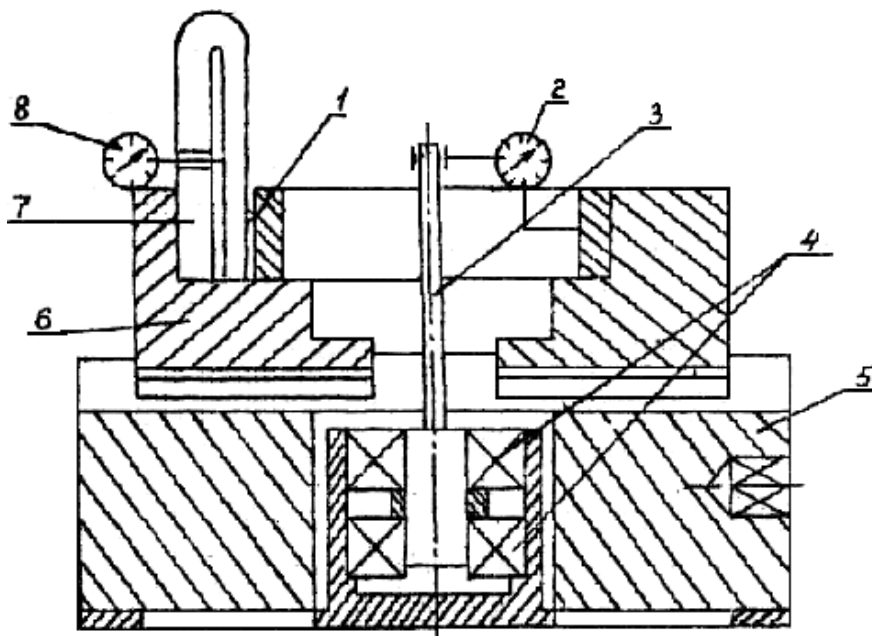


Рис. 1.3. Схема измерения радиальных перемещений тонкостенного кольца при закреплении в трехкулачковом патроне.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ.

1. Для колец из стали ($E = 210$ МПа) с размерами $D \times d \times h$: $100 \times 90 \times 20$; $100 \times 85 \times 20$; $100 \times 80 \times 20$ определить относятся ли они к типу "тонкостенных".
2. Рассчитать отклонения от круглости для данных колец

при силе закрепления на кулачке 500; 1000; 1500; 2000; 2500Н.

3. Для каждого типоразмера кольца построить график зависимости $\Delta = f(P_3)$.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет выполняется в тетради грамотно и аккуратно. Все записи должны быть выполнены чернилами, а чертежи и схемы - карандашом. Отчет представляется на проверку преподавателю по окончании работы и при сдаче зачета.

Отчет должен содержать следующие разделы:

1. Название, цель и содержание работы.
2. Схемы возникновения погрешностей обработки кольца при закреплении в кулачковых патронах.
3. Расчеты отклонений от круглости, возникающие при закреплении тонкостенных колец разных размеров в трехкулачковом самоцентрирующем патроне при усилии закрепления 500; 1000; 1500; 2000; 2500 Н.
4. Графики зависимостей $\Delta = f(P_3)$ для каждого типоразмера кольца.
5. Схему приспособления для измерения радиальных перемещений тонкостенного кольца при закреплении в трехкулачковом патроне.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Причины и виды деформаций тонкостенных колец при закреплении в кулачковых патронах.
2. Какие приспособления дают меньшие погрешности закрепления нежестких колец?
3. Методика расчета и практического определения отклонений от круглости нежестких колец при закреплении в кулачковых патронах и на оправках.
4. Методы снижения погрешностей закрепления нежестких деталей.

Практическая работа № 2

УСИЛИЕ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК НА МАГНИТНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ. Исследование факторов, влияющих на усилие закрепления плоских заготовок на магнитных плитах и патронах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Ознакомление с конструкциями, принципом действия и назначением магнитных и электромагнитных плит, патронов, призм и других приспособлений.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Магнитное станочное приспособление - совокупность магнитного привода и установочных элементов, конструктивно оформленная в виде единого устройства [3]. Ими могут быть плиты, патроны, призмы и т. д.

Преимущества магнитных приспособлений: равномерное распределение сил притяжения по всей опорной поверхности, высокая жесткость, свободный доступ к обрабатываемым поверхностям заготовки, удобство управления приводом.

Электромагнитная плита, схема которой приведена на рис. 2.1 а., состоит из корпуса 6 (из стали 10 или чугуна СЧ10) с электромагнитными катушками 1 (сердечники электромагнитов изготовлены из стали 10) и крышки 5, в которой заключены полюсники 4. Немагнитные прокладки 3 изготовлены из немагнитного материала латунь, медь и т.п.)- При подключении катушек 1 к сети заготовка 2, установленная на крышке 5, замыкает магнитопоток между полюсами, что дает определенную силу притяжения.

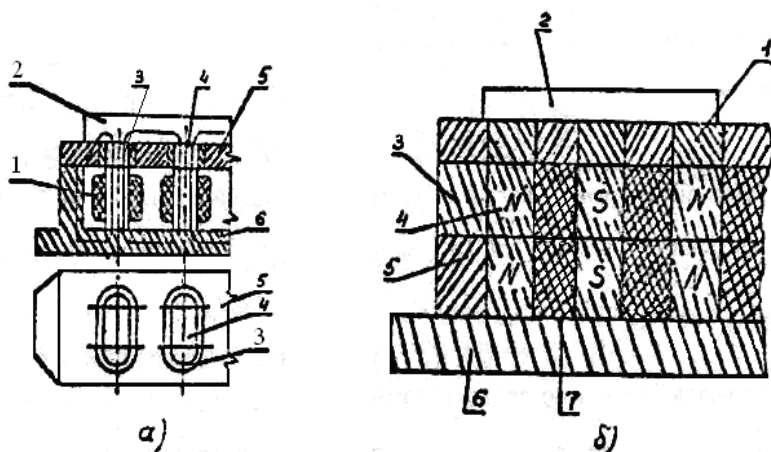


Рис. 2.1. Схема устройства электромагнитной (а) и магнитной (б) плит

Магнитная плита с постоянными магнитами (рис. 2.1 б.) имеет неподвижный 3 и подвижный 5 магнитные блоки с литыми керамическими (оксидно-бариевым) магнитами 4, и стальными пластинами 7. Когда полярность блоков одинакова, т.е. под северным полюсником неподвижного магнитного блока находится северный полюсник подвижного блока, а под южным - южный, плита включена и магнитный поток от полюсников-блоков проходит в полюсники адаптерной плиты 1, в заготовку 2 и по полюсникам другой полярности к магнитам блоков. При выключении плиты подвижный блок перемещают на один шаг под полюсниками неподвижного блока. Магнитный поток при этом проходит внутри их и не проходит в заготовку.

Магнитная (или электромагнитная) сила притяжения заготовки определяется по формуле Максвелла:

$$Q=4,06B^2 \cdot F \cdot K, \text{ кг с} \quad (2.1)$$

где B - магнитная индукция, Тл;

F - суммарная площадь соприкосновения заготовки с полю-

сами магнитного приспособления, см^2 .

Усилие сдвига N заготовки на магнитной плите определяется из следующей зависимости:

$$N = 4,06 B^2 f \cdot K_s \cdot F_6, \text{ кгс} \quad (2.2)$$

где f -коэффициент трения-скольжения между заготовкой и плитой, $f = 0,15 - 0,2$ для обработанных поверхностей, $f = 0,22 - 0,4$ для необработанных поверхностей;

K_s - коэффициент использования площади, $K_s = F/F_6$;

F_6 - площадь базовой поверхности заготовки, см^2 .

Магнитная индукция может быть определена из выражения:

$$B = \sqrt{\frac{N}{4,06 \cdot f \cdot F_6 \cdot K}}, \text{ Тл}, \quad (2.3)$$

В подавляющем большинстве приспособлений индукция в рабочем зазоре $B = 1,6 - 1,9$ Тл.

Основным показателем эксплуатационных возможностей магнитного приспособления является полное усилие притяжения Q или удельное усилие притяжения q :

$$q = Q/F_6 \text{ кгс/см}^2. \quad (2.4)$$

Однако на эти показатели влияет толщина заготовки, материал, шероховатость опорной поверхности, положении заготовки на приспособлении или коэффициент использования площади [4]:

$$K = K_h \cdot K_m \cdot K_{cp} \cdot K_R \cdot K_s.$$

Современные магнитные плиты при малых зазорах ($0,005$ мм, что соответствует $R_a=1,6$ мкм) обеспечивает $q_{уд} = 500 - 750$ кПа. С увеличением зазора $q_{уд}$ снижается по гиперболе и при установке заготовки с необработанной базой

составляет 20-30 % от указанного выше.

Магнитные свойства материала заготовки учитывают коэффициентом K_m :

стали углеродистые обыкновенные (СтО, СтЗ; 08; 10; 20) -1,0

стали углеродистые и легированные (40, 50, У7А, 40Х) - 0,95;

стали инструментальные легированные (9Х.С, ХВГ) - 0,9; (Х12, 12Ф1)- 0,8;

стали инструментальные быстрорежущие (Р9, Р18) - 0,6;

чугуны серые - 0,4...0,5;

чугуны ковкие - 0,5...0,6.

Коэффициент, учитывающий влияние толщины $h_{д д}$ детали на $q_{уд д}$:

$$K_h = 1,28(h_{д д} - 0,22 \cdot a_n) / a_n ,$$

где a_n - толщина полюса элементарной магнитной системы.

Форма контакта заготовки с поверхностью плиты учитывается коэффициентом $K_{ср}$, если заготовки близки по размерам:

Форма заготовки:

сплошной диск 1,04;

кольцо 1,1;

диск с выточкой 1,0;

квадрат 0,8.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение, принцип действия и типы магнитных и электромагнитных приспособлений.

2. Материал корпуса полюсов, изоляции полюсов магнитных приспособлений.

Практическая работа № 3

РАСЧЕТ ГИДРОПЛАСТМАССОВОЙ ОПРАВКИ ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК

ЦЕЛЬ РАБОТЫ. Исследование факторов, влияющих на усилие закрепления втулок на разжимной оправке с гидропластмассой.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Ознакомление с конструкцией, принципом действия и назначением оправок и патронов с гидропластмассой.

2. Теоретическое определение передаваемого крутящего момента ($M_{кр}$) при установке на оправку заготовки с заданным зазором при постоянном диаметральной давлении гидропластмассы.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Оправки и патроны с гидропластмассой являются центрирующими зажимами для установки нежестких заготовок по внутренним и наружным цилиндрическим поверхностям (рис. 3.1).

Гидропластмасса 1, сжимаемая плунжером 2, разжимает тонкостенную втулку 3 и закрепляет заготовку 4. Плунжер 2 может перемещаться винтом 5, штоком пневмоцилиндра или другим силовым узлом.

Оправка и патроны с гидропластмассой обеспечивают точность центрирования 0,005 - 0,01 мм и равномерное распределение усилия зажима. Базовые поверхности заготовки должны иметь точность Н7-Н8. Втулка 3 выполняется из углеродистой У7А или легированной 30ХГС сталей с утолщенными буртами на концах, которыми она с натягом (посадки Н7/г6, Н7/р6) насаживается на корпус 6 оправки. Толщину втулки берут от 0,03 до 0,05 ее радиуса и по принятым размерам проверяют на прочность.

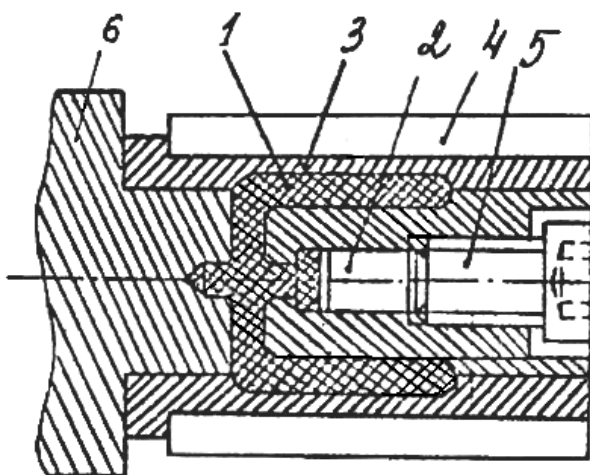


Рис. 3.1. Гидропластмассовая оправка

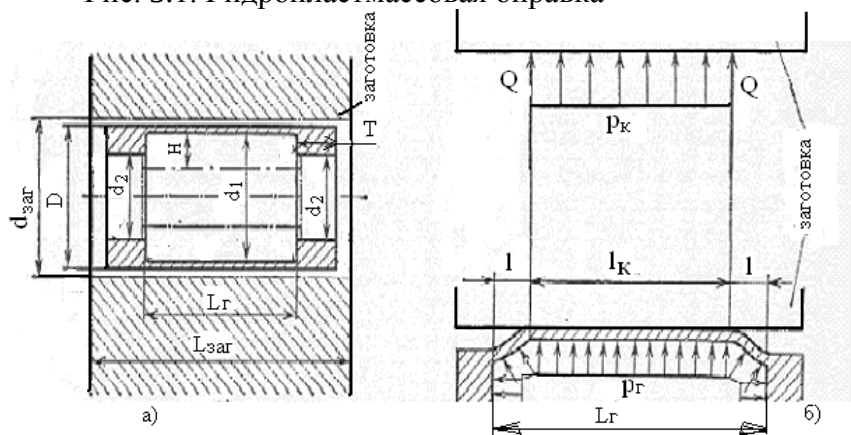


Рис. 3.2. Тонкостенная гильза гидропластмассовой оправки:

а) – расчетная схема; б) – эпюра силового взаимодействия с заготовкой (l_k – длина контакта)

Гидропластмассовые приспособления (рис. 3.1) используют для обработки точных зубчатых колес, колец, втулок.

гильз (в том числе тонкостенных) с цилиндрической базой. Гидропластмассовые приспособления точно центрируют и равномерно закрепляют заготовку, что позволяет получить хорошие соосность и цилиндричность.

Гидропластмассовым приспособлениям присущи и недостатки. Изготовление наполнителя и заливка его в полость приспособления должны производиться в отдельном помещении и требует специального оборудования. Созданное в гидропластмассе рабочее давление уменьшается из-за утечек воздуха. Эти приспособления требуют повышенного внимания рабочего. Если рабочее давление в гидропластмассе создается при снятой заготовке, приспособление выходит из строя. Замена износившейся гильзы на новую требует разборки всего приспособления и новой трудоемкой заливки наполнителя.

В гидропластмассовых патронах и оправках в качестве наполнителя используется гидропластмасса (полиуретан, твердая резина и др. эластичные материалы), передающая давление на значительные расстояния практически по закону Паскаля.

Расчеты гидропластмассовых оправок выполняют, пользуясь данными табл.3.1 и рис 3.2 (где l_k – длина контакта). *Исходные данные*: диаметр заготовки $d_{заг.}$ и длина $l_{заг.}$ базы заготовки, мм; $M_{кр}$ – крутящий момент **от сил резания**, Н · м.

1. По известному значению $d_{заг.}$ по табл. 1 находят геометрические размеры тонкостенной гильзы D и d_1 , d_2 , H и T , давление **р_г** в полости с гидропластмассой (рекомендуются меньшие); силовые факторы **р_к** и Q , а также размер $2l$ (при выбранном **р_г**).

2. Выбирают из конструктивных соображений длину $l_{г.}$ тонкостенного участка гильзы оправки в пределах $l_{заг.} > l_{г.} > 2l$.

3. Вычисляют крутящий момент (Н·м), гарантировано передаваемый оправкой:

$$M_{кр.гар} = \pi \cdot d_{заг.}^2 \cdot f [Q + 0.5 p_k (l_{г.} - 2l)],$$

где $f = 0,16 \div 0,2$ – коэффициент трения.

4. Должно соблюдаться условие

$$M_{кр.гар} \geq K \cdot M_{кр},$$

где K – коэффициент запаса, $K \geq 2,5$.

В противном случае следует либо увеличить L_g в вышеуказанных пределах, либо взять из табл. 3.1 большее значение r_g и новые соответствующие значения r_k , Q и 2ℓ .

5. По выбранному значению r_g по табл. 3.1 определяют наибольшее напряжение σ_{max} , возникающее в материале тонкостенной гильзыоправки, а по табл. 3.2 – материал этой гильзы

6. Для удобной запрессовки тонкостенной гильзы следует уменьшить номинальное значение диаметра d_2 правого буртика гильзы (и оправки) на 0,1 мм по сравнению с данными табл. 1.

7. Допуск на разностенность в поперечном сечении тонкостенного участка гильзы – не более $0,02(D - d_1)$, мм. Допуск радиального биения тонкостенной гильзы относительно оси вращения шпинделя станка по 2-3-й степени точности.

8. При использовании пневмо- или гидропривода диаметр плунжера (штока) определяют по формуле:

$$d_p = D_{ц} \cdot$$

где $D_{ц}$ – диаметр цилиндра, мм;

$p_{ц}$ – давление в цилиндре, МПа;

$d_p = 14 \div 19$ мм – рекомендуется при использовании немеханизированного привода.

МЕТОДИКА ПРОВЕРКИ РАСЧЕТНЫХ ДАННЫХ

Для проверки методики расчетных данных используют консольно закрепленную оправку с гидропластмассой (рис. 3.3), на которую надеваются заготовки с различными диаметральными зазорами. Для замера $M_{кр}$ на заготовку 1 надевается обойма 2 с радиально выступающим стержнем 3. $M_{кр}$ с обоймы 1 на втулку передается через палец 6 и радиальный паз в обойме. Оправка 8 крепится фланцем к угольнику 9, установленному на столе.

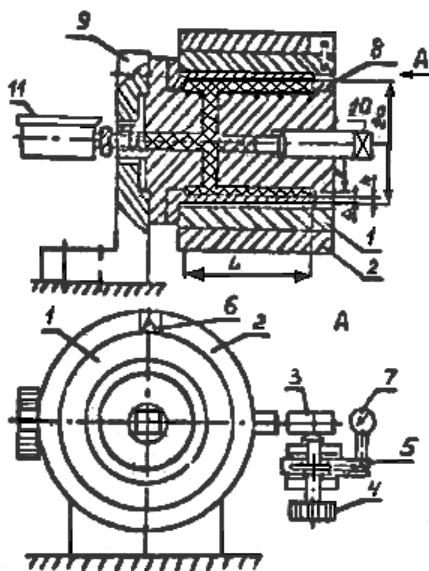


Рис.3.3. Схема экспериментальной установки для определения усилия зажима заготовки на оправке с гидрпластмассой

Давление гидропластмассы создается винтом 10 и контролируется манометром 11. Мкр, необходимый для поворота заготовки на оправке, создается динамометром 5 при вращении винта 4 и замеряется после того, как при дальнейшем вращении винта 4 показания индикатора 7 будут оставаться постоянными.

Таблица 3.1.

Данные для расчета тонкостенных гильз
гидропластмассовых оправок

dзаг ,мм	Геометрические размеры тонкостенной гильзы оправ- ки, мм					pг, МПа	pк, МПа	Q, $\frac{H}{мм}$	2ℓ, мм	σmax, МПа
	D (h4)	d1 (H7)	d2 (H8)	H	T					
				js14						
32H7	31,98	30,42	22	7		22 25	2,8 6	10 18	14,5 13	800 900
36H8	35,98	34,22	26	8	8,5	24	2,1	12	17,0	900
40H9	39,98	38,02	28	10	8.5	24	1,4	10	20	900
45H7	44,98	42,74	33	10	9	16,5 20 24	3,3 6,9 11,0	15 2 33	20 17,5 16	600 700 800
45H9						21,5 25	1,5 4,8	13 23	22,5 20	800 900
50H6	49,98	47,54	38	10	10	12,5 18,5 23,5	2,8 8,7 16,5	13 28 40	21 17 16	450 600 700
56H8	55,97	53,23	44	10	10	16 19	0,4 3,4	8 20	20 25	600 700
56H9						19 20	6,5 6,8	10 30	28 23	700 900
63H7	62,97	59,86	49	10	10	12 17,5 21,5	0,9 6 10	10 30 40	31 24,5 22	450 600 700
63H9						19 26,5	3 10,3	20 50	20 24	700 900
80H7	79,97	76,07	66	12	10,5	13 19 24	3,7 10,0 15,0	25 50 65	32 26 24	450 600 700
90H9	89,97	85,67	74	12	11,5	16,5 20	3,3 6,3	30 45	38 34	600 700
90H10						24,4	3,1	35	40,5	900
100H8	99,97	95,08	84	12	12	12,5 18 23	2,4 8,0 13	25 50 75	43 35 32	450 600 700

Таблица 3.2

Марки рессорно-пружинной стали, рекомендуемые для изготовления тонкостенных гильз гидропластмассовых оправок и других пружинных элементов патронов и оправок

Марка стали	Рекомендуется при $\sigma_{\text{тах}}$, МПа	Марка стали	Рекомендуется при $\sigma_{\text{тах}}$, МПа
65Г 55ГС	600	55ХГР	1200
50ХФА 50ХГФА	750	60СГР 60С2ХА	1300
55С2 60С2 55СГ2Р	900	60ХГСФ 60С2ХФА 65С2ВА	1500

Термообработка 39,5 – 43,5 HRCэ.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение и принцип действия оправок и патронов с гидропластмассой.
2. Точность центрирования на гидропластмассовых оправках и точность базовых поверхностей заготовок и оправок.
3. Материал оправки и состав гидропластмассы.
4. Методика теоретического и экспериментального определения давления гидропластмассы и момента, создаваемого оправкой.
5. Можно ли на одной оправке одновременно закрепить несколько заготовок.

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ЗАЖИМА

Эксцентрикковые зажимные устройства используют для непосредственного зажима заготовок в прихватах, в приспособлениях типа тисков и в сложных зажимных системах. Эксцентрики бывают с цилиндрической и криволинейной рабочими поверхностями. Наибольшее распространение получили круглые эксцентрики, как наиболее технологичные.

Основными конструктивными параметрами эксцентриков являются: эксцентриситет e ; диаметр цапфы (оси) $d_{ц} = 2r$; ширина цапфы $b_{ц}$; наружный диаметр эксцентрика $D_{э} = 2R_{э}$; ширина рабочей части $B_{э}$ эксцентрика (рис. 4.1).

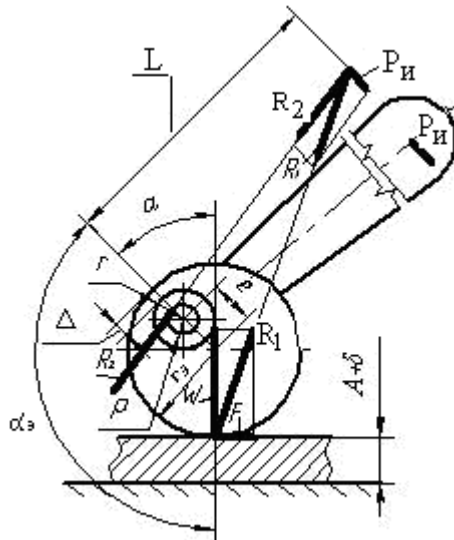


Рис. 4.1. Схема для расчета эксцентриккового зажима

Исходные данные для расчета эксцентриккового зажима:

δ - допуск размера А контактирующего элемента (заготовки) от его установочной базы до места приложения зажимного усилия W ; α_3 - угол поворота эксцентрика от начального (нулевого) положения; W - сила зажима заготовки.

При отсутствии ограничения угла поворота α_3

$$2e = S_1 + \delta + S_2 + W/j_1 \quad (4.1)$$

где S_1 , - зазор, обеспечивающий свободную установку заготовки под эксцентрик (обычно $S_1 = 0,2 \dots 0,4$ мм);

S_2 - запас хода, учитывающий допуск на изготовление эксцентрика и его износ и предотвращающий его переход через мертвую точку (обычно $S_2 = 0,4 \dots 0,6$ мм);

δ - допуск размера заготовки, мм;

W/j_1 - запас хода эксцентрика для компенсации упругих отжатым зажимного устройства, мм;

W - сила зажима , мм;

j_1 - жесткость системы зажима заготовки в приспособлении (обычно $j_1 = 12000 \dots 13000$), Н/мм;

R_1 - равнодействующая реакции силы зажима W и силы трения F ;

R_2 - реакция цапфы.

С учетом средних значений S_1 и S_2 :

$$e = \delta / 2 + W / (2 j_1) + (0.3 \dots 0.5) \text{ мм}, \quad (4.2)$$

При ограничении угла поворота ($\alpha_3 < 180^\circ$)

$$e = \frac{S_1 + \delta + \frac{W}{j_1}}{1 - \cos \alpha}, \quad (4.3)$$

Радиус цапфы r эксцентрика при заданной ширине $b_{ц}$ из условия работы на смятие

$$r = W / (2 b_{ц} [\sigma_{см}]), \quad (4.4)$$

где $[\sigma_{см}]$ - допустимое напряжение смятия. МПа; (можно принимать $[\sigma_{см}] = 15 \dots 20$ МПа); при $b_{ц} = 2 r$;

$$r = \sqrt{\frac{W}{4 [\sigma_{см}]}}, \quad (4.5)$$

Диаметр эксцентрика $D_э$ может определяется из условия самоторможения, которое выполняется при соотношении:

$$D_э = (14 \dots 20) \cdot e, \text{ мм.} \quad (4.6)$$

Поэтому в большинстве случаев можно принимать

$$D_э = (14 \dots 20) e.$$

При более **точных расчетах** при рассмотрении условия самоторможения учитываются (см. рис. 4.1) сила трения F , коэффициент трения покоя в цапфе ($f' = 0,12 \dots 0,15$), угол трения покоя ($\varphi = 6 \dots 8^\circ$), толщина перемычки Δ , радиус круга трения ρ ($\rho = r \cdot f$) .

Тогда

$$D_э = 2(e - \rho) / \sin \varphi; \quad R_э = (e - \rho) / \sin \varphi;$$

При $e \leq \rho$

$$R_{э\min} = e + r + \Delta. \quad (4.7)$$

Ширина $B_э$ рабочей части эксцентрика определяется из зависимости

$$[\sigma_{см}] = \sqrt{\frac{W}{R_э \cdot D_э \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (4.8)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ - допускаемое напряжение в месте контакта эксцентрика с заготовкой, для закаленных сталей $[\sigma_{\text{см}}]=800 \dots 1200$ МПа;

E_1, E_2 - модули упругости материалов эксцентрика и контактирующего элемента (для сталей $E=2 \cdot 10^5 \dots 2,2 \cdot 10^5$ МПа);

μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона, для материалов эксцентрика и контактирующего элемента (для сталей $\mu=0,25 \dots 0,3$).

При $E_1=E_2=E$ и $\mu_1=\mu_2=\mu=0,25$

$$[\sigma]=0.415\sqrt{WE/(R_3 B_3)},$$

откуда $B_3=0,172 WE/(R_3 [\sigma]^2).$ (4.9)

Для определения усилия $P_{\text{пр}}$ на рукоятке эксцентрика рассматривается условие равновесия механизма, когда сумма моментов всех действующих сил равна нулю, т.е.

$$P_{\text{пр}}L - W \cdot e \cdot \sin \alpha' - W \cdot f \cdot (R_3 + e \cdot \cos \alpha') - R_2 \rho = 0, \quad (4.10)$$

где $\alpha' = 180^\circ - \alpha_3$;

f - коэффициент трения между эксцентриком и контактирующим элементом.

Для упрощения уравнения равновесия принимаем

$$R_3 \approx W, \quad (4.11)$$

$$R_3 \cdot f = R_3 \cdot \operatorname{tg} \varphi \approx R_3 \cdot \sin(\alpha' + \varphi) \quad (4.12)$$

$$\sin \alpha' + f \cdot \cos \alpha' \approx \sin(\alpha' + \varphi) \quad (4.13)$$

$$R_3 = (e - \rho) / \sin \varphi \quad (4.14)$$

Тогда

$$P_{\text{пр}} L = W \cdot e \cdot [1 + \sin(\alpha' + \varphi)]$$

Задаваясь длиной рукоятки L получим усилие $P_{\text{пр}}$ с точностью до 10%, что считается допустимым.

$$P_{\text{пр}} = \frac{W e [1 + \sin(\alpha' + \varphi)]}{L} \quad (4.15)$$

Практическая работа № 5

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВИНТОВОГО ЗАЖИМА

Винтовые зажимные устройства применяются в приспособлениях с ручным закреплением заготовок в механизированных приспособлениях и в приспособлениях - спутниках. Они просты и надежны в работе (рис. 5.1).

Номинальной (наружный) диаметр резьбы винта:

$$d = C \sqrt{\frac{W}{[\tau]}}, \quad (5.1)$$

где C - коэффициент, зависящий от типа резьбы, для метрической резьбы крупным шагом $C=1,4$;

W - необходимая сила зажима, Н;

$[\tau]$ - допускаемое напряжение растяжения (сжатия), для винтов из стали 45 с учетом: износа резьбы $[\tau] = 80 \dots 100$ МПа.

Полученное значение d округляется до ближайшего стандартного значения, обычно от Мб до М48.

Момент M на винте (гайке) для обеспечения заданной силы зажима W :

$$M = r_{\text{сп}} W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + M_{\text{тр}},$$

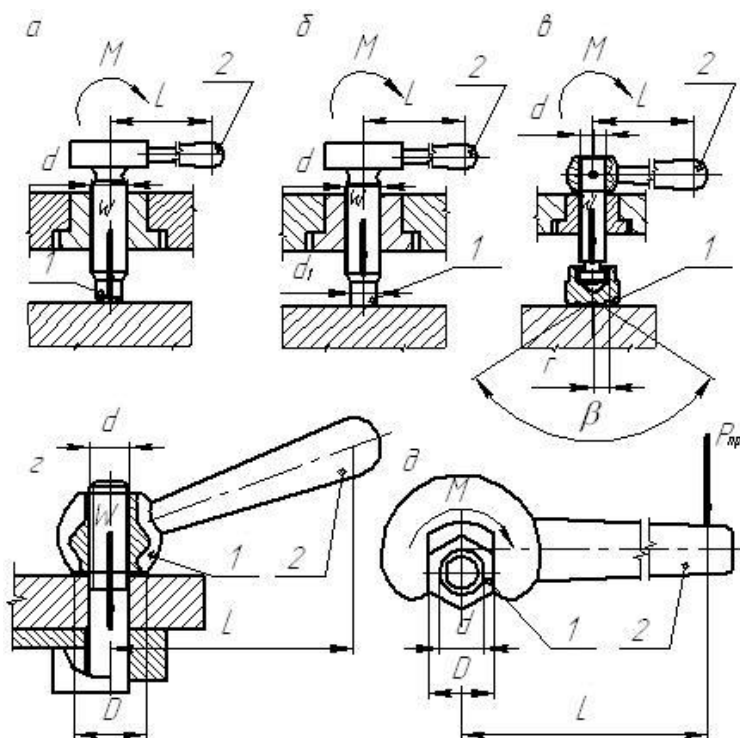


Рис. 5.1. Винтовые зажимные устройства: а - нажимной винт со сферическим нажимным торцом 1 и рукояткой 2; б - нажимной винт с плоским торцом 1 и рукояткой 2; в - нажимной винт с башмаком (бугелем) 1 и рукояткой 2; г - нажимная гайка 1 круглой формы с рукояткой 2; д - нажимная гайка 1 шестигранной формы с ключом 2

где r_{cp} - средний радиус резьбы, $r_{cp}=0,45d$;

α - угол подъема резьбы, для резьб от М8 до М52 $\alpha = 3^\circ 10' \dots 1^\circ 51'$ ($\alpha_{cp} = 2^\circ 30'$);

φ - угол трения в резьбе ($\varphi_{cp} = 10^\circ 30'$);

$M_{тр}$ - момент трения на опорном торце винта или гайки

$$M_{тр} = W f r_{тр} \quad (5.3)$$

где $r_{пр}$ - приведённый радиус кольцевого торца, для гаек

$$r_{пр} = [(D^3 - d^3) / (D^3 - d^3)^2] / 3, \quad (5.4)$$

где D - наружный диаметр кольцевого торца гайки.

При средних значениях $\alpha = 2^\circ 30'$; $\varphi = 10^\circ 30'$; $D = 1,7d$;
 $f = 0,15$; приближенно момент для гаек: $M = 0,2 W d$.

Момент открепления винтового зажима (при $\varphi' > \alpha$)

$$M' = r_{ср} W \operatorname{tg}(\varphi' - \alpha) + M_{Тр} \quad (5.5)$$

Так как при откреплении преодолевается трение покоя, коэффициент трения в резьбе (φ и f_1) берется на 30 ... 50% больше, чем при закреплении.

Приближенная формула после преобразований:

$$M' = 0,25dW \quad (5.6)$$

Приближенные формулы для винтовых устройств с нажимными винтами: для нажимного винта со сферической головкой:

$$M = 0,1dW ; \quad (5.7)$$

для нажимных винтов с плоским торцем:

$$M = 0,1dW + fd_1/3, \quad (5.8)$$

где d_1 - диаметр торцевой части;

для нажимных винтов с башмаком:

$$M = 0,1dW + rf * \operatorname{ctg}(\beta/2)W, \quad (5.9)$$

при $\beta = 118^\circ$ и $f = 0,16$ $M = 0,1 W(d+r)$.

Затем определяется длина рукоятки (ключа) 1 по заданной силе воздействия (при ручном зажиме $P_{пр} < 150H$) из условия

равновесия гайки (винта);

$$P_{\text{пр}}L=M'; \quad L= M'/P_{\text{пр}}.$$

Если используются стандартные ключи, то их длина задана ($L=10S$, где S - размер "под ключ") и определяют $P_{\text{пр}}$.

Практическая работа № 6

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРУЖИННЫХ ЗАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ

Цилиндрические пружины сжатия часто используются для зажима обрабатываемых деталей, а также в качестве возвратных пружин в пневмо- и гидроцилиндрах одностороннего действия, в регуляторах давления, клапанах, фиксаторах и т.п.

У цилиндрических пружин сжатия и растяжения деформация f прямо пропорциональна нагрузке P .

$$\frac{P_H}{f_H} = \frac{P_K}{f_K} = \frac{P_K - P_H}{h} = \frac{P_{np}}{f_{np}} = j_{KKZ} / \text{мм}, \quad (6.1)$$

где P_H , P_K , $P_{\text{пр}}$ - начальная (предварительная), конечная (максимальная) соответствующая допускаемому напряжению $[\tau]$ и предельная нагрузка, при которой пружина сжимается до соприкосновения витков, а напряжение почти достигает предела упругости; P_K не должна превышать $(0,8 \dots 0,9)P_{\text{пр}}$;

$P_K - P_H$ - полезная нагрузка;

f_H , f_K , f_{np} - осадка пружин при начальной, конечной и предельной нагрузке;

H , H_H , H_K , $H_{\text{пр}}$ - длина пружины в свободном состоянии и после приложения начальной, конечной и предельной нагрузок;

h - рабочий ход пружины;

j - постоянная величина, характеризующая жесткость

пружины.

Жесткость выражает усилие в кгс, необходимое для сжатия для растяжения пружины на 1мм; для цилиндрических винтовых пружин круглого сечения жесткость можно определить по формуле:

$$j = \frac{Gd^4}{8D_{cp}^3 n} \text{ кгс / мм}, \quad (6.2)$$

где D_{cp} - средний диаметр пружины, мм;

d - диаметр проволоки, мм;

n - число рабочих витков пружины;

G - модуль сдвига; для стали $G = 8000$ кгс/мм².

Начальная нагрузка P_n на пружину обеспечивает выборку зазоров в сопряжениях и соблюдение линейной характеристики пружины. Она устанавливается в пределах:

$$0,1P_K < P_n < 0,5P_K$$

Исходное усилие Q в пружинных механизмах не трансформируется и равняется силе зажима $W = P_K$, т.е.

$$Q = P_K. \quad (6.3)$$

Для получения этой силы пружине задается конечная осадка f_K . Если при сборке механизма произведена начальная осадка f_n пружины, то ее рабочий ход h и соответственно ход элемента, непосредственно зажимающего деталь, определяется из зависимости:

$$h = f_K - f_n. \quad (6.4)$$

Чтобы при зажиме осадка не превышала допустимую f_K предусматривается упор, ограничивающий сжатие пружины. Для получения одной и той же силы зажима W можно подобрать различные значения допустимых осадок f_K . Так, напри-

мер, осадку можно увеличить, уменьшая жесткость пружины или увеличивая количество ее витков.

Расчет цилиндрических, пружин сжатия круглого сечения сводится к определению диаметра d проволоки, среднего диаметра пружины D_{cp} , числа и рабочих витков, а также построению характеристики пружины ($P = f(f)$).

Пружины приближенно рассчитывают на кручение, считая, что нагрузка P направлена вдоль оси пружины и вызывает в поперечном сечении проволоки крутящий момент:

$$M = 0,5PD_{cp} \quad (6.5)$$

Величина наибольших касательных напряжений τ_{max} в крайних точках сечения определяется по формуле:

$$\tau_{max} = M/W_p, \quad (6.6)$$

где $W_p = L/16\pi d^3$ - полярный момент сопротивления для круглых сечений.

Тогда условие прочности примет вид:

$$\tau_{max} = \frac{8PD_{cp}}{\pi d^3} \leq [\tau], \quad (6.7)$$

где $[\tau]$ - допустимое напряжение МПа.

Для наиболее точного расчета пружины вводится коэффициент K , учитывающий кривизну витка и влияние поперечной силы:

$$\frac{8PD_{cp}}{\pi d^3} \times k \leq [\tau], \quad (6.8)$$

Тогда максимальная (конечная) допускаемая нагрузка P_k :

$$P_k = \frac{\pi d^3 [\tau]}{8kD_{cp}}, \text{ кгс} \quad (6.9)$$

По этой формуле, задаваясь нагрузкой P_k , можно подобрать диаметр проволоки d , если известен средний диаметр пружины D_{cp} ; или D_{cp} , если выбран d . Если d и D_{cp} , одновременно выбирается по конструктивным соображениям, по формуле определяется допустимая рабочая нагрузка P_k .

Допустимое сжатие (деформация) одного витка f_1 определяется из равенства работ внешней силы (нагрузки) P_k и момента кручения M , действующего в сечении пружины:

$$f_1 = \frac{\pi D_{cp} [\tau]}{Gkd}, \text{ мм} \quad (6.10)$$

где $G = 8000 \text{ кгс/мм}^2$ - модуль сдвига.

Коэффициент K определяется из зависимости:

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C}, \quad (6.11)$$

где $C = D_{cp}/d$ - индекс пружины, который выбирается по табл. 6.1.

Таблица 6.1

Значение индекса C в зависимости от диаметра проволоки d

$d, \text{мм}$	1 ...2,5	3... 5	6 ...12
C	5... 10	4 ...10	4.,. 9

Допускаемое напряжение кручения $[\tau]$ кгс/мм^2 зависит от материала пружины и условий ее работы (табл.6.2).

Таблица 6.2

Допускаемое напряжение кручения $[\tau]$ кгс/мм²
для пружинных сталей

Диаметр прово- локи, d, мм	Предел прочности при рас- тяжении, σ _В , кг/мм ²	Допустимое напряжение [σ], кг/мм ²		
		При сжа- тии пру- жины до соприкос- новения витков [τ]	Для пру- жин группы 1 [τ] ₁	Для пру- жин груп- пы 2 [τ] ₂
Проволока класса 2 по ГОСТ 9389 - 60				
		[τ] = 0,55 σ _В	[τ] ₁ =0,3σ _В = =0,55[τ]	[τ] ₂ =0,44σ _В = =0,8[τ]
0,2...0,5	220	121	66	97
1	195	107	58	86
2	175	96	52	77
3	155	85	46	68
4	145	80	43	64
5	130	70	39	57
Сталь 60С2 по Гост 2052 - 53				
		[τ] = 0,6 σ _В	[τ] ₁ =0,33σ _В = =0,55[τ]	τ ₂ =0,45σ _В = =0,8[τ]
6...12	130	78	39	59

Пружины диаметром 0,2 ... 5,0 мм изготавливаются из стальной углеродистой пружинной проволоки 2 класса по ГОСТ 9389-60.

Пружины диаметром 6 ... 12 мм изготавливаются из стальные прутков марки 60С2 по ГОСТ 2052 - 53.

Для пружины общего назначения применяется также сталь 65Г по ГОСТ 2052-53.

В зависимости от условий работы пружины делятся на две группы:

1. Пружины, подвергающиеся ударным нагрузкам или работающие со 100 и более циклами изменений напряжений в минуту;

2. Пружины, работающие без ударных нагрузок или со 100 и менее циклами изменений напряжений в минуту.

Наружный диаметр D пружины:

$$D = D_{cp} + d, \text{ мм} . \quad (8.12)$$

Шаг пружины в свободном состоянии:

$$t = d + f_1 + S, \text{ мм} , \quad (8.13)$$

где S - наименьший допустимый зазор между витками пружины под рабочей нагрузкой P (см. табл. 8.3) .

Таблица 8.3

Наименьший зазор S в зависимости
от диаметра проволоки d , мм

$d, \text{ мм}$	0,2	0,3-0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4	5	6	7	8	10-16
$S, \text{ мм}$	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0

Длина проволоки L , необходимой для изготовления пружины:

$$L = \pi(D - d) (n - 1/5), \quad (8.14)$$

где n - число рабочих витков пружины.

Длинные пружины ($H/D_{cp} > 2,5$) при сжатии могут терять устойчивость (выкручиваться) и их надо ставить на оправках или монтировать в выточках или гильзах. При этом между пружиной и сопрягаемым с ней элементом должен быть зазор z . Для пружины с $D = 10 \dots 150$ мм $z = 1 \dots 7$ мм.

Вместо расчета параметры пружины могут быть подо-

браны по таблицам подбора цилиндрических пружин сжатия (нормаль станкостроения)

Практическая работа № 7

СБОРКА УНИВЕРСАЛЬНО-СБОРНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ. Разработка и сборка приспособлений из деталей и узлов универсально - сборных приспособлений (УСП).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Ознакомление с основными принципами компоновки и типовыми компоновками приспособлений из деталей и узлов УСП.
2. Ознакомление с номенклатурой деталей и узлов УСП.
3. Разработка схемы базирования и закрепления заготовки.
4. Расчет погрешности базирования и закрепления.
5. Конструирование и сборка приспособления из деталей и узлов УСП для базирования и закрепления заготовки заданной формы и размеров.
6. Определение действительной погрешности установки заготовки в УСП.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Универсально-сборные приспособления (УСП) - агрегируемые приспособления целевого назначения, собираемые по мере необходимости из заранее изготовленных стандартных деталей и сборочных единиц. После обработки партии деталей приспособления разбираются, а составляющие их детали и сборочные единицы используются.

Отличительная особенность УСП - наличие на сопрягаемых поверхностях деталей и узлов взаимно перпендикулярных Т-образных и шпоночных пазов. В зависимости от размеров этих пазов и габаритных размеров обрабатываемых изделий УСП подразделяются на 3 серии (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Серии, ширина паза и масса обрабатываемых изделий в УСП

Серия	Ширина Т- и П-образного паза, мм	Масса обрабатываемых в УСП изделий,
2	8	до 5
3	12	5-60
4	16	св.60

Основные детали и сборочные единицы УСП подразделяются на семь групп [3]:

1. Базовые детали (плиты прямоугольные и круглые, угольники) - это основные элементы, на которые устанавливаются корпусные, установочные, крепежные и др. детали при компоновке приспособлений.

2. Корпусные детали (опоры, прокладки, призмы, угольники, угловые опоры и др.) образуют корпус приспособления, могут служить базовыми деталями для небольших приспособлений.

3. Установочные детали (шпонки, штыри, пальцы, диски, переходники) служат для фиксации корпусных деталей в приспособлении или для установки обрабатываемых деталей.

4. Прижимные детали (прихваты и планки) закрепляют обрабатываемые детали в приспособлении.

5. Крепежные детали (болты, шпильки, винты, гайки и шайбы) соединяют детали приспособлений и закрепляют обрабатываемые детали.

6. Разные детали (ушки, вилки, хомутики, оси, рукоятки и др.).

7. Сборочные единицы (поворотные головки и кронштейны, центровые бабки, подвижные призмы, кулачковые и тисковые зажимы и др.) служат для ускорения сборки компоновок УСП и позволяют получать наиболее компактные и рациональные конструкции.

Конструирование компоновок УСП заключается в подборе необходимых деталей и узлов и нахождении их правильного сочленения. При этом приспособление должно отвечать всем эксплуатационным и технологическим требованиям. Как и в обычном проектировании специального неразборного приспособления, исходными данными для каждой компоновки УСП являются :

- вид обработки - фрезерование, точение, сверление и т.п.;
- конфигурация обрабатываемой детали - габаритные размеры, места обработки и т.д.;

- технологические данные - схемы базирования и закрепления детали, базы детали, режимы и силы резания;

- тип станка, режущий и мерительный инструмент, объем партии деталей.

МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Конструирование приспособления начинается с выбора его основания, в качестве которого можно использовать базовые плиты, базовые угольники, планки и другие элементы. Тип и размер основания приспособления зависит от габаритов обрабатываемой детали с учетом размещения на нем всех необходимых элементов корпуса.

Затем определяют места установки и крепления основных узлов. Для сверлильных и расточных приспособлений определяют расположение опорных блоков под установочные планки, учитывая удобство их размещения и крепления. При этом надо всегда помнить, что установка и съем обрабатываемой детали должны быть свободными, крепление - надежным, узлы - жесткими и при креплении обрабатываемой детали не должны деформироваться.

При сверлении отверстий необходимо предусмотреть достаточно места для выхода стружки и сверла (при сверлении на проход), свободную и удобную установку и крепление направляющих втулок и быструю их смену.

Выбор зажимного устройства определяется типом режущего инструмента и станка, режимами обработки, материалом заготовки и объемом партии. Установка и крепление отдельных деталей и узлов приспособления, а также их сочленение между собой производится с помощью шпонок и пазовых болтов. Затяжка гаек должна быть максимальной, что осуществляется специальным накидным ключом.

На точность выполняемого размера детали большое влияние оказывает погрешность ее установки в приспособлении.

Погрешность установки $\sum y$ - отклонение фактически достигнутого положения заготовки при установке в приспособлении от требуемого. ТУ возникает вследствие несовмещения измерительных и технологических баз, неоднородности качества поверхностей заготовок, неточности изготовления и износа опор приспособления, нестабильности сил закрепления и др. $\sum y$ вычисляют по погрешностям: базирования $\sum \delta$, закрепления $\sum z$, положения $\sum \rho$

$$\sum y = \sqrt{\sum \delta^2 + \sum z^2 + \sum \rho^2} \quad (7.1)$$

Погрешность базирования $\sum \delta$ есть отклонение фактически достигнутого положения заготовки при базировании от требуемого, определяется как предельное поле рассеяния расстояний между технологической и измерительной базами в направлении выдерживаемого размера. Приблизительно $\sum \delta$ можно оценить разностью между наибольшим и наименьшим значениями указанного расстояния. Величина $\sum \delta$ зависит от принятой схемы базирования и точности выполнения баз заготовок (включая отклонения размера, формы и взаимного расположения баз). Значения $\sum \delta$ определяют соответствующими геометрическими расчетами или анализом размерных цепей.

Погрешность закрепления $\sum z$ - это разность между наибольшей и наименьшей величинами проекций смещения

измерительной базы на направление выполняемого размера в результате приложения к заготовке силы закрепления. В основном возникает в связи с контактными перемещениями в стыке "заготовка - опоры приспособления", которые в зависимости от типа можно определить по таблицам 9-11, стр. 528 - 530 [1].

На погрешность закрепления Σ_z наибольшее влияние оказывают следующие факторы: непостоянство силы закрепления, неоднородность шероховатости и волнистости базы заготовок, износ опор.

Погрешность положения $\Sigma_{пр}$ заготовки возникает в результате погрешностей изготовления приспособления $\Sigma_{ус}$, погрешностей установки и фиксации приспособления на станке Σ_c и износа опор приспособления $\Sigma_{и}$. Погрешность изготовления приспособления $\Sigma_{ус}$ зависит в основном от точности изготовления деталей приспособления (см. [1] т.1, гл.3). Обычно $\Sigma_{ус} \leq 0,01 - 0,005$ мм. Составляющая Σ_c возникает в результате перемещений и перекосов корпуса приспособления, на столе, планшайбе или шпинделе станка. При рациональной смене приспособления и правильном выборе зазоров в сопряжениях $\Sigma_c \leq 0,01$ -г- 0,02 мм.

Составляющая $\Sigma_{и}$ характеризует изменение положения базирующих поверхностей опор в результате их износа. Интенсивность износа опор зависит от их конструкции и размеров, материала и массы заготовки, состояние ее баз, условий установки и снятия и определяется по [3, таблица 16].

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с основными принципами компоновки приспособлений из деталей и узлов УСП и с типовыми компоновками таких приспособлений.

2. Изучить номенклатуру деталей, входящих в комплект УСП (по табл.16- 58 [3]).

3. Для заданной детали и операции разработать схему ба-

зирования и закрепления.

4. Разработать схему компоновки приспособления из деталей и узлов УСП согласно принятой схемы базирования и закрепления.

5. Рассчитать погрешность установки заданной детали в разработанном приспособлении.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет выполняется в специальной тетради грамотно и аккуратно. Все записи должны быть выполнены чернилами, а чертежи и схемы карандашом. Отчет представляется на проверку и подпись преподавателю по окончании работы и при сдаче зачета.

Отчет должен содержать следующие разделы:

1. Название, цель и содержание работы.
2. Эскиз детали и название операции, для которых разрабатывается компоновка приспособления УСП.
3. Схему базирования и закрепления заданной детали.
4. Сборочный чертеж компоновки приспособления с указанием всех деталей и узлов УСП.
5. Спецификацию всех деталей и узлов, входящих в компоновку приспособления, с указанием их условного обозначения по УСП.
6. Расчет погрешности установки заданной детали в разработанном приспособлении.
7. Выводы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение и область применения приспособлений УСП.
2. Принципы разработки компоновок УСП.
3. Погрешность установки заготовки в приспособлении,

ее составляющие и методика их теоретического расчета и практического определения.

4. Пути повышения точности обработки.

Практическая работа № 8

РАСЧЕТ КЛИНОПЛУНЖЕРНЫХ И РЫЧАЖНЫХ ЗАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ

Обычно клиновые зажимные устройства применяются в виде клиноплунжерных механизмов с одноопорными и двухопорными плунжерами без роликов и с роликами, с односкосными, двускосными и круговыми (конусными) клиньями и т.д. для непосредственного зажима заготовок и в сложных зажимных системах (рис.8.1).

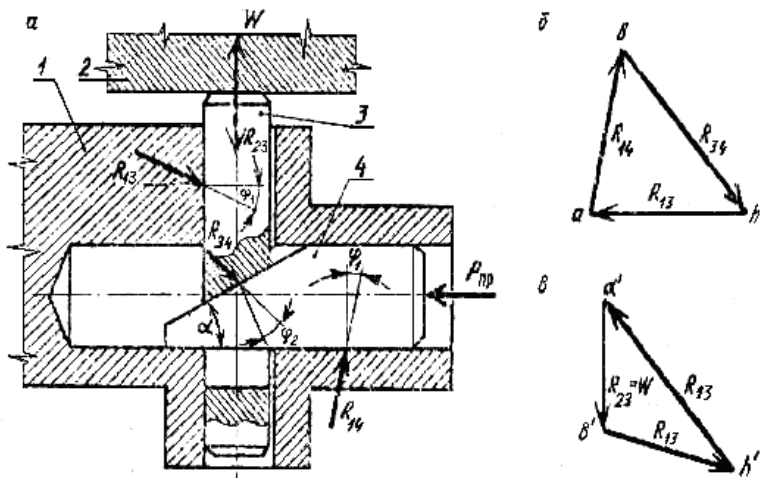


Рис. 8.1. Схема клиноплунжерного механизма: 1 - корпус, 2 - заготовка, 3 -одноопорный плунжер, 4 – односкосный клин

Расчет клиновых устройств сводится к определению соотношения сил привода R_{np} и зажима W ; это соотношение может быть определено графически, аналитически и

расчетом по коэффициенту усиления.

При графическом способе определения W по неизвестной силе R_{np} используются векторные уравнения сил, действующих на клин и плунжер. Однако при этом необходимы очень тщательные геометрические построения и очень точное определение направлений действия сил. В противном случае точность определения W крайне низка.

Аналитическое соотношение сил привода R_{np} и зажима W определяется из силовых многоугольников. Для односкосного клина и при передаче сил под прямым углом:

$$P_{np} = W \frac{\cos \varphi_3 [\alpha \pm (\varphi_1 + k_2)] \cos \beta}{\cos \varphi_1 \cos [\beta \pm (\varphi_2 + \varphi_3)]}, \quad (8.1)$$

где знак "+" - при закреплении заготовки; знак "-" - при откреплении.; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - углы трения, α - угол клина.

Самоторможение клина обеспечивается при условии: $\alpha < \varphi_1 < \varphi_2$. Если $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi$, то $R_{np} = W \cdot \operatorname{tg}(\alpha \pm 2\alpha)$.

Коэффициент усиления K_y (передаточное отношение сил):

$$K_y = \frac{W}{P_{np}} = \frac{W}{[W \operatorname{tg}(\alpha \pm 2\alpha)]} = \operatorname{ctg}(\alpha \pm 2\alpha) \quad (8.2)$$

При известном K_y можно сразу определять значения $W = K_y R_{np}$ или $R_{np} = W / K_y$. Значения K_y и КПД клиноплунжерных механизмов привели в табл. 8.1

Рычажные зажимные устройства чаще всего используются в сложных зажимных системах. С помощью рычагов можно изменять значение и направление действия сил, а также закреплять заготовки в двух местах (рис. 8.2).

Расчет рычажных устройств сводится к определению соотношения сил зажима W и привода R_{np} . Для двухплечевого изогнутого рычага с учетом сил трения., его можно найти из условия равновесия - равенства нулю суммы моментов относительно оси вращения O :

$$R_{np} L_1 = P_{np} f_1 L_1' + W L_2 + W f_2 L_2' + R_{3p}, \quad (8.3)$$

где L_1, L_2, L_1', L_2' - плечи действия сил $W, P_{пр}$ и сил трения
 $F_1 = P_{пр} f_1, F_2 = W f_2$.

$$K_y = W L_2 / L_1$$

Таблица 8.1

Значения характеристик клиноплунжерного механизма

Схема механизма	Характеристики	Угол скоса, α , град							
		2	5	10	15	20	25	30	40
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1-плунжерный, с1-скосным клином и 2-опорным плунжером без роликов	K_y ,	4,15	3,37	2,55	2,02	1,63	1,36	1,1	0,799
	кпд	0,16	0,29	0,44	0,54	0,59	0,63	0,64	0,65
1-плунжерный, с1-косным клином, 2-опорным плунжером и 1 роликом	K_y	5,37	4,15	2,48	2,26	1,83	1,51	1,2	0,888
	Кпд	0,19	0,36	0,52	0,6	0,66	0,7	0,7	0,74
1 -плунжерный, с1-скосным клином, 2-х порным плунжером и с 2-я роликами	K_y ,	7,36	5,25	2,6	2,6	2,03	1,64	1,3	0,43
	кпд	0,26	0,46	0,61	0,69	0,73	0,76	0,77	0,76

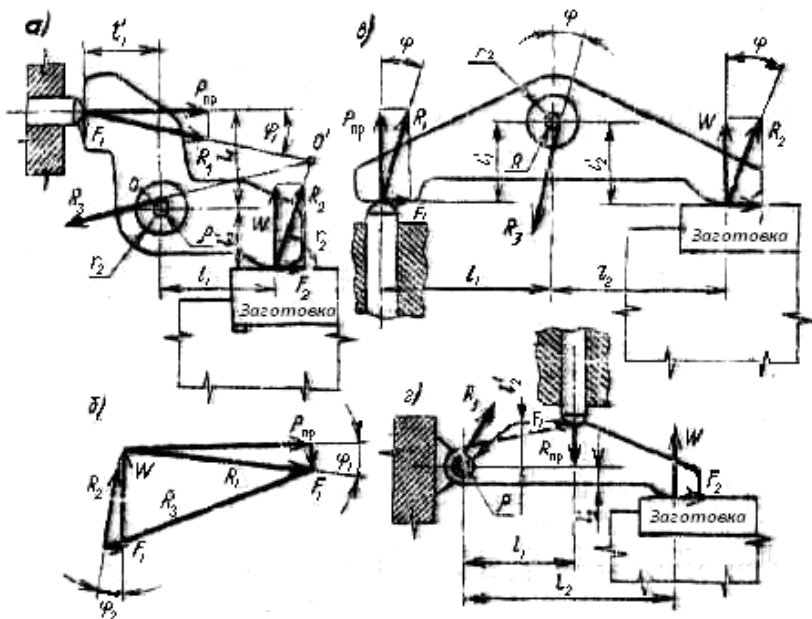


Рис. 8.2. Рычажные зажимные устройства: а) двухплечевой изогнутый рычаг; г), б), в) двухплечевые прямые рычаги

ρ - радиус круга трения на оси, $\rho = f r$;

$f = 0,18 \dots 0,20$; r - радиус оси, мм.

R_3 -общая реакция оси рычага, если $R_3 = (P_{пр} + W) / \cos \varphi$,
где φ - угол трения .

Тогда

$$P_{пр} = W \frac{L_2 + f L_2' + \frac{P}{\cos \varphi}}{L_1 - f L_1' - \frac{P}{\cos \varphi}}, \quad (8.4)$$

Упрощенный расчет рычажных зажимных устройств
ведется без учета сил трения:

$$P_{пр} L_1 = W L_2; P_{пр} = W L_2 / L_1.$$

Коэффициент усиления

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков/ М.А. Ансеров. -Л.: Машиностроение, 1975. - 656 с.
2. Горохов В.А. Проектирование и расчет приспособлений/ В.А. Горохов.- Минск: Высшая школа, 1986. -238 с.
3. Станочные приспособления: справочник: в 2 т../под ред. Б.Н. Вардашкина. М.: Машиностроение, 1983.
4. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: учебник для вузов./ В.С Корсаков. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 277 с.
5. Универсально - сборные приспособления: рекомендации по применению. - М.: НИИМАШ., 1975. - с. 110.
6. Универсально - сборные приспособления: рекомендации по применению. - М.: НИИМАШ., 1975. - с. 110.
7. Универсальные детали сборных приспособлений: сборник отраслевых нормалей. - М : НИИМАШ., 1958. - с. 262.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению практических работ
по дисциплине «Технологическая оснастка»
для студентов направления 15.03.05.
«Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»
(профиль «Технология машиностроения»)
всех форм обучения

Составители:
Сай Вадим Алексеевич
Кириллов Олег Николаевич

Подписано в печать 06.02.2018
. Уч-изд.л. 2,9.

ФБГОУ ВО «Воронежский государственный технический
университет»
394026 Воронеж, Московский просп., 14