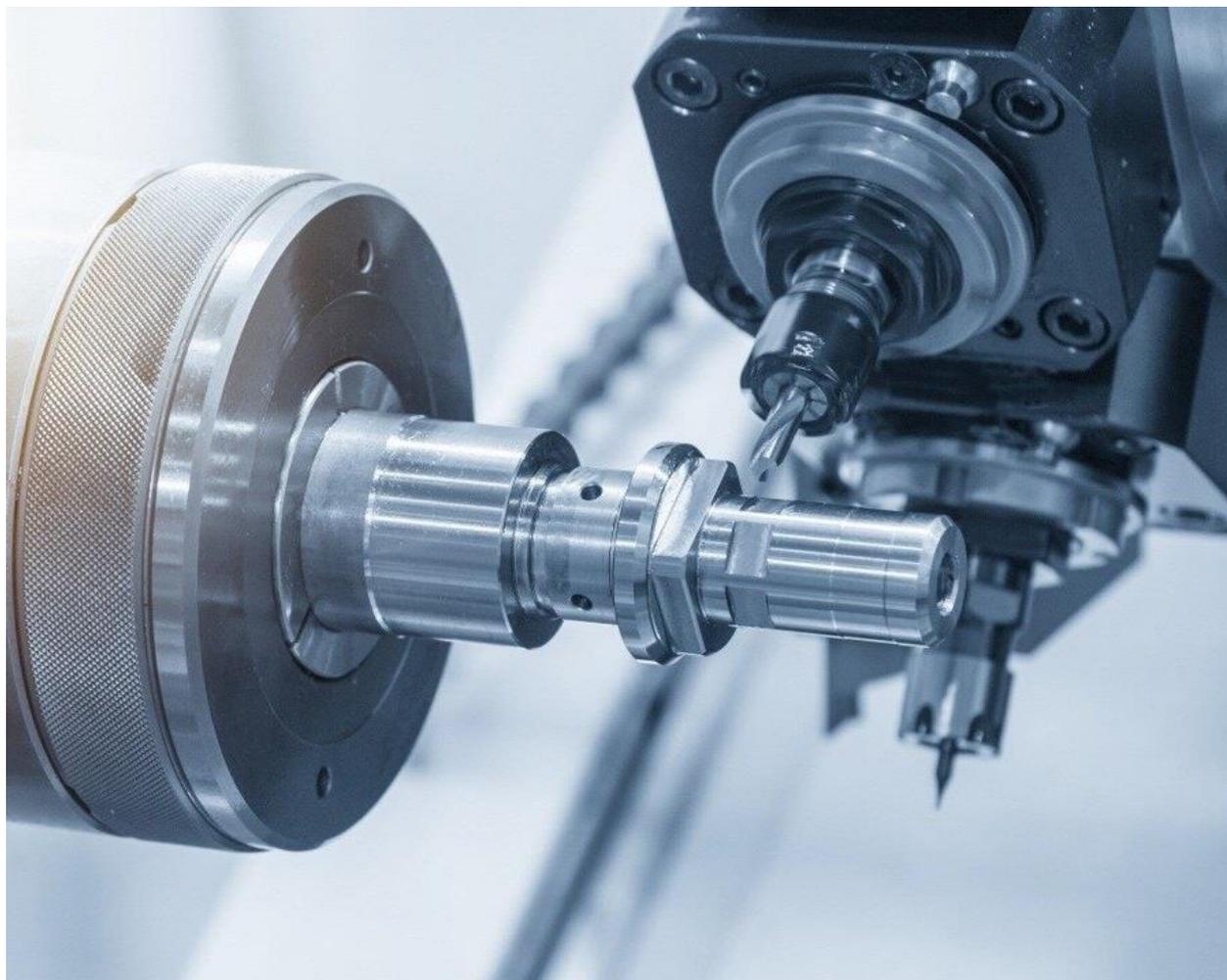


Маслов А.Р.



**ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОСНАСТКА.
ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА**

Издательство «Янус-К»

Москва, 2025

Маслов А.Р.

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОСНАСТКА.
ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА**

Учебное пособие

Издательство «Янус-К»

Москва, 2025

УДК 621. 7.21

ББК 34. 5

3-62

Факультет «Машиностроительные технологии» МГТУ им. Н.Э. Баумана

Кафедра «Инструментальная техника и технологии»

Рецензент:

д-р техн. наук, профессор МГТУ «СТАНКИН» В.П. Вороненко,

Маслов А. Р.

Технологическая оснастка. Зажимные устройства: учебное пособие / А.Р. Маслов. – Москва: Издательство «Янус – К», 2025. – 60 с.: ил.

В учебном пособии даны теоретически основы расчета зажимных устройств станочных приспособлений для механической обработки резанием, которые предназначены для установки заготовок и режущего инструмента на металлорежущих станках.

Даны справочные сведения в виде таблиц расчетных зависимостей, необходимых для решения элементарных проектных задач по выбору практического варианта зажимного устройства.

Пособие предназначено для студентов, выполняющих контрольные задания на семинарских занятиях по дисциплине «Проектирование технологической оснастки».

УДК 621. 7.21

ББК 34. 5

© Маслов А. Р., 2025

© Издательство «Янус – К», 2025

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебно-методическое пособие подготовлено в соответствии с рабочей программой дисциплины «Проектирование технологической оснастки».

Цель данного учебно-методического пособия – оказать помощь студентам в приобретении навыков в области проектирования технологической оснастки.

Задачи пособия:

– ознакомить студентов с типовыми представителями зажимных устройств технологической оснастки, применяемых в цехах машиностроительных предприятий;

– научить студентов выбирать типовые проектные решения приспособления для установки заготовок и режущего инструмента в пределах установленных проектным заданием допускаемых отклонений;

– научить студентов корректно использовать справочные сведения.

Учебно-методическое пособие содержит описание видов зажимных устройств технологической оснастки, применяемых на основных типах металлорежущего оборудования.

Для приспособлений, предназначенных для установки заготовок:

- винтовые механизмы;
- рычажные механизмы;
- Г-образные прихваты;
- рычажно-шарнирные механизмы;
- клиновые механизмы;
- эксцентриковые механизмы.

Для приспособлений, предназначенных для установки инструмента:

- цанговые патроны;
- патроны с односторонним прижимом винтами;
- гидравлические патроны;
- патроны с термозажимом.

Описание каждого зажимного устройства включает в себя теоретическую и практическую части. Теоретический материал дает необходимые знания для рационального конструирования.

Практическая часть содержит сведения из справочников, привязанные по содержанию к теоретическому материалу. Ссылки на справочники, из которых заимствованы эти сведения, даны в конце пособия.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ВЫБОРУ ЗАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ.....	7
2. ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК	10
2.1. Винтовые механизмы.....	10
2.2. Рычажные механизмы.....	13
2.3. Г-образные прихваты.....	15
2.4. Рычажно-шарнирные механизмы.....	16
2.5. Клиновые механизмы.....	17
2.6. Эксцентрикковые механизмы	20
3. ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА.....	27
3.1. Цанговые патроны.....	28
3.2. Патроны с односторонним прижимом винтами	37
3.3. Гидравлические патроны.....	43
3.4. Патроны с термозажимом.....	46
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА.....	60

ВВЕДЕНИЕ

Обрабатываемая заготовка, закрепленная в приспособлении, находится в равновесии вследствие действия как возникающих в процессе обработки сил, так и зажима и реакции опор. Основными силами процесса обработки являются силы резания. При расчете сил зажима также учитываются силы веса, центробежные и инерционные силы, возникающие в условиях высокой частоты вращения заготовки.

Аналогично режущий инструмент должен находиться в равновесии при воздействии всех силовых факторов.

Величина сил зажима рассчитывается исходя из условия равновесия всех перечисленных сил при полном сохранении контакта базовых поверхностей обрабатываемой детали и режущего инструмента с установочными элементами приспособления и при исключении возможности сдвига в процессе обработки. При расчетах следует определять требуемую силу зажима с учетом коэффициента запаса k , предусматривающего возможное увеличение силы резания из-за затупления режущего инструмента, неоднородности обрабатываемого материала, неравномерности пропуска, непостоянства установки, ненадлежащего закрепления заготовки и т.д.

Зажимные устройства приспособлений должны быть такими, чтобы:

- при зажиме не нарушалось заданное положение детали и инструмента;
- приложение силы зажима было как можно ближе к месту обработки;
- точка приложения силы зажима находилась в зоне, образованной условными линиями, соединяющими опорные точки детали и инструмента в приспособлении;
- зажимы не вызывали деформации деталей и порчи их поверхностей;
- закрепление и открепление детали и инструмента производилось с минимальной затратой сил и времени рабочего;
- силы резания по возможности не воздействовали на зажимные устройства;
- при закреплении недостаточно жестких деталей силы зажима располагались над опорами или близко к ним.

Расчет сил зажима может быть сведен к задаче статики на равновесие заготовки и инструмента под действием приложенных к ней внешних сил. При расчете определяют место их приложения и направления, а также следующие величины:

1. Сила подачи F_f и момент сил резания M_c , воздействующие на заготовку и инструмент, а при необходимости — инерционные и центробежные силы, возникающие при обработке;

2. Силы зажима W , рассчитанные с учетом сил подачи F_f и момента M_c , умноженные на коэффициент запаса k .

Учебное пособие предназначено для студентов укрупненной группы специальностей и направлений подготовки 15.00.00 «Машиностроение», изучающих курсы «Проектирование технологической оснастки», «Технологическая оснастка».

Освоение материалов данного пособия направлено на овладение обучающимися следующими **профессиональными компетенциями**:

– способность применять стандартные методы расчета при проектировании машин, различных комплексов, процессов, оборудования и производственных объектов, деталей и узлов машиностроения;

– способность выбирать необходимые технические данные для обоснованного принятия решений по проектированию инструментальных комплексов в машиностроении.

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ВЫБОРУ ЗАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ

Зажимные устройства делятся на две группы [1, 2] по надежности. К первой группе относятся зажимные устройства, имеющие самотормозящие механизмы (винтовые, клиновые, эксцентриковые и т.п.). В случае резкого возрастания силы подачи силы, раскрепляющие заготовку или инструмент, пропорциональны силе подачи, и поэтому не происходит нарушения контакта зажимного устройства с закрепленным объектом.

Во вторую группу входят пневматические, гидравлические, пневмогидравлические и другие механизмы прямого действия, не обладающие самотормозящими свойствами. При резком возрастании силы подачи происходит нарушение контакта таких зажимных устройств с закрепленным объектом, что может привести к его перемещению.

Поэтому надо рассчитывать силу зажима с учетом принадлежности зажимного устройства к одной из указанных групп устройств [3].

В общем виде усилие равновесия детали и инструмента в приспособлении, возникающее под действием сил резания и сил зажима, может быть представлено в виде формулы

$$W = k \cdot f_{\text{тр}} \cdot F_f, \quad (1.1)$$

где k — коэффициент запаса; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения в местах контакта детали или инструмента и приспособления, F_f — усилие резания.

Коэффициент k рассчитывается применительно к конкретным условиям обработки как произведение коэффициентов:

$$k = k_0 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6, \quad (1.2)$$

где $k_0 = 1,5$ — гарантированный коэффициент запаса для всех случаев; k_1 — коэффициент, учитывающий состояние поверхности заготовок (для черновой заготовки $k_1 = 1,2$; для чистовой заготовки или хвостовика инструмента $k_1 = 1,0$); k_2 — коэффициент, учитывающий увеличение сил резания от прогрессирующего затупления инструмента, значения приведены в табл. 1.1; k_3 — коэффициент, учитывающий увеличение силы резания при прерывистом резании, при точении и торцовом фрезеровании $k_3 = 1,2$; k_4 — коэффициент, учитывающий по-

стоянство силы зажима, развиваемой силовым приводом приспособления для закрепления заготовок. Для ручных зажимных устройств силы крепления непостоянны, и для них нужно принимать $k_4 = 1,3$.

При наличии гидравлических зажимных устройств прямого действия $k_4 = 1,0$. Если допуск на размер заготовки или хвостовика инструмент влияет на силу закрепления, что бывает при использовании пневмокамер, пневморычажных систем, мембранных патронов и других устройств, $k_4 = 1,2$.

Таблица 1.1

Значения коэффициента k_2

Метод обработки	Компоненты сил резания	Значения	
		для чугуна	для стали
Сверление	M_c	1,20	1,40
	F_f	1,10	1,60
Зенкерование предварительное	M_c	1,30	1,40
	F_f	1,20	1,60
Зенкерование чистовое	M_c	1,20	
	F_f	1,20	
Предварительное точение и растачивание	M_c	1,20	1,40
	F_f	1,25	1,60
Чистовое точение и растачивание	M_c	1,05	1,05
	F_f	1,30	1,00
Фрезерование предварительное и чистовое цилиндрической фрезой	M_c	1,20–1,40	1,60–1,80
	F_f	1,20–1,40	1,60–1,80
Фрезерование предварительное и чистовое торцевой фрезой	M_c	1,20–1,40	1,60–1,80
	F_f	1,20–1,40	1,60–1,80

Коэффициент k_5 характеризует удобство расположения рукояток в ручных зажимных устройствах. При удобном положении рукоятки и малом диапазоне угла ее поворота $k_5 = 1,0$; при большом диапазоне (более 90°) $k_5 = 1,2$. Коэффициент k_6 учитывается только при наличии моментов, стремящихся повернуть инструмент или заготовку. Если заготовка установлена базовой плоскостью на опоры с ограниченной поверхностью контакта, то $k_6 = 1,0$.

2. ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК

К таким зажимным устройствам относятся простейшие механизмы, используемые для закрепления заготовок или выполняющие роль промежуточных звеньев в сложных зажимных системах. При конструировании приспособлений по требуемой силе закрепления заготовки устанавливают основные размеры зажимного устройства и определяют исходную силу (момент) на рукоятке или силовом узле привода приспособления.

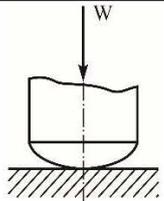
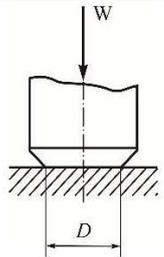
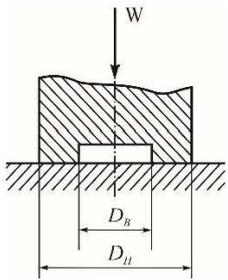
2.1. Винтовые механизмы

Усилие, развиваемое винтовым механизмом, зависит от величины приложенного момента, формы рабочего торца винта и вида резьбы.

В зависимости от формы рабочего торца винта усилие зажима определяется по формулам, приведенным в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Расчетные усилия винтовых механизмов

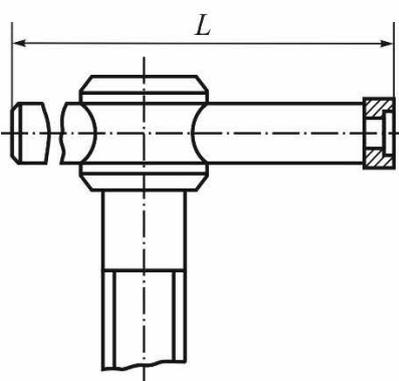
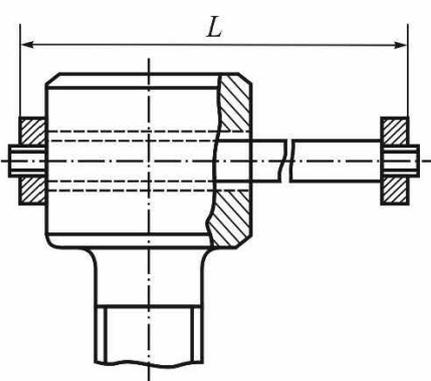
Форма конца винта	Схема	Усилие зажима W , Н	КПД
Сферическая		$\frac{M_{кр}}{0,5d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{пр})}$	$\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{пр})}$
Цилиндрическая		$\frac{M_{кр}}{0,5d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{пр}) + \frac{f_1 D_{ц}}{3}}$	$\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{пр}) + \frac{2D_{ц}}{3d}}$
Кольцевая		$\frac{M_{кр}}{0,5d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{пр}) + f_1 R \cdot \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2}}$	$\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{пр}) + \frac{2R}{d} f_1 \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2}}$

Условия самоторможения винтового механизма определяются по зависимости: $\alpha < \varphi_{тр}$. Вследствие того, что для крепежных резьб величина угла подъема составляет от 1,5 до 4°, а приведенный угол трения изменяется в зависимости от величины коэффициента трения в пределах от 6 до 16°, то все крепежные резьбы являются самотормозящими.

Исходя из условий закрепления заготовки, выбирают тип нажимного винта, вычисляют КПД механизма и крутящий момент $M_{кр}$, который нужно приложить к винту для надежного закрепления заготовки. Если КПД меньше 0,4, винтовой механизм надежен против самоотвинчивания; в противном случае для винта следует выбрать резьбу с мелким шагом. По моменту $M_{кр}$ выбирают форму рукоятки с учетом требований эргономики (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Моменты $M_{кр}$ в зависимости от конструкции головок нажимных винтов

Номинальный диаметр резьбы	Винты			
	с рукояткой		с отверстием под рукоятку	
		$M_{кр}, Н \cdot м$		$M_{кр}, Н \cdot м$
M10	$L, мм$		$L, мм$	
M12	80	11,75	50–70	7,35–10,30
M16	100	14,70	60–100	8,8–14,7
M20	120	17,6	80–140	13,6–20,60
M24	160	23,5	100–180	14,7–26,5
			125–220	18,4–32,4
			140–280	20,6–41,0

При откреплении детали момент нужно увеличить примерно на 20 % по сравнению с закреплением.

Так как большинство винтовых механизмов самотормозящие, то их КПД меньше 0,5.

Номинальный диаметр резьбы может быть определен по формуле (мм):

$$d = c\sqrt{W/[\sigma_p]}, \quad (2.1)$$

а допускаемое усилие (Н), создаваемое винтовым механизмом — по выражению:

$$[W] = d^2[\sigma_p]c^2, \quad (2.2)$$

где c — коэффициент для основных метрических резьб, $c \approx 1,4$; $[\sigma_p]$ — допускаемые напряжения материала, МПа (табл. 2.3).

Таблица 2.3

**Допускаемые напряжения материалов,
применяемых для изготовления резьбовых изделий**

Марка стали	Термообработка	Допускаемые напряжения при растяжении $[\sigma_p]$, МПа	
		при статической нагрузке	при переменной нагрузке
10	—	60–70	30–40
Ст 3	—	70–80	30–40
A12	—	80–90	40–50
35	—	100–110	50–60
45	Отжиг	100–120	50–60
45	Нормализация	120–140	60–70
45	Улучшение	150–170	70–80
45	Закалка	190–210	80–90
40X	Отжиг	140–160	70–80
40X	Улучшение	170–190	85–95
40X	Закалка	280–300	110–120

В табл. 2.4 приведены числовые значения характеристик винтовых зажимов и допускаемые значения усилий, развиваемых винтовыми механизмами с метрической резьбой. Данные таблицы получены при: $\varphi_{пр} = 6^\circ 40'$; $f = 0,1$; $f_1 = 0,1$; $r_{cp} \approx 0,45 d$; $D = 0,8d$; $D_n = 1,7d$; $D_e = d$; $\alpha = 2^\circ 30'$; $\beta = 120^\circ$; $R = 0,8d$.

Числовые значения характеристик винтовых механизмов

Форма конца винта	Характеристики механизма	Диаметр резьбы, мм				
		M10	M12	M16	M20	M24
		Шаг резьбы, мм				
		1,5	1,75	2	2,5	3
С плоским опорным торцом	Длина рукоятки l , мм	120	140	190	240	310
	Прилагаемое усилие Q , Н	25	35	65	10	13
	Усилие зажима W , кН	2,9	3,9	10,5	16	23
С кольцевым опорным торцом	Длина рукоятки l , мм	120	140	190	240	310
	Прилагаемое усилие Q , Н	45	70	65	10	13
	Усилие зажима W , кН	3,7	5,5	7,6	12	17
Со сферическим опорным торцом	Длина рукоятки l , мм	120	140	190	240	310
	Прилагаемое усилие Q , Н	25	35	100	100	150
	Усилие зажима W , кН	2,5	3,3	8,3	8,5	13,5

2.2. Рычажные механизмы

Рычажные механизмы имеют несложную конструкцию, обеспечивают постоянство усилия зажима, просты и надежны в эксплуатации. Их недостаток — отсутствие самоторможения.

В табл. 2.5 приведены основные схемы рычажных механизмов и зависимости для расчетов усилий зажима.

Таблица 2.5

Расчетные зависимости для определения усилий, развиваемых рычажными механизмами

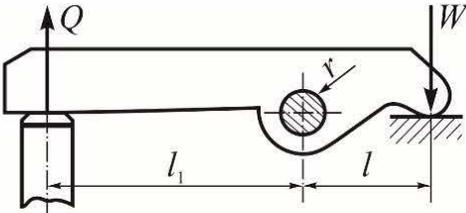
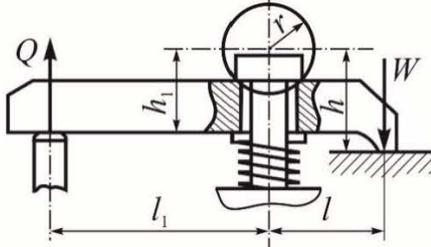
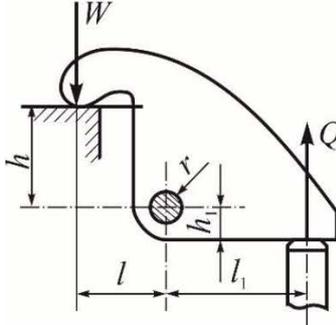
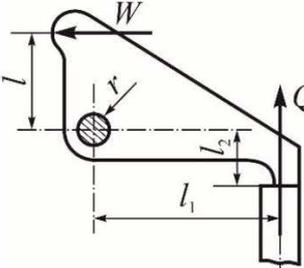
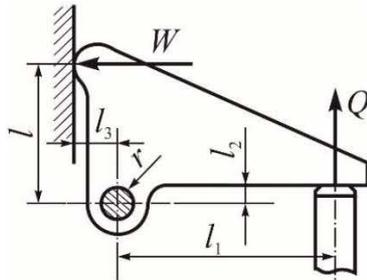
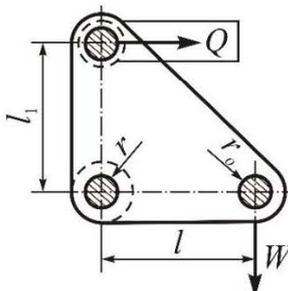
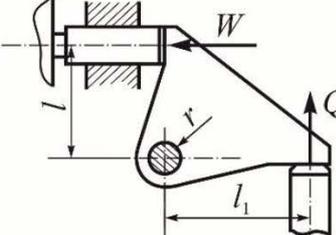
Схема механизма	Расчетные значения усилия зажима W
	$W = Q \cdot \frac{l_1 - rf_0}{l + rf}$

Схема механизма	Расчетные значения усилия зажима W
	$W = Q \cdot \frac{l_1 - h_1 f_1 - r f_0}{l + h f + r f_0}$
	
	$W = Q \cdot \frac{l_1 - l_2 f_1 - 0,4 r f_0}{l + l_3 f + 0,96 r f_0}$
	$W = Q \cdot \frac{l_1 - l_2 f_1 - 0,4 r f_0}{l + l_3 f + 0,96 r f_0}$
	$W = Q \cdot \frac{l - r_1 f_1}{l + r f + 1,41 r_0 f_0}$
	$W = Q \cdot \frac{l - 0,4 r f_0}{l + 0,96 r f_0}$

Примечание. Буквы в формулах обозначают: W — усилия зажима, Н; Q — исходное усилие, приложенное к рычажному механизму, Н; f_0 — коэффициент трения на оси, $f_0 \approx 0,95$; f — коэффициент трения на зажимаемой поверхности, $f_0 \approx 0,85-0,9$; f_1 — коэффициент трения на поверхности, воспринимающей усилие Q ; η — КПД рычажного механизма принимается $\eta \approx 0,85-0,95$.

Для расчета хода точки приложения усилия зажима к закрепленной детали следует определить его минимально необходимое значение по формуле:

$$S_{\min} = \delta + W / J + \Delta s, \quad (2.3)$$

где δ — допуск на закрепленный размер детали, мм; Δs — гарантированный запас хода, принимается 0,4–0,8 мм; J — жесткость рычажного механизма, принимаемая 14–25 кН/мм; W — усилие зажима, кН.

Общий ход равен: $s = s_c + s_{\min}$, где s_c — величина свободного хода, необходимая для установки на съём детали.

2.3. Г-образные прихваты

Г-образные прихваты (рис. 2.1) широко применяются для крепления деталей приспособления-спутника в автоматизированных производствах. Закрепление может быть осуществлено от электромеханического ключа, гидроцилиндра, реечной передачи. Во многих случаях Г-образный прихват при раскреплении детали поворачивается, что обеспечивает беспрепятственный съём и установку детали.

Усилие, создаваемое Г-образным прихватом на детали, может быть определено по формуле:

$$W = (Q - q) \cdot (1 - 3fl / H), \quad (2.4)$$

где Q — усилие, приложенное к прихвату; q — усилие возвратной пружины; f — коэффициент трения в направляющих прихвата, принимается 0,05–0,1; l — плечо приложения усилия прихвата; H — длина опорной поверхности направляющей прихвата.

Приблизительно рассчитать значения усилия зажима можно по формуле:

$$W = Q \cdot \frac{l_1}{l} \eta.$$

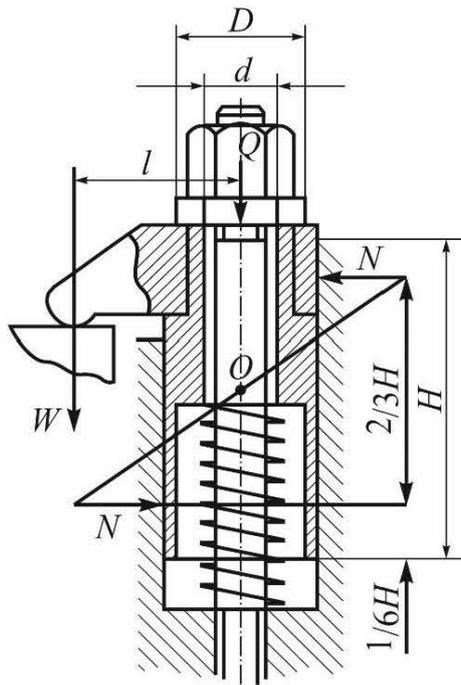


Рис. 2.1. Схема действия сил в Г-образном прихвате

2.4. Рычажно-шарнирные механизмы

Рычажно-шарнирные механизмы просты по конструкции, имеют высокий коэффициент усиления, обладают быстродействием. К недостаткам следует отнести зависимость усилия зажима от погрешности размеров и жесткости заготовки.

По конструкции рычажно-шарнирные механизмы делятся на однорычажные, двухрычажные одностороннего действия и двухрычажные двустороннего действия.

Рассмотрим однорычажный шарнирный механизм с роликом (рис. 2.2).

Из условия равновесия усилие зажима равно:

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg}\varphi_{\text{лп}}}, \quad (2.5)$$

где Q — усилие, приложенное к рычажно-шарнирному механизму, Н; α — угол наклона, град; β — дополнительный угол к углу наклона α , учитывающий потери на трение в шарнирах, принимается $\beta = \arcsin fd/L$; $\operatorname{tg}\varphi_{\text{лп}}$ — приведенный коэффициент трения качения, учитывающий потери на трение в роликовой опоре, принимается $\operatorname{tg}\varphi_{\text{лп}} = d/D\operatorname{tg}\varphi_1$; L — длина рычага, мм; d — диаметр осей шарни-

ров и ролика, мм; D — наружный диаметр ролика, мм; f — коэффициент трения скольжения в шарнирах и на оси ролика; $tg\varphi_1$ — коэффициент трения скольжения на опоре ролика.

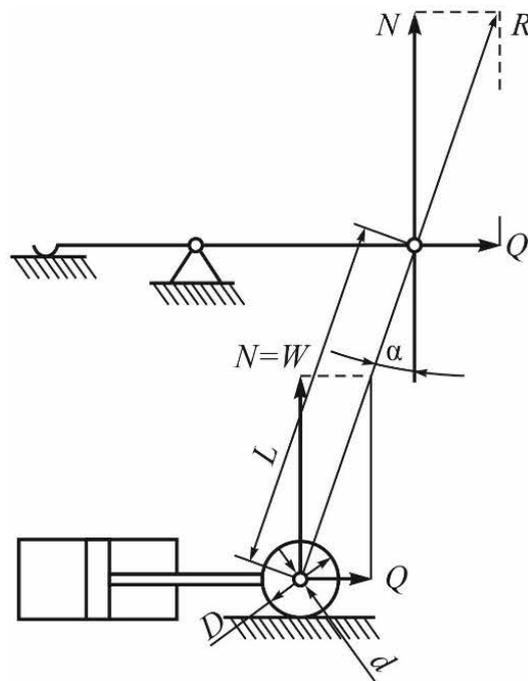


Рис. 2.2. Расчетная схема однорычажного шарнирного механизма с роликом

Запас хода однорычажного шарнирного механизма равен:

$$S_w = L \cdot (1 - \cos \alpha).$$

Передаточные отношения рычажно-шарнирных механизмов приведены в табл. 2.6.

Характеристики рычажно-шарнирных механизмов приведены в [3].

2.5. Клиновые механизмы

Клиновые механизмы компактны по конструкции, обеспечивают постоянство сил закрепления и самоторможения, однако требуют хорошей защиты от загрязнения и попадания стружки. Клиновые механизмы, используемые в станочных приспособлениях, бывают с односкосым клином без роликов и с роликами, которые обычно применяются в качестве усилителей пневмо- и гидроприводов, и многоклиновые самоцентрирующие, используемые в конструкциях патронов и оправок.

Передаточные отношения рычажно-шарнирных

Схема механизма	Расчетная формула передачного отношения сил	Передаточное отношение усилий W/Q при угле α , град.											
		2	5	8	10	12	15	20	25	30	35	40	45
<p>Однорычажный шарнирный с роликом</p>	$\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg}\varphi_{\text{пр}}}$	9,50	6,33	4,73	4,05	3,52	2,94	2,28	1,84	1,53	1,28	1,08	0,92
<p>Однорычажный шарнирный с ползуном</p>	$\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg}\varphi_1}$	6,45	4,80	3,83	3,36	3,00	2,56	2,05	1,69	1,42	1,20	1,02	0,87

Примечание. Приняты значения: $\operatorname{tg}\varphi_1 = \operatorname{tg}\varphi_2 = 0,1$; $\varphi_1 = \varphi_2 = 5^\circ 50'$; $\beta = 1^\circ 10'$; $d/D = 0,5$; $d/L = 0,2$.

Исходя из условия равновесия клинового механизма с односкосым клином с трением на обеих поверхностях клина (рис. 2.3), усилие зажима можно рассчитать по формуле:

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg} \cdot (\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1}, \quad (2.6)$$

где Q — усилие, приложенное к клину, Н; α — угол скоса клина, град; φ — угол трения на наклонной плоскости клина; φ_1 — угол трения горизонтальной плоскости клина.

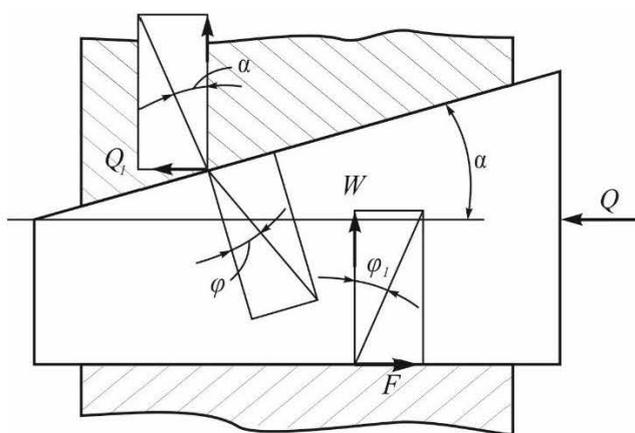


Рис. 2.3. Расчетная схема клинового механизма

При том же условии для клинового механизма с односкосым клином и с роликом усилие зажима равно:

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg} \cdot (\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_{1\text{пр}}}, \quad (2.7)$$

где $\varphi_{1\text{пр}}$ — приведенный угол трения качения на горизонтальной поверхности клина.

В многоклиновых самоцентрирующих механизмах усилие зажима каждым клином равно W/n , где n — число клиновых элементов в механизме.

Отношение усилия зажима W к исходной силе привода Q является передаточным отношением сил $i = W/Q$.

Отношение перемещения s_w по вертикали точки приложения усилия зажима W к перемещению s_Q по горизонтали точки приложения исходной силы Q называется *передаточным отношением перемещений* $i = s_w / s_Q$. С уменьшением угла скоса клина α увеличивается передаточное отношение сил i и уменьшается передаточное отношение перемещений i_{π} .

Требуемая величина перемещения по вертикали определяется по зависимости

$$s_w = \delta + \Delta_{\text{гар}} + \Delta s + W / J, \quad (2.8)$$

где δ — допуск на размер заготовки, мм; $\Delta_{\text{гар}}$ — гарантированный зазор для установки заготовки, принимается равным 0,2–0,4 мм; Δs — запас хода плунжера, принимается равным 0,2–0,4 мм; J — жесткость механизма, принимается равной 1–2,5 кН/мм.

Условие самоторможения для клина: $\alpha < (\varphi + \varphi_1)$ — с трением на двух поверхностях; $\alpha < \varphi$ — с трением только на наклонной поверхности клина; $\alpha < \varphi_1$ — с трением только на горизонтальной поверхности клина.

В механизмах без роликов для обеспечения самоторможения рекомендуется делать угол скоса клина $\alpha < 5^{\circ}30'$.

Клиновые механизмы с роликами обычно используются в качестве усилителей и являются несамотормозящими, угол скоса клина в механизмах с роликами $\alpha > 10^{\circ}$.

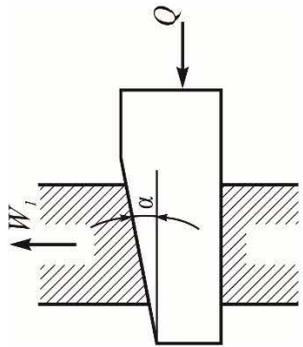
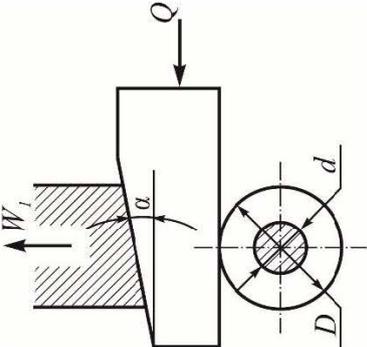
В табл. 2.7 приведены числовые значения передаточного отношения в одноклиновых механизмах с односкосым клином.

2.6. Эксцентрикковые механизмы

В эксцентрикковых механизмах применяются круговые и криволинейные эксцентрики.

Круговые эксцентрики представляют собой диск или валик со смещенной осью вращения относительно его геометрической оси. Достоинством круговых эксцентриков является простота изготовления, недостатком — непостоянство угла подъема эксцентрика и, следовательно, усилий зажима.

Числовые значения передаточного отношения сил в одноклиновых механизмах

Схема механизма	Расчетная формула передаточного отношения сил	Передаточное отношение сил W/Q при угле α , град.							
		2	5	8	10	12	15	20	25
<p>С трением скольжения на обеих поверхностях клиньев</p> 	$\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1}$	4,20	3,44	2,89	2,61	2,36	2,08	1,72	1,49
<p>С трением скольжения на наклонной поверхности и с роликом на горизонтальной поверхности</p> 	$\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_{\text{тр}}}$	5,34	4,15	3,38	3,00	2,69	2,32	1,87	1,54

Угол подъема кругового эксцентрика достигает максимального значения при угле поворота, равном 90° . Изменение угла подъема сказывается на зажимном усилии. В связи с этим для обеспечения незначительного изменения зажимного усилия выбирают рабочий участок профиля кругового эксцентрика в пределах 30° – 45° влево и вправо от расчетной точки контакта детали с эксцентриком.

На рис. 2.4 представлена расчетная схема кругового эксцентрика.

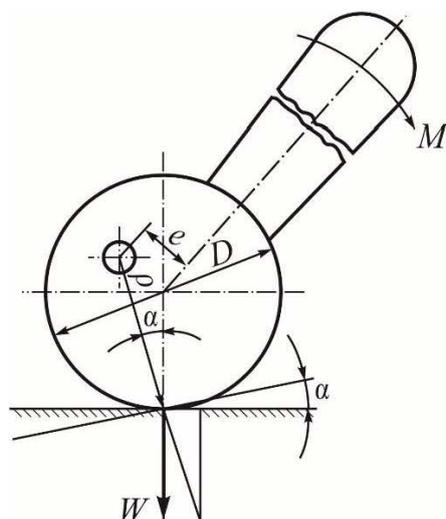


Рис. 2.4. Расчетная схема кругового эксцентрика

Усилие зажима круговым эксцентриком:

$$W = \frac{M}{\rho[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1]}, \quad (2.8)$$

где M — момент, приложенный к эксцентрику, Н·мм; ρ — расстояние от оси вращения эксцентрика до точки соприкосновения его с изделием, мм; φ — угол трения эксцентриком и изделием; φ_1 — угол трения на оси эксцентрика; α — угол подъема кривой эксцентрика.

Условие самоторможения эксцентрика определяется зависимостью:

$$\alpha_{\max} \leq (\varphi + \varphi_1). \quad (2.9)$$

При $\varphi = \varphi_1 = 5^\circ 43'$ формула имеет вид:

$$\alpha_{\max} \leq 11^\circ 30'.$$

Приняв $\alpha_{\max} = 8^{\circ}30'$ с целью обеспечения запаса самоторможения, получим:

$$\operatorname{tg}\alpha_{\max} = 2e/D = 0,15,$$

откуда $D/e = 13,3$ — характеристика эксцентрика.

Таким образом, условие самоторможения кругового эксцентрика определяется зависимостью $D/e > 14$.

Эксцентриситет кругового эксцентрика определяется по формуле:

$$e = (\Delta_{\text{гар}} + \delta + \Delta h + W/J) / (1 - \cos\gamma), \quad (2.10)$$

где δ — допуск на размер обрабатываемой детали в месте приложения усилия зажима, мм; $\Delta_{\text{гар}}$ — гарантированный зазор для установки детали, принимается 0,2–0,4 мм; Δh — запас хода эксцентрика, принимается 0,2–0,4 мм; J — жесткость механизма, принимается 1–2 кН/мм.

Основные параметры круговых эксцентриков приведены в табл. 2.8.

У криволинейных эксцентриков рабочий профиль обычно очерчен по архимедовой спирали, вследствие чего они имеют постоянный угол подъема кривой и постоянное усилие зажима, а также одинаковое тормозящее свойство на всей рабочей зоне.

Угол подъема архимедовой спирали определяется по формуле:

$$\operatorname{tg}\alpha = h/r\beta_{\text{п}}, \quad (2.11)$$

где r — начальный радиус эксцентрика; $\beta_{\text{п}}$ — угол между начальным и конечным радиусом эксцентрика; h — разность между начальным и конечным радиусом эксцентрика.

Для обеспечения самоторможения угол подъема архимедовой спирали α обычно принимают равным $8^{\circ}30'$.

Тогда $\operatorname{tg}\alpha = 15$ и $h = 0,075$ при $\beta = 90^{\circ}$; причем $D = 2r$ (диаметр начальной окружности).

Усилие зажима криволинейным эксцентриком определяется по формуле:

$$W = \frac{M}{r_{\text{cp}} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi}, \quad (2.12)$$

где r_{cp} — средний радиус эксцентрика.

В табл. 2.9 приведены параметры круговых эксцентриков при приложении к рукоятке эксцентрика момента $M = 15$ Н·м.

Таблица 2.8

Основные параметры круговых эксцентриков в зависимости от угла их поворота γ

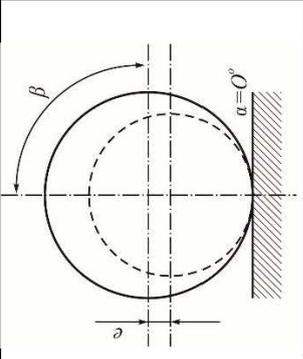
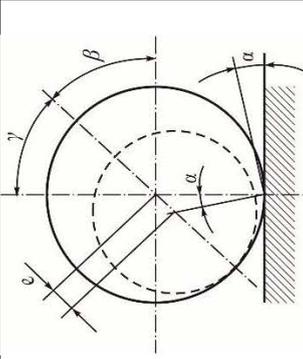
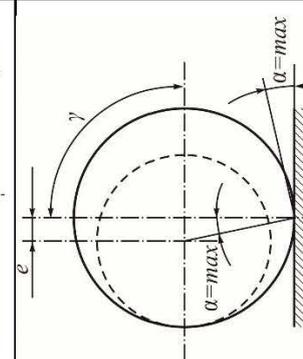
Схема положения эксцентрика	Угол поворота γ , град.	Угол подъема α , град.	Расстояние от центра вращения эксцентрика до точки его касания изделия ρ , мм	Ход эксцентрика s , мм
	0	0	$0,5D - e$	0
	$0 < \gamma < 90^\circ$	$\frac{e \cdot \cos(90^\circ - \gamma)}{0,5D - e \cdot \sin(90^\circ - \gamma)}$	$\frac{0,5D - e \cdot \sin(90^\circ - \gamma)}{\cos \alpha}$	$e[1 - \sin(90^\circ - \gamma)]$
	90°	$2e / D$	$0,5D / \cos \alpha$	e

Схема положения эксцентрика	Угол поворота γ , град.	Угол подъема α , град.	Расстояние от центра вращения эксцентрика до точки его касания изделия ρ , мм	Ход эксцентрика s , мм
	$90^\circ < \gamma < 180^\circ$	$\frac{e \cdot \cos(\gamma - 90^\circ)}{0,5D + e \cdot \sin(\gamma - 90^\circ)}$	$\frac{0,5D + e \cdot \sin(\gamma - 90^\circ)}{\cos \alpha}$	$e[1 + \sin(\gamma - 90^\circ)]$
	180°	0	$0,5D / \cos \alpha$	e

Основные параметры круговых эксцентриков

Диаметр эксцентрика, D , мм	Эксцент- риситет, e , мм	Характе- ристика D/e	Угол поворота эксцентрика γ , град											
			60				90				120			
			s , мм	α , град	W , кН	s , мм	α , град	W , кН	s , мм	α , град	W , кН	s , мм	α , град	W , кН
32	1,7	18,80	0,85	5°33'	3,29	1,70	6°04'	3,02	2,55	4°49'	3,10			
40	2,0	20,00	1,00	5°13'	2,68	2,00	5°43'	2,47	3,00	4°43'	2,51			
50	2,5	20,00	1,25	5°13'	2,14	2,50	5°43'	1,97	3,75	4°43'	2,01			
60	3,0	20,00	1,40	5°13'	1,78	3,00	5°43'	1,64	4,50	4°43'	1,67			
65	3,5	18,55	1,75	5°39'	1,63	3,50	6°10'	1,48	5,25	5°02'	1,51			
70	3,5	20,00	1,75	5°13'	1,50	3,50	5°43'	1,41	5,25	4°43'	1,43			
80	4,0	20,00	2,00	5°13'	1,34	4,00	5°43'	1,23	6,00	4°43'	1,25			
80	5,0	16,00	2,50	5°34'	1,22	5,00	7°07'	1,14	7,50	5°49'	1,16			
100	5,0	20,00	2,50	5°13'	1,08	5,00	5°43'	0,99	7,50	4°33'	1,00			
100	6,0	15,55	3,00	5°17'	1,01	6,00	6°51'	0,93	9,00	5°56'	0,92			

3. ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА

Для закрепления металлорежущего инструмента разработаны и используются разнообразные зажимные устройства [5].

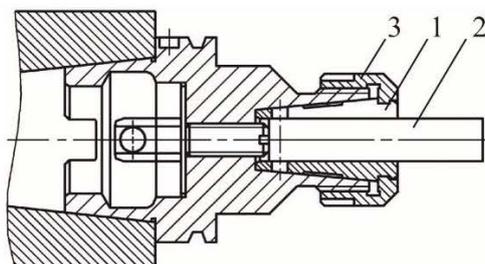


Рис. 3.1. Цанговый патрон

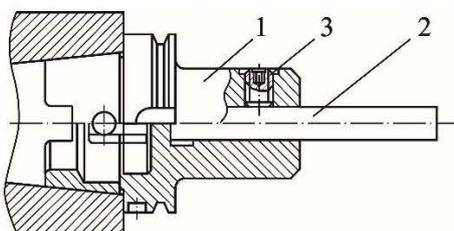


Рис. 3.2. Втулка с односторонним прижимом винтом

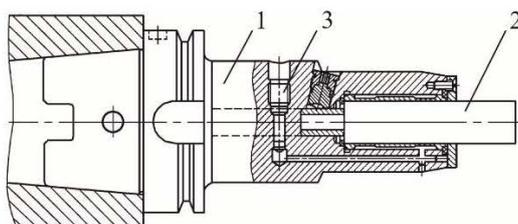


Рис. 3.3. Гидравлический патрон

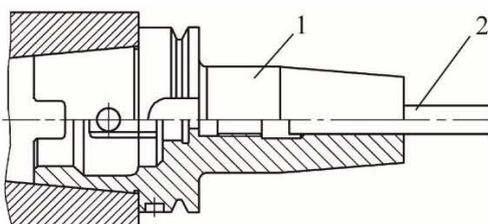


Рис. 3.4. Втулка с «термозажимом»

Далее рассматриваются типовые конструкции:

1) цанговый патрон (рис. 3.1); основными поверхностями являются наружная коническая поверхность и цилиндрическая внутренняя поверхность цанги 1 и цилиндрическая поверхность закрепляемого инструмента 2 (цилиндрический хвостовик), которые под воздействием натяжной гайки 3 создают силы трения для сопротивления крутящему моменту сил резания;

2) переходная втулка 1 с односторонним прижимом винтом 3 (рис. 3.2), в которой основной крепежной поверхностью является цилиндрическая поверхность закрепляемого инструмента, когда за счет давления винта возникают силы трения, которые сопротивляются моментам сил резания;

3) гидравлический патрон (рис. 3.3), аналогичен цанговому патрону, но на цилиндрической поверхности закрепляемого инструмента 2 трение создается за счет равномерного давления упругих стенок патрона, перемещающихся под действием давления жидкости, создаваемой винтом-плунжером 3;

4) втулка 1 с «термозажимом» (рис. 3.4), в которой закрепление основано на том, что после нагревания втулки в ее посадочное отверстие вставляется цилиндрический хвостовик инструмента 2, который после охлаждения закрепляется по «горячей посадке» с очень высоким коэффициентом трения.

При выборе зажимного устройства для закрепления инструмента руководствуются критериями [5], среди которых основными являются следующие:

- а) затраты времени на обслуживание;
 - б) габариты;
 - в) нагальный дисбаланс;
 - г) величина биения закрепленного инструмента;
 - д) податливость;
 - е) затраты на оборудование для сборки и разборки компоновок инструмента.
- Данные для оценки зажимных устройств приведены в табл. 3.1.

3.1. Цанговые патроны

Кроме кулачковых широко применяют цанговые патроны для крепления инструмента с цилиндрическим хвостовиком диаметром 2–40 мм.

Основным зажимным элементом таких патронов является цанга, определяющая собой точно изготовленную закаленную втулку с продольными прорезями. Цанга обладает пружинящими свойствами и обеспечивает точное центрирование инструмента.

Схема цангового зажима с одноугловой цангой, разрезанной с двух сторон, представлена на рис. 3.5. При вращении гайки 3 по резьбе корпуса 1 цанга 2 зажимает хвостовик 4.

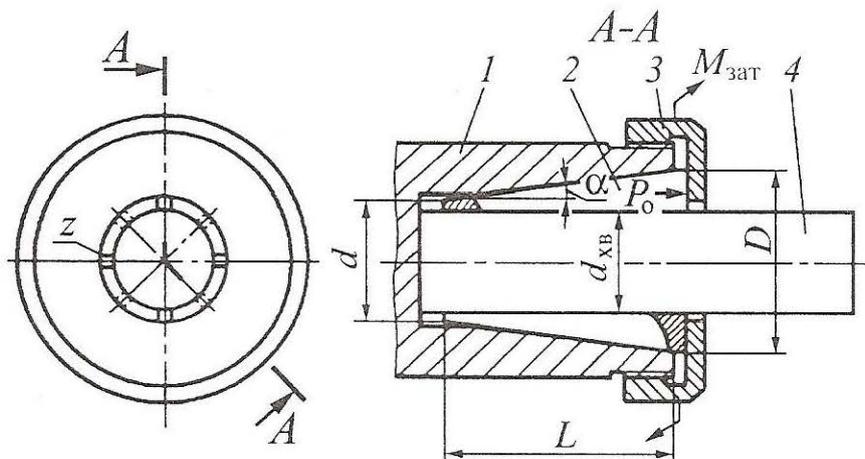


Рис. 3.5. Схема крепления инструмента в цанговом патроне

Таблица. 3.1

Оценка зажимных устройств для закрепления инструмента

Критерий	Вариант устройства			
	Цанговый патрон	Переходная втулка с одно-сторонним прижимом винтом	Гидравлический патрон	Втулка с термо-зажимом
Время обслуживания компоновки (среднее), мин	8	8	8	8
	1	1	1	1
Момент усилия сборки-разборки (среднее), кН·м	0,8	0,4	0,4	0,1
	0,5	1	1	4
Габариты (наружный диаметр), мм	98	80	85	50
	0,82	1	0,94	1,6
Диапазон размеров, обрабатываемых одним комплексом сменных накладок без перехода на другую систему закрепления, мм	50	14	14	14
	3,57	1	1	1
Использование возможностей станка (отношения максимально допускаемого вылета компоновки к максимальному, определяемому характеристикой станка), %	91	100	91	100
	0,91	1	0,91	1

Критерий	Вариант устройства			
	Цанговый патрон	Переходная втулка с односторонним прижимом винтом	Гидравлический патрон	Втулка с термозажимом
Дисбаланс, г·мм	2,5	8	2,0	1,5
	3,2	1	4	5,33
Биение контрольных оправок на вылете 50 мм, мм	0,0215	0,018	0,005	0,003
	0,84	1	3,6	6,0
Податливость, мм/кН	84	112	84	40
	1,33	1	1,33	2,8
Стоимость оборудования для обслуживания, тыс. руб.	20	5	40	600
	0,25	1	0,13	0,008

Примечание. В верхней строке — количественные значения, в нижней — относительные показатели.

Осевая сила затяжки P_o , кН, в цанговом патроне:

$$P_o = \frac{M_{\text{зат}}}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f_{\text{пр}} D}, \quad (3.1)$$

где d_2 — средний диаметр резьбы, мм; ψ и ρ_1 — соответственно угол подъема винтовой линии и приведенный угол трения резьбы; $M_{\text{зат}}$ — момент затяжки гайки, кН·мм; $f_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент трения в винтовой или шариковой паре; D — диаметр наружного торца цанги, мм.

Сила, направленная по нормали и конической поверхности, определяется из соотношения сил:

$$W = \frac{P_o}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg} \rho}, \quad (3.2)$$

где ρ — угол трения между коническими поверхностями цанги и корпуса.

Однако силу, сжимающую лепестки цанги, нельзя считать силой, зажимающей хвостовик инструмента. Необходимо учесть жесткость лепестков цанги и характер распределения сил по лепесткам цанги.

Одноугловая цанга после резания представляет кольцевую пружину, образованную упругими лепестками длиной t (рис.3.6).

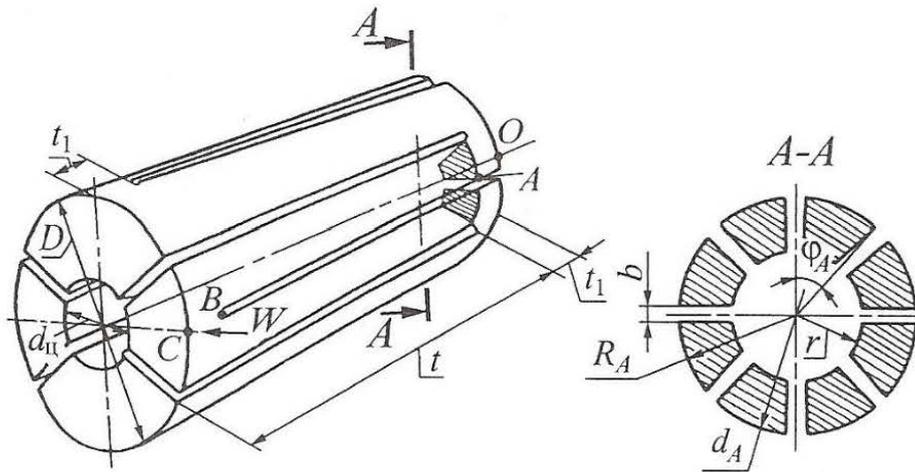


Рис. 3.6. Схема одноугловой цанги

Упругие свойства этой пружины определяются при рассмотрении отдельного лепестка, как балки на упругом основании. Возможно допущение, что зависимость перемещений лепестка от нагрузки имеет линейный характер:

$$\Delta = \frac{Wt^3}{NEI}, \quad (3.3)$$

где N — коэффициент линейной зависимости; E — модуль продольной упругости материала цанги, кН/мм²; I — момент инерции сечения лепестка цанги.

Момент инерции в сечении $A-A$ определяют по формуле:

$$I_A = 0,125(R_A^4 - r^4)(0,01745\varphi_A + \sin \varphi_A) - \left[\frac{\pi}{2}(R_A^2 - r^2) \frac{\varphi_A}{180} \left(\frac{4}{3} \frac{R_A^3 - r^3}{R_A^2 - r^2} \sin \frac{\varphi_A}{2} \frac{180}{\pi \varphi_A} \right)^2 \right], \quad (3.4)$$

где $r = \frac{d_{ш}}{2}$;

$$\varphi_A = \frac{360}{z} - \arcsin \frac{b}{2R_A}, \quad (3.5)$$

где z — количество разрезов в цанге.

Величину коэффициента N определяют, исходя из деформации лепестка цанги (рис. 3.7).

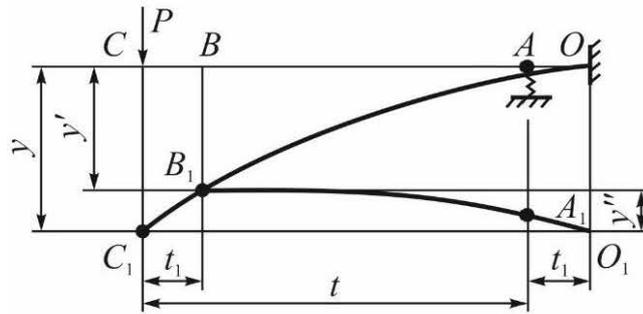


Рис. 3.7. Схема деформации лепестка цанги

Допуская, что фигуры являются треугольниками COC_1 и BOB_1 , устанавливается соотношение:

$$\frac{y}{y'} = \frac{(t-t_1)}{[t(1-\cos\varphi)+t_1]}. \quad (3.6)$$

Анализ этого выражения показывает, что жесткость лепестка цанги, разрезанной с двух сторон, меньше, чем жесткость аналогичного лепестка с глухой заделкой при одинаковой нагрузке.

Величину, обратную отношению (3.6), обозначают N . Для точки C величина N_C равна:

$$N_C = \frac{t(1-\cos\varphi)+t_1}{L}. \quad (3.7)$$

Номограмма значений коэффициента N_C , рассчитанных по (3.7), приведена на рис. 3.8, а значения осевого момента инерции I_A — на рис. 3.9.

Анализ выражений (3.4, 3.5, 3.7) показывает, что снижение жесткости лепестков позволяет увеличить передаваемый крутящий момент и расширить диапазон зажима одной цанги. Снизить жесткость лепестков можно следующим образом:

- а) уменьшить момент инерции сечения лепестков I_A путем уменьшения разности наружного и внутреннего диаметров цанги;
- б) уменьшить величину угла φ либо путем сверления или фрезерования отверстий в местах окончания прорези, либо путем увеличения числа прорезей z ;
- в) увеличить длину цанги L путем уменьшения конусности.

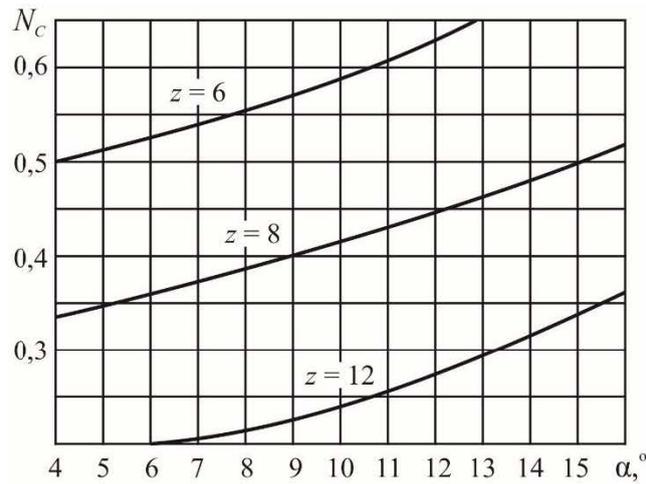


Рис. 3.8. Зависимость коэффициента N_C от величины угла конуса α цанги с различным количеством прорезей

Для крепления хвостовика инструмента необходимо, чтобы лепесток цанги переместился на величину:

$$\frac{\Delta}{2} = \frac{d_{ц} - d_{хв}}{2}, \quad (3.8)$$

где $d_{ц}$ — диаметр отверстия в цанге, мм; $d_{хв}$ — диаметр хвостовика инструмента.

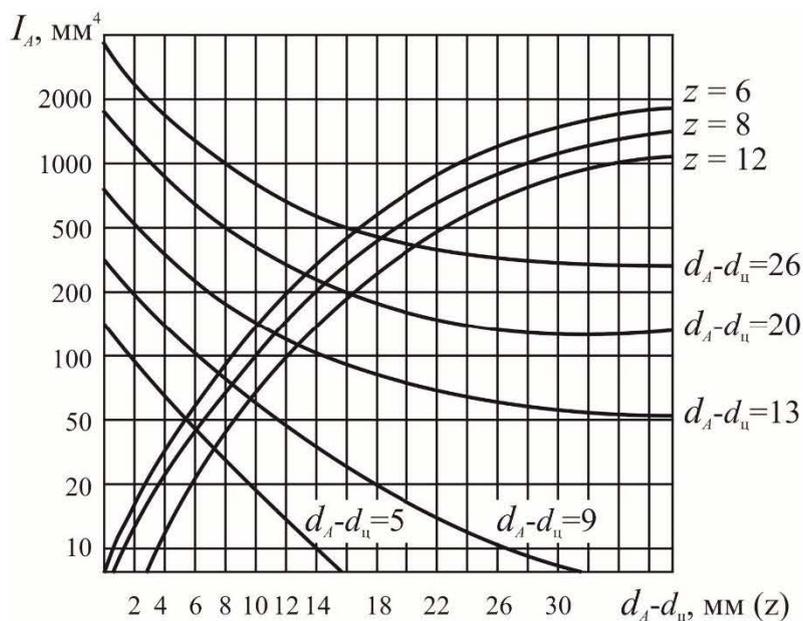


Рис. 3.9. Зависимость осевого момента инерции I_A сечений лепестков одноугловой цанги: а) от количества прорезей z ; б) от разности $d_A - d_{ц}$ в сечении $A-A$ (см. рис. 3.6)

Сила W_1 , создающая перемещение $\frac{\Delta}{2}$:

$$W_1 = \frac{NEIz\Delta}{L_k^3}, \quad (3.9)$$

где L_k — длина контакта цанги с корпусом, мм.

Для угловых зазоров $\Delta\alpha$, образующихся в конических соединениях, выполненных с точностью степеней АТ7 и АТ8, длина контакта L_k составляет приблизительно $(0,30-0,35)L$. С учетом распределения нагрузки по лепестку [2], сила зажима, действующая на хвостовик инструмента, равна:

$$Q = W_1 - \frac{1,5NEI_A\Delta z}{L_k^3}. \quad (3.10)$$

Удельное давление ρ_u в стыке хвостовик инструмента-отверстие цанги равно:

$$\rho_u = \frac{Q}{(\pi d_{xb} - bz)L}. \quad (3.11)$$

Такой стык можно рассматривать как цилиндрическое соединение с натягом, для которого передаваемый крутящий момент и осевая удерживающая сила могут быть определены по следующим соотношениям:

$$M_{кр} = \frac{\rho_u \pi d_{xb}^2 L \mu}{2}; \quad (3.12)$$

$$P_o = \rho_u \pi d_{xb} L \mu. \quad (3.13)$$

Величина коэффициента сцепления μ для цилиндрических внутренних поверхностей цанг без насечек равна 0,6–0,7 [3].

Зависимость передаваемого крутящего момента $M_{кр}$ от всех параметров имеет вид:

$$M_{кр} = \left\{ \frac{M_{заг}}{[tg(\alpha + \rho) + tg\rho] \left[\frac{d_2}{2} tg(\psi + \rho') + f_{тр} D \right]} - \frac{1,5NEI\Delta z}{L^3} \right\} \times \frac{\pi d_{xb} \mu}{2(\pi d_{xb} - bz)}. \quad (3.14)$$

На рис. 3.10 приведены значения $M_{кр}$, рассчитанные для цанговых патронов различных конструкций. Момент сил резания $M_{рез}$ рассчитан для высокопроизводительного сверления чугуна твердосплавными сверлами с коэффициентом запаса 1,5. Остальные параметры — см. в табл. 3.2.

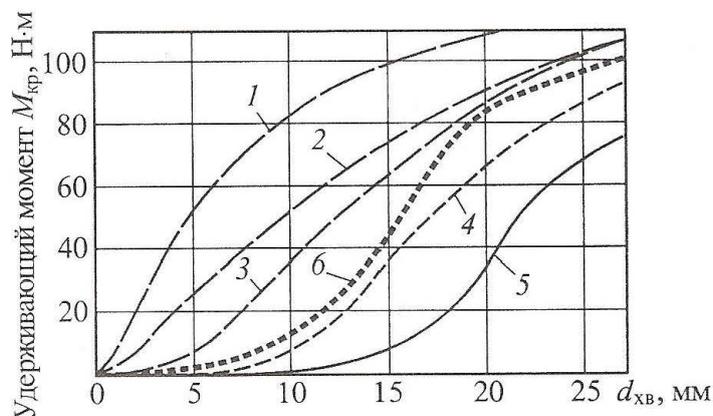


Рис. 3.10. Зависимость удерживающего момента $M_{кр}$ от диаметра $d_{хв}$ для разрезных цанг с различной конусностью:
 1 — 1:10; 2 — 1:7; 3 — 1:5; 4 — 1:3; 5 — $2\alpha = 30^\circ$; 6 — $M_{рез}$ (для сравнения)

Таблица 3.2

Расчетные параметры цангового патрона

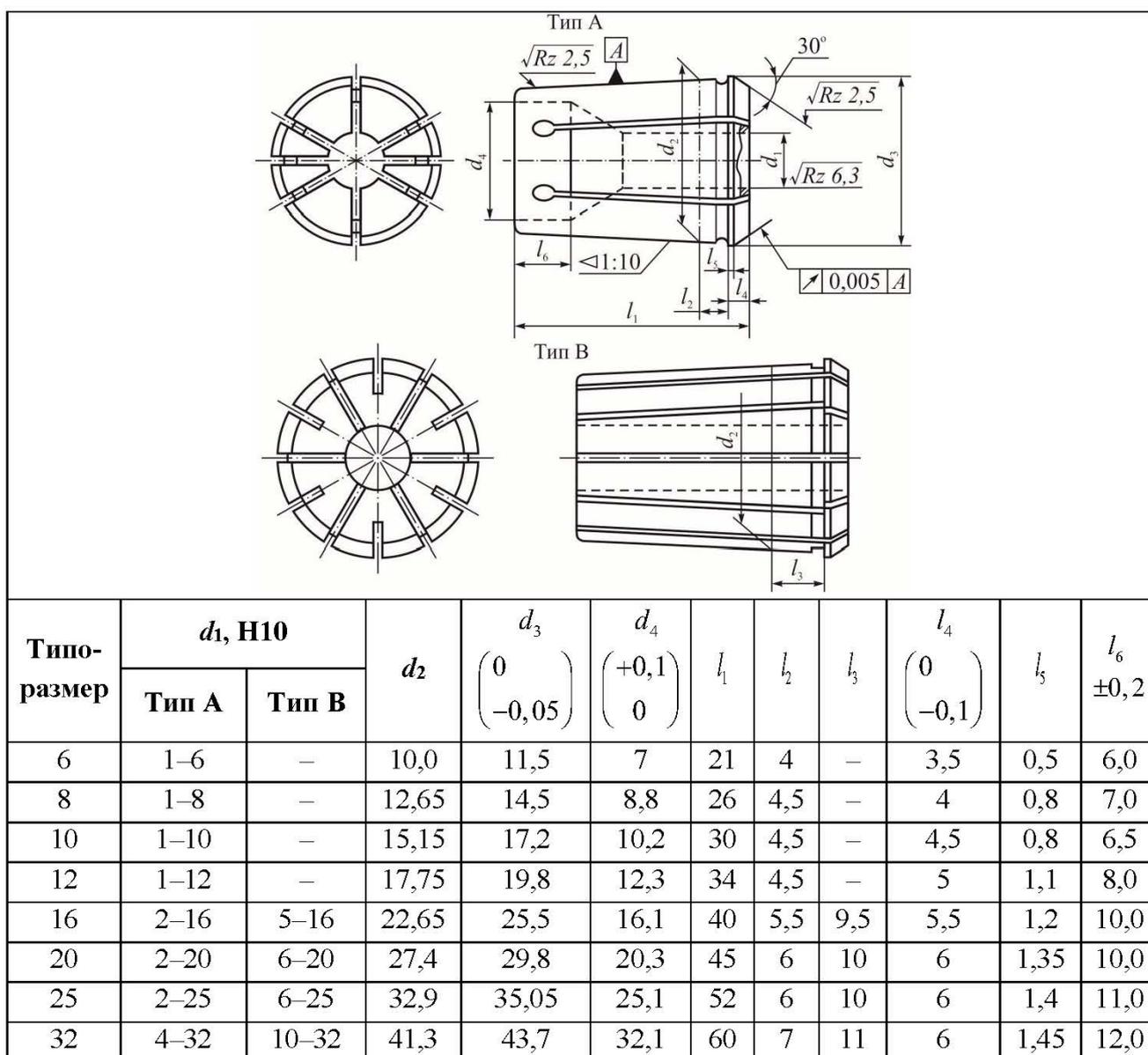
Параметр	Принятое значение	Примечание
Диапазон зажима патрона, мм	3–20	ГОСТ 10902-77
Диаметр d заднего торца цанги, мм	31	Толщина стенок не менее 3 мм
Диаметр D переднего торца цанги, мм	40	В соответствии с рядом нормальных размеров
Размер резьбы зажимной гайки, мм	M48×2	Конструктивно (резьба основного ряда)
Средний диаметр d_2 резьбы, мм	46,7	
Приведенный коэффициент трения $f_{пр}$	0,25	
Количество разрезов цанги z	8	
Коэффициент μ сцепления хвостовика инструмента с цангой	0,65	
Момент $M_{зат}$, приложенный к гайке механизма, Н·м	80	ГОСТ 21752-76

Расчеты показывают, что требования надежного закрепления инструмента с цилиндрическим хвостовиком удовлетворяют цанги с конусностью 1:7. Рекомендуемые в нормалях цанги с углом конуса $2\alpha = 30^\circ$ не обеспечивают надежное крепление сверл.

В связи с тем, что на металлорежущих станках номенклатура сверл охватывает почти все типоразмеры, включенные в стандарты, важно осуществить их крепление наименьшим числом цанг. Необходимо, чтобы диапазон зажима одной цанги был не менее 0,5 мм. Реализация такой конструкции возможна вследствие уменьшения момента инерции сечения лепестков цанги в заднем торце путем изготовления специальной расточки диаметром d_b , а также увеличением количества прорезей.

Таблица 3.3

Размеры цанг, мм



Указанные в табл. 3.3 цанги типа А применяются для хвостовиков инструмента одного диаметра $d_{\text{хв}} h10$, а цанги типа В — для хвостовиков инструмента в диапазоне размеров $d_{\text{хв}} - (d_{\text{хв}} - 0,5)$.

3.2. Патроны с односторонним прижимом винтами

Патроны с односторонним прижимом винтами применяют для установки и закрепления резцедержателей в револьверных головках токарных станков, для закрепления концевых фрез и сменных наладок в базовых агрегатах. Видоизмененные конструкции применяют в модульном расточном инструменте.

Принципиальная схема патрона показана на рис. 3.11, а. В корпусе 1 одним или двумя винтами 3 к одной стороне отверстия прижат цилиндрический хвостовик 2. Для надежного контакта с винтами хвостовик имеет лыски глубиной h .

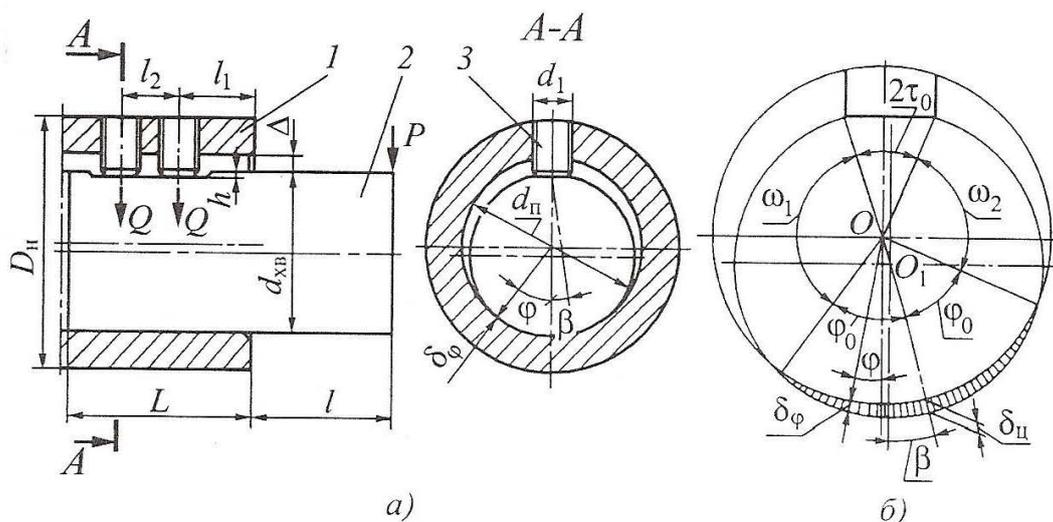


Рис. 3.11. Схема патрона с односторонним прижимом крепежных элементов

Сила закрепления Q , приложенная к хвостовику инструмента, определяется по зависимости:

$$Q = \frac{nM_{\text{зат}}}{d_1[\text{tg}(\psi + \rho) + f_{\text{пр}}]}, \quad (3.15)$$

где $M_{\text{зат}}$ — крутящий момент сил, необходимых для закрепления инструмента, кН·мм; d_1 — диаметр зажимного винта, мм; n — количество зажимных винтов;

$f_{\text{пр}}$ — коэффициент трения по опорной поверхности винта; ψ — угол подъема резьбы, град; ρ — угол трения в подвижных соединениях, град.

Упрощенная формула для расчета Q при зажиме одним винтом:

$$Q = \frac{10M_{\text{зат}}}{d_1}. \quad (3.16)$$

Диаметр d_1 зажимных винтов в зависимости от требуемой величины силы Q определяется по зависимостям, показанным на рис. 3.12.

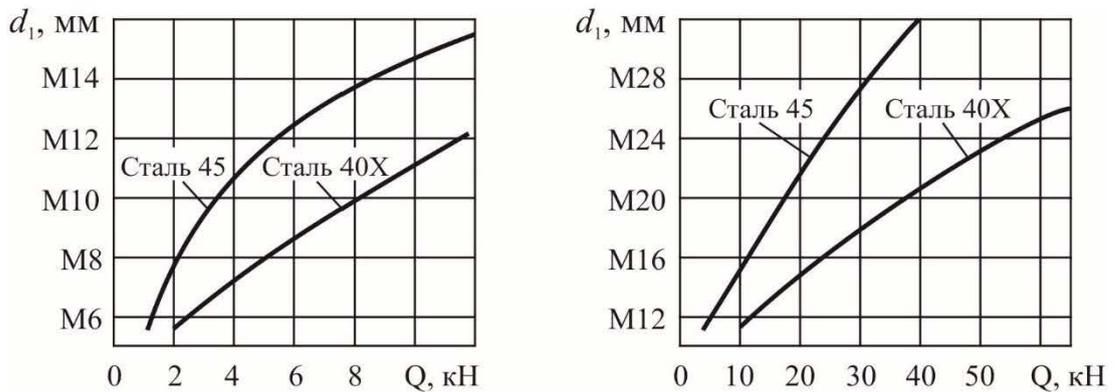


Рис. 3.12. Выбор диаметра d_1 зажимного винта в зависимости от требуемой силы закрепления Q и материала винта

При завинчивании зажимных винтов происходит упругое смещение хвостовика относительно корпуса на величину $\delta_{\text{ц}}$. В произвольном радиальном сечении под углом φ контактные деформации δ_{φ} (см. рис. 3.11, б):

$$\delta_{\varphi} = \delta_{\text{ц}} \cos \varphi - \frac{\Delta}{2}. \quad (3.17)$$

Для определения неизвестных $\delta_{\text{ц}}$ и φ_0 необходимо решить систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{4\Delta}{d_{\text{хв}}} = \left(1 + \frac{2\delta_{\text{ц}}}{\Delta}\right) \left(\frac{\varphi_0}{180} \pi - \cos \varphi_0 \sin \varphi_0\right) \\ \frac{2\delta_{\text{ц}}}{\Delta} = \frac{1 - \cos \varphi_0}{\cos \varphi_0} \end{cases}, \quad (3.18)$$

где φ_0 — половина дуги контакта:

$$\cos \varphi_0 = \frac{\Delta}{2\delta_u + \Delta}. \quad (3.19)$$

Решение позволяет определить зависимость дуги контакта $2\varphi_0$ от величины Δ для различных d_{XB} . Дуга $2\varphi_0$ смещена относительно осей винтов на угол β (рис. 3.13).

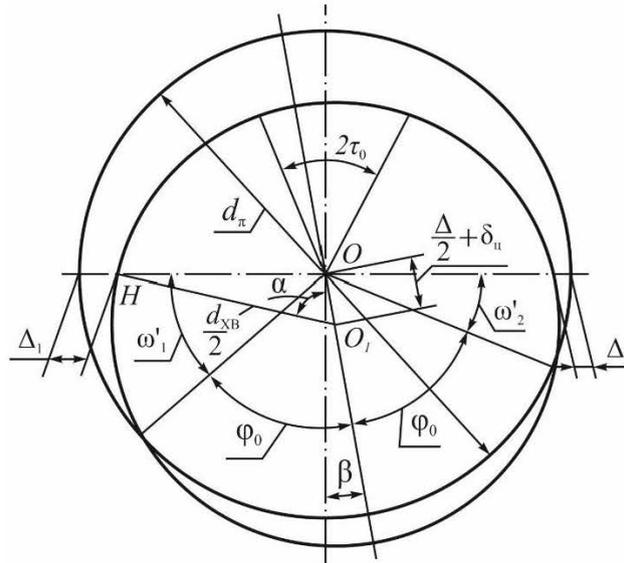


Рис. 3.13. Схема расчета зазоров в цилиндрическом соединении

$$\beta = \arcsin \frac{T}{Q} = \arcsin \left\{ \operatorname{tg} \psi \left[\frac{f_{\text{пр}}}{\operatorname{tg}(\psi + \rho)} \right] \right\}, \quad (3.20)$$

где T — сила трения:

$$T = M_{\text{звт}} \frac{2 \operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho) d_1}. \quad (3.21)$$

Угол $2\tau_0$ определяется из соотношения:

$$2\tau_0 = \operatorname{arctg} \frac{d_1}{(d_{XB} - h)}. \quad (3.22)$$

Углы ω_1 и ω_2 определяются из равенства:

$$\omega_1 + \omega_2 = 360^\circ - 2\varphi_0 - 2\tau_0. \quad (3.23)$$

В пределах рассматриваемого соединения имеются зоны с двумя различными по характеру натягами и двумя зазорами Δ_1 и Δ_2 .

Зазоры Δ_1 и Δ_2 в пределах дуг ω_1 и ω_2 определяются из косоугольного треугольника OO_1H (см. рис. 3.13):

$$\Delta_1 = \frac{d_{\text{п}}}{2} - \left[\frac{d_{\text{хв}}^2}{4} + \left(\frac{\Delta}{2} + \delta_{\text{ц}} \right)^2 - d_{\text{хв}} \left(\frac{\Delta}{2} + \delta_{\text{ц}} \right) \cos \alpha \right]. \quad (3.24)$$

Из-за малости величины $\left(\frac{\Delta}{2} + \delta_{\text{ц}} \right)$ можно приближенно считать:

$$\cos \alpha \approx \cos[180^\circ - (\omega_1' + \varphi_0)] = -\cos(\omega_1' + \varphi_0), \text{ тогда:} \quad (3.25)$$

$$\Delta_1 = \frac{d_{\text{п}}}{2} - \left[\frac{d_{\text{хв}}^2}{4} + \left(\frac{\Delta}{2} + \delta_{\text{ц}} \right)^2 + d_{\text{хв}} \left(\frac{\Delta}{2} + \delta_{\text{ц}} \right) \cos(\omega_1' + \varphi_0) \right]^{0,5}; \quad (3.26)$$

$$\Delta_2 = \frac{d_{\text{п}}}{2} - \left[\frac{d_{\text{хв}}^2}{4} + \left(\frac{\Delta}{2} + \delta_{\text{ц}} \right)^2 + d_{\text{хв}} \left(\frac{\Delta}{2} + \delta_{\text{ц}} \right) \cos(\omega_2' + \varphi_0) \right]^{0,5}. \quad (3.27)$$

При нагруженной силой P в направлении дуги контакта $2\varphi_0$ происходит упругое смещение хвостовика, которое можно рассматривать как смещение в цилиндрическом соединении с предварительным натягом.

Давление $p_{\text{нmax}}$ от действия внешней силы P определяется с учетом контакта цилиндрического хвостовика с корпусом патрона по дуге $2\varphi_0$:

$$p_{\text{нmax}} = \frac{P(L+3l)}{L^2 d_{\text{хв}} \sin \varphi_0}, \quad (3.28)$$

где P , L и l — см. рис. 3.11, а.

С учетом того, что величина предварительного натяга $\delta_{\text{ц}}$ значительна и соизмерима с величиной упругих контактных деформаций от внешней нагрузки, то упругое контактное перемещение равно:

$$\delta_1 = K p_{\text{нmax}}, \quad (3.29)$$

где

$$K = \frac{C_2}{2P_{ц\max}}; \quad (3.30)$$

$$P_{ц\max} = P_{ц\text{ср}} \frac{2(1 - \cos \varphi_0)}{\frac{\varphi_0}{180^\circ} \pi - \sin \varphi_0 \cos \varphi_0}; \quad (3.31)$$

$$C_2 = \frac{D_H^2 + d_{XB}^2}{D_H^2 - d_{XB}^2} + 0,3; \quad (3.32)$$

$$P_{ц\text{ср}} = \frac{Q}{d_{XB}}. \quad (3.33)$$

Упругие объемные деформации δ_2 приближенно могут быть рассчитаны по формуле:

$$\delta_2 = \frac{Q(C_2 + 0,7)}{2E \sin \varphi_0}. \quad (3.34)$$

Суммарные деформации определяем по формуле:

$$\delta_\Sigma = \sqrt[3]{(\delta_1^{1,5} + \delta_2^{1,5})^2}. \quad (3.35)$$

Угол поворота в начале стыка может быть определен из соотношения:

$$\theta = \frac{\delta_\Sigma}{l_{\text{пов}}}, \quad (3.36)$$

где $l_{\text{пов}}$ — расстояние от начала стыка до начала поворота хвостовика инструмента. Краевой эффект может не учитываться, так как реальные детали имеют достаточно большие фаски.

Выражение для определения угла поворота θ в цилиндрическом соединении с односторонним прижимом винтами от внешней силы резания P (см. рис. 3.11, а):

$$\theta = \frac{P(L+3l)}{2d_1L^2 \sin \varphi_0} \left\{ \left(\frac{1}{d_{XB}} \right)^{3/2} + \left[\frac{1}{\left(1 + \frac{d_{XB}^2}{D_H^2} \right) E} \right]^{3/2} \right\}^{1/2}. \quad (3.37)$$

Анализ выражения (3.37) показывает, что на величину угла поворота θ в значительной степени влияют диаметр соединения, диаметр зажимных винтов, повышение жесткости, величина зазора в соединении и наружный диаметр патрона.

Так, увеличение диаметра D_n с 60 до 80 мм и диаметра d_1 зажимных винтов с 10 до 16 мм при одинаковых длине и диаметре соединения дает уменьшение угла поворота θ на 25 %. Расстояние l_1 должно стремиться к минимуму, а l_2 — к максимуму (см. рис. 3.11).

Зависимость угла поворота θ от направления нагружающей стык силы относительно плоскости, в которой расположены оси зажимных винтов, показана на рис. 3.14, отсчет угла η — на рис. 3.15.

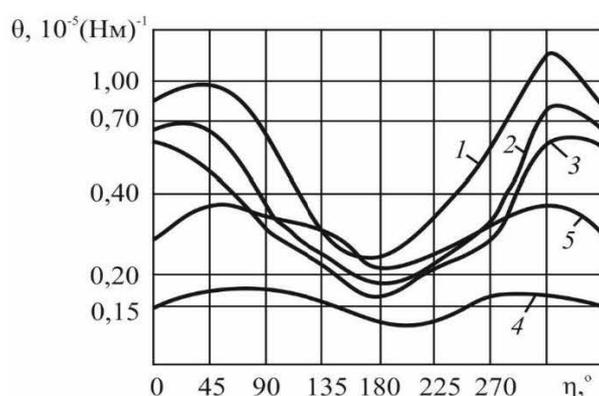


Рис. 3.14. Зависимость угла поворота θ в соединениях инструмента с цилиндрическим хвостовиком: а) диаметром 40 мм: 1 — $\Delta = 0,098$ мм; 2 — $\Delta = 0,048$ мм; 3 — $\Delta = 0,032$ мм; 4 — $\Delta = 0,014$ мм; б) диаметром 32 мм: 5 — $\Delta = 0,014$ мм

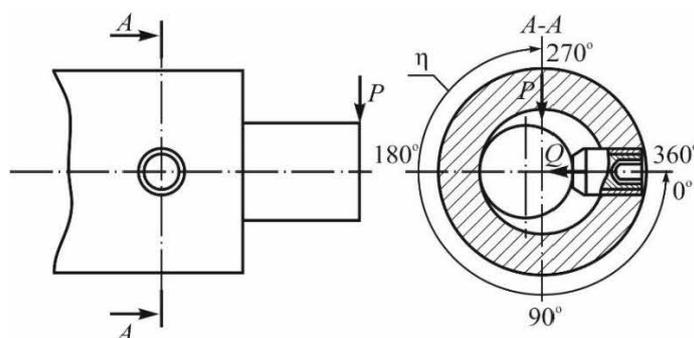
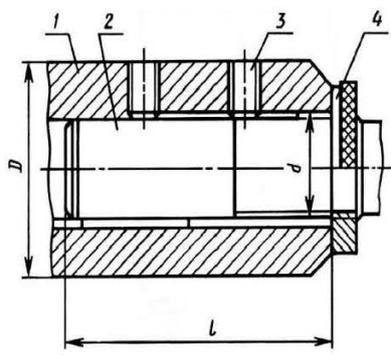


Рис. 3.15. Отсчет угла η между P и Q

При разработке вариантов приспособлений для закрепления на различных типах автоматизированного оборудования для соединения базовых агрегатов и сменных наладок применяют цилиндрическое соединение с односторонним прижимом винтами с размерами, принятыми для регулируемого крепления сменных наладок инструмента в шпинделях агрегатных станков и автоматических линий (табл. 3.4).

Размеры цилиндрического соединения, мм



1 — шпиндель; 2 — хвостовик; 3 — зажимные винты; 4 — регулировочная гайка

D (H7)	D	l	Диапазон регулировки по длине
28	50	78	20
36	63	106	32
48	80	126	45

На станках с ЧПУ применяют патроны по DIN 1835 FORM E / DIN 6535 FORM HE (табл. 3.5).

3.3. Гидравлические патроны

В гидравлических патронах используется давление гидравлической жидкости (рис. 3.16). В корпусе 1 патрона выполнены полости 6 и каналы 4, которые заполнены специальной гидравлической жидкостью. Плунжер 2, управляемый винтом 8, создает гидравлическое давление, которое деформирует мембрану 5, в результате чего происходит закрепление цилиндрического хвостовика инструмента, положение которого предварительно регулируется винтом 3, перемещаемым от поворота винта 7.

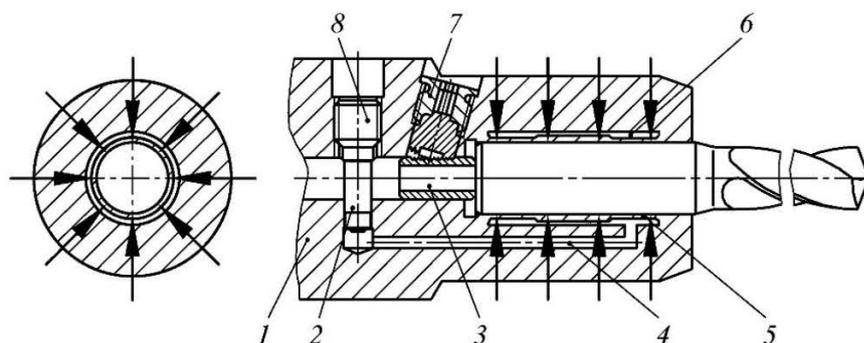


Рис. 3.16. Схема гидравлического патрона

Размеры патронов с односторонним прижимом винтами, мм

Конус 7:24	d_1	A	l_3	D	L	d_1	$M_{зат}, Н·м$
40	6	50	30	25	118,4	M6	5
	8		39	28		M8	12
	10		44	35		M10	16
	12		47	42		M12	23
	14	63	44	44	M14		
	16		47	48		131,4	
	18	49	50	168,4	M16		30
	20	54	52		M18	35	
	25	100	58	63	M20	40	
	32		72	50		M6	5
6	63	30	25		164,7	M8	12
8		39	28			M10	16
10		44	35				
12		47	42			M12	23
14	63	44	44		M14		
16		47	48			181,7	M16
18	49	50	201,7		M18		
20	54	52				M20	40
25	80	58	65		M20		
32	100	72	72				

Передаваемый гидравлическим патроном крутящий момент $M_{кр}$ сопоставим по величине с этим параметром цангового патрона (рис. 3.17).

Основные размеры гидравлических патронов приведены в табл. 3.6.



Рис. 3.17. Зависимости крутящего момента $M_{зат}$:
 1 — от диаметра закрепляемого хвостовика;
 2 — справочно — момент сил резания при фрезеровании

Таблица 3.6

Основные размеры гидравлических патронов, мм

HSK	d_1	d_2	d_3	l_1	l_2	l_3	l_4	$M_{зат}$, Н·м	Диапазон зажима, мкм
50A	6	25,7	40	80	35	27	54	12	25
	8	27,7		85	36	31	58	30	31
	10	29,7		90	41	36	64	40	36
	12	31,6		90	47	36	64	70	39
63A	6	25,7	50	80	33,0	27	54	12	25
	8	27,7		80	33,5	27	54	30	31
	10	29,7		85	39,0	31	59	40	36
	12	31,6		90	44,5	36	64	70	39
	14	33,6		90	46,0	36	64	100	46
	16	37,6		95	51,5	39	69	135	52
	18	39,6		95	52,0	39	69	180	59
	20	41,6		100	58,0	41	74	220	62
	25	49,6		120	51,0	46	94	500	82
	32	59,6		125	59,0	50	99	700	105

3.4. Патроны с термозажимом

Патроны с термозажимом применяются для соединения по «горячей» посадке, хорошо известной как посадка с натягом типа H7/p6, H7/n6, образуемой при соединении нагретых деталей, например, бандажей колесных пар.

Действие патронов с термозажимом основано на том, что при нагревании посадочное отверстие увеличивается в диаметре.

Одним из практических вариантов использования «горячих» посадок является нагрев патронов токами высокой частоты (ТВЧ).

В специальных устройствах (рис. 3.18) производится нагрев патрона с помощью индукционной катушки.

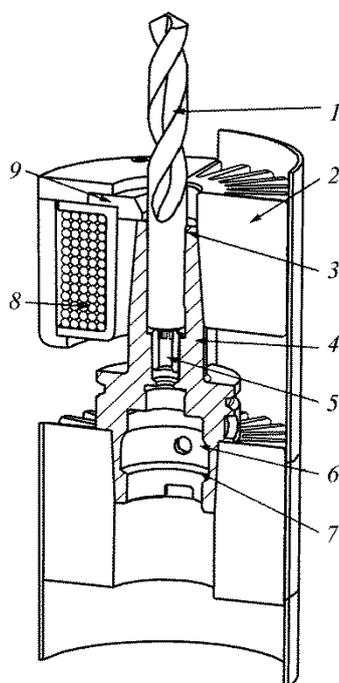


Рис. 3.18. Схема устройства для термозажима:

- 1 — зажимаемый инструмент; 2 — радиатор воздушного охлаждения;
- 3 — расточка для снятия «краевого» эффекта; 4 — патрон; 5 — регулировочный винт;
- 6 — хвостовик патрона типа HSK; 7 — заплечники для АСИ на станке;
- 8 — индукционная катушка; 9 — специальный отражатель

Одна и та же индукционная катушка используется для инструмента с хвостовиком диаметром от 3 до 32 мм. Время разогрева 3–5 с, охлаждение — 30 с, если применяется специальное охлаждение. Устройства могут быть оборудованы для групповой подготовки инструмента.

Концентрированное магнитное поле, изменяющееся с высокой частотой, создает вихревые токи в материале патрона, что обеспечивает короткое время

нагрева узкой зоны зажима. Из-за высокой скорости нагрева передача тепла в хвостовик инструмента очень незначительна. Это дает возможность извлекать твердосплавный инструмент из патрона так же хорошо, как и инструмент из стали с коэффициентом теплового расширения, одинаковым с материалом патрона.

Хвостовик закрепляемого инструмента вставляется в расширенное отверстие патрона (рис. 3.19, а). При охлаждении до комнатной температуры диаметр отверстия патрона возвращается к нормальному размеру, при этом возникают очень большие зажимные усилия (рис. 3.19, б).

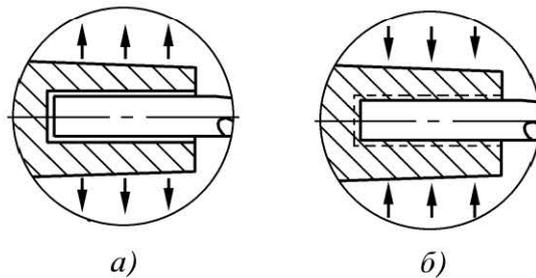


Рис. 3.19. Закрепление инструмента в патроне с термозажимом:
а — нагрев; б — охлаждение

Если закрепление осуществляется в диапазоне упругих деформаций материала патрона, то оно может быть повторено многократно (до 5 000 раз). При раскреплении инструмента в зоне, ограниченной участком сопряжения патрона и хвостовика закрепляемого инструмента, нагревание до температуры 300–350 °С возможно менее чем за 10 с (рис. 3.20).

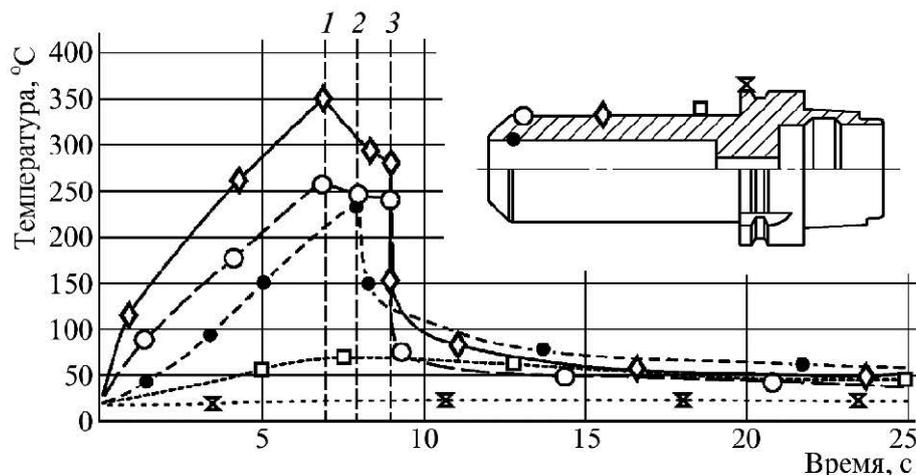


Рис. 3.20. Изменение температуры патрона за цикл термозажима:
1 — начало нагрева; 2 — закрепление инструмента; 3 — начало охлаждения

После извлечения режущего инструмента патрон охлаждается достаточно быстро, чему способствует относительно большая масса патрона. Инструмент при этом практически не нагревается.

Удерживающие силы, возникающие в результате охлаждения патрона с термозажимом, значительно больше, чем в других известных устройствах для закрепления инструмента.

Более того, по уровню вибраций образующаяся система закрепления равноценна цельному инструменту той же конфигурации. Точность установки по параметру концентричности при таком методе почти аналогична цельному инструменту. Перемещение закрепленного инструмента вдоль оси вращения при фрезеровании, которое является серьезным недостатком цанговых патронов, практически исключается при закреплении по «горячей» насадке.

В случае сборки с нагревом патрон (охватываемая деталь) должен быть нагрет до температуры t_{d_2} , °C:

$$t_{d_2} = \frac{N_{\max} + S_{сб}}{\alpha d_2} + t_{сб}, \quad (3.38)$$

где $S_{сб}$ — минимально необходимый зазор для сборки, м; N_{\max} — максимально допускаемый натяг, м; $t_{сб}$ — температура перемещения сборки, °C; α — коэффициент линейного расширения материала патрона при нагреве, 1/°C; d_2 — наружный диаметр патрона, м.

Экономически целесообразно подвергать патроны многократному монтажу, поэтому возникающие деформации должны быть упругими и не должны переходить в область упругопластических.

С другой стороны, посадка должна иметь такой натяг, чтобы обеспечивать надежность закрепления, т.е. отсутствие перемещения режущего инструмента под действием внешних нагрузок.

Исходя из первого условия, необходимо ограничить натяг величиной N_{\max} , при которой еще отсутствуют пластические деформации. Исходя из второго условия, создают натяг N_{\min} , требуемый для передачи внешних нагрузок.

Для определения размеров патрона с «термозажимом» (рис. 3.21) по заданному значению внешних нагрузок $M_{кр} \leq 0,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $P_o \leq 2 \text{ кН}$ и номинальному размеру соединения $d_{нс}$ определяют требуемое удельное контактное давление p , Н/м²:

$$[P] = \frac{2M_{кр}}{\pi d_{н.с}^2 l f_{тр}}, \quad (3.39)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, стремящийся повернуть инструмент относительно втулки, Н·м; l — длина контакта сопрягаемых поверхностей, м; $f_{тр}$ — коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки; $d_{н.с}$ — номинальный диаметр сопряжения, м.

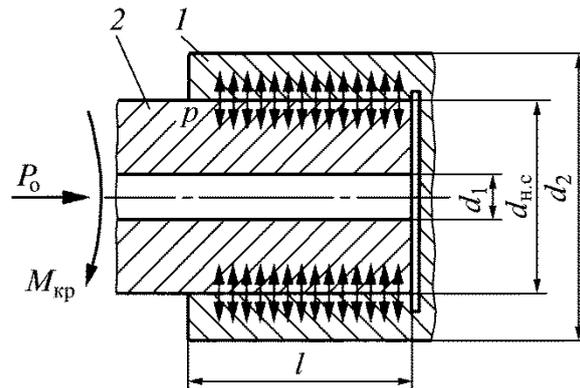


Рис. 3.21. Схема соединения патрона 1 и инструмента 2

По значениям p определяется величина минимального требуемого натяга $N_{мин}$, м, при условии, что $d_1 = 0$:

$$[N_{мин}] = [P] d_{н.с} \left(\frac{C_2}{E_2} \right) + \gamma_{ш} + \gamma_t + \gamma_{ц}, \quad (3.40)$$

где $C_2 = 1 + \left(\frac{d_{н.с}}{d_2} \right)^2 / \left(1 - \left(\frac{d_{н.с}}{d_2} \right)^2 \right)$; $\gamma_{ш}$ — поправка, учитывающая смятие шероховатостей контактных поверхностей при первичном закреплении:

$$\gamma_{ш} = 1,2(Rz_1 + Rz_2), \quad (3.41)$$

Rz_1 — высота микронеровностей на поверхности охватываемой детали;
 Rz_2 — высота микронеровностей на поверхности охватывающей детали;
 γ_t — поправка, учитывающая различие рабочей температуры инструмента $\Delta t_{д.н.с}$ и температуры патрона Δt_{d_2} :

$$\gamma_t = d_{\text{н.с}} (\alpha_1 \Delta t_{d_1} - \alpha_2 \Delta t_{d_2}), \quad (3.42)$$

α_1, α_2 — коэффициенты линейного расширения материалов инструмента;
 $\gamma_{\text{ц}}$ — поправка, учитывающая ослабление натяга под действием центробежных сил при вращении инструмента:

$$\gamma_{\text{ц}} = \frac{v^2 d_{\text{н.с}} \rho}{64} \left(\frac{3 + \mu}{E_2} \right), \quad (3.43)$$

где v — окружная скорость на наружной поверхности патрона, м/с; ρ — плотность материала, кг/м³; E_2 — модуль упругости охватывающей детали, ГПа; μ — коэффициент Пуассона (0,25–0,3).

Далее определяется максимально допускаемое удельное контактное давление $[p_{\text{max}}]$, при котором еще отсутствует пластическая деформация, Н/м²:

$$[p_{\text{max}}] = 0,58 \sigma_{\text{т2}} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{н.с}}}{d_2} \right)^2 \right], \quad (3.44)$$

где $\sigma_{\text{т2}}$ — предел текучести материала втулки, Н/м².

После этого находят величину наибольшего расчетного натяга N'_{max} , м, и величину максимально допускаемого натяга $[N_{\text{max}}]$ с учетом поправок к величине N'_{max} :

$$N'_{\text{max}} = [p_{\text{max}}] d_{\text{н.с}} \left(\frac{C_2}{E_2} \right); \quad (3.45)$$

$$[N_{\text{max}}] = N'_{\text{max}} (\gamma_{\text{уд}} + \gamma_{\text{ш}} + \gamma_t), \quad (3.46)$$

где $\gamma_{\text{уд}}$ — коэффициент, учитывающий рост давления у торца патрона.

На основе рассчитанных величин минимально требуемого и максимально допускаемого натягов могут быть выбраны соответствующее поле допуска и посадка с соблюдением условий $N_{\text{max}} \leq [N_{\text{max}}], N_{\text{min}} > [N_{\text{min}}]$.

Далее можно определить необходимую температуру нагрева t_{d_2} патрона по формуле (3.38).

Так как стандартные фрезы имеют цилиндрические хвостовики с диаметром $d_{\text{н.с}}$ по нормальному ряду размеров и с размером $d_1 = 0$, то наружный диаметр d_2 может быть оптимизирован исходя из соотношения d_2 и $d_{\text{н.с}}$, удовлетворяющего нижеприведенным условиям.

При «термозажиме» расширение патрона и инструмента происходит не свободно, поэтому возникают тепловые напряжения, которые зависят от наружных и внутренних размеров системы по соотношениям:

$$\sigma_r = \frac{kA}{2} \left(\ln \frac{b}{r} - \frac{a^2}{r^2} \frac{b^2 - r^2}{b^2 - a^2} \ln \frac{b}{a} \right) - \frac{k}{2r^3} \frac{(b^2 - r^2)(r^2 - a^2)}{a^2 + b^2} (C_1 \cos \theta + D_1 \sin \theta); \quad (3.47)$$

$$\tau_r = -\frac{k}{2r^3} \frac{(b^2 - r^2)(r^2 - a^2)}{a^2 + b^2} (C_3 \sin \theta + D_1 \cos \theta); \quad (3.48)$$

$$\sigma_\theta = \frac{kA}{2} \left(\ln \frac{b}{r} - \frac{a^2}{r^2} \frac{b^2 + r^2}{(b^2 - a^2)} \ln \frac{b}{a} \right) - \frac{k}{2r^3} \frac{4a^2 r^2 - (3r^2 - b^2)(r^2 + a)}{a^2 + b^2} (C_3 \cos \theta + D_1 \sin \theta); \quad (3.49)$$

где $k = \frac{E_2}{(1-\mu)}$, ГПа; $b = d_2 / 2$ — наружный радиус, м; $a = d_{\text{н.с}} / 2$ — внутренний радиус, м; r — текущий радиус, мм; A — длина окружности радиуса a , м; C_3 и D_1 — константы интегрирования; θ — угол поворота текущего радиуса r .

Положительные тепловые напряжения на внутренней поверхности патрона соответствуют условию зажима хвостовика инструмента.

Для определения знака тепловых напряжений на внутренней поверхности патрона в выражениях (3.47, 3.48 и 3.49) вместо текущего радиуса r принимают радиус внутренней поверхности цилиндра a , тогда

$$\sigma_{\theta=360^\circ}^{r=a} = \pi k a \left[\ln \frac{b}{a} \left(1 + \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right) + 1 \right] - \frac{k}{a} \frac{b^2 - a^2}{b^2 + a^2}. \quad (3.50)$$

Расчет тепловых напряжений σ_θ на внутренней поверхности патрона от величин внутреннего диаметра $d_{\text{н.с}}$ и наружного диаметра d_2 показывает, что

тепловые напряжения в такой системе не имеют отрицательных значений. Более того, имеется максимум тепловых напряжений и соответствующих сил, определяемый соотношением $d_2/d_{н.с} = 3,0-3,8$.

При заданной величине контактного давления p_{max} толщина стенки патрона u определяется по формуле:

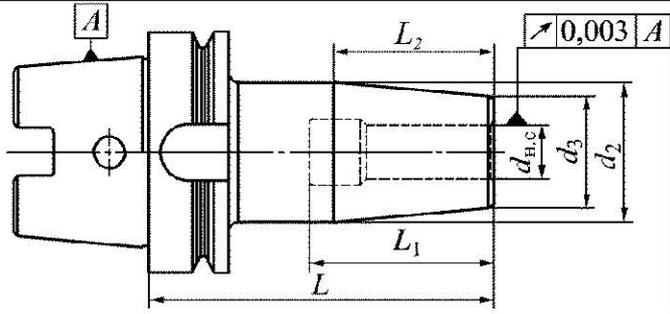
$$u = \frac{\alpha_2 E_2 t_{d_2}}{p_{max}}, \quad (3.51)$$

тогда $d_2 = d_{н.с} + 2u$.

На основании этих расчетов предложены размеры переходной втулки, приведенные в табл. 3.7.

Таблица 3.7

Рекомендуемые размеры, мм, патронов для термозажима



$d_{н.с.}, P6$	d_2	d_3	L_1	L для хвостовиков			
				HSK 32	HSK 40	HSK 50	HSK 63
6	27	20	36	70	80	80	80
8						85	85
10	34	24	42	-	90	90	90
12						95	95
14	48	27	47	-	-	100	100
16						115	115
18	68	33	50	-	-	120	120
20						135	135
25	85	44	58	-	-	150	150
32						165	165

Примечание. Размеры d_2 и d_3 сгруппированы для унификации.

Основные параметры нагрева патрона токами ТВЧ:

1. Толщина нагреваемого слоя l_1 .
2. Время нагрева t .
3. Удельная мощность нагрева (не более 500 Вт/см^3), необходимая для нагрева патрона на заданную глубину за время 5–10 с.
4. Частота тока.
5. Температура нагрева t_{d_2} (до $300\text{--}350 \text{ }^\circ\text{C}$).

Соотношения между основными параметрами нагрева представлены на рис. 3.22.

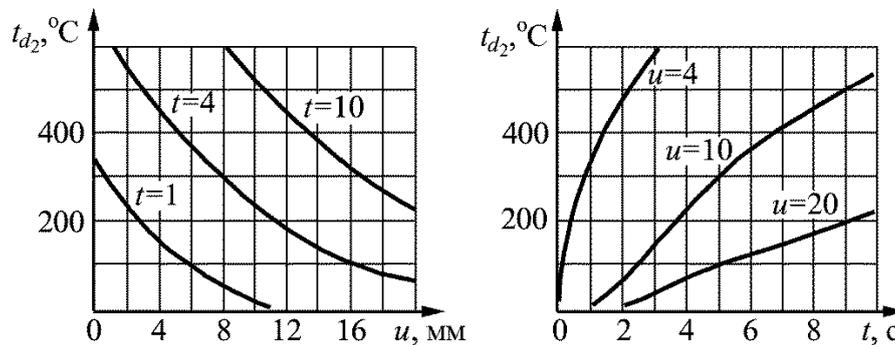


Рис. 3.22. Соотношение между основными параметрами нагрева

При заданной толщине стенок u оптимальная с точки зрения КПД установки ТВЧ частота тока F , с^{-1} , определяется по формуле:

$$F = \frac{P_{\max}}{ud_2} 8,6 \cdot 10^5. \quad (3.52)$$

Конфигурацию нагретого слоя определяют по геометрическим размерам индуктора и по соотношению между удельной мощностью и длительностью нагрева. В одном и том же индукторе и при одной и той же частоте тока можно получить совершенно различные очертания нагретого слоя, варьируя длительность нагрева.

На рис. 3.23 показана форма нагретого слоя боковой поверхности патрона l с вставленным хвостовиком 2 при высоте индуктора $h_1 = l - 2S_{\text{сб}}$. При этом нагретый слой имеет толщину l_1 на длине соединения h_1 .

Чтобы получить большое значение отношения длины активной части проводника индуктора к его ширине и тем самым обеспечить высокий КПД нагрева системы, необходимо использовать многовитковые конструкции (рис. 3.24).

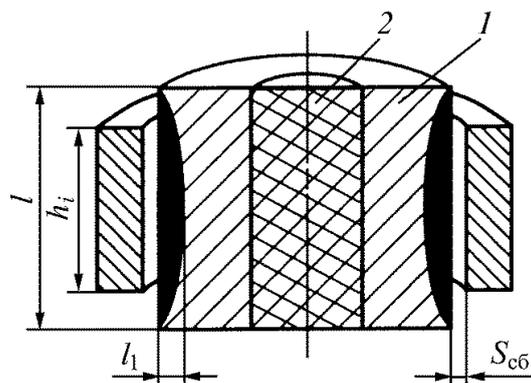


Рис. 3.23. Форма нагретого слоя в зависимости от соотношения размеров индуктора и нагреваемой сборки «патрон — инструмент»

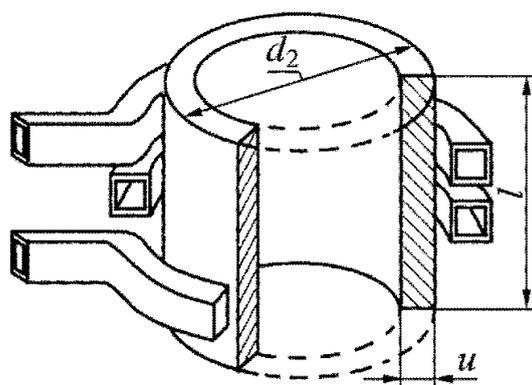


Рис. 3.24. Нагрев патрона многовитковым индуктором

Крутящий момент $M_{кр}$, передаваемый патроном с «термозажимом», зависит от величины натяга в соединении «патрон — инструмент» и от длины соединения (рис. 3.25).



Рис. 3.25. Зависимость передаваемого крутящего момента от величины натяга в соединении «патрон — инструмент» диаметром 25 мм

Очень важной характеристикой зажимных устройств для закрепления режущего инструмента на станках с ЧПУ являются их габариты. Это связано с тем, что высокоскоростная обработка в основном ведется твердосплавными концевыми фрезами и сверлами диаметром 8–16 мм, собственный вылет которых составляет 32–150 мм. В то же время комплексная обработка требует жесткого закрепления инструмента в труднодоступных местах.

Система сменных наладок, закрепляемых в патронах, позволяет удлинять инструмент практически до любой необходимой длины с высокой жесткостью.

Балансировка инструмента в сборе приобретает особое значение при рабочих частотах вращения шпинделя более 4000 мин⁻¹. Например, производители мотор-шпинделей указывают нормы динамической балансировки инструмента, при несоблюдении которых они снимают с себя гарантийные обязательства.

Дисбаланс инструмента снижает работоспособность станка из-за того, что вызывает: а) повышенную нагрузку на подшипники шпинделя; б) повышенный износ подшипников; в) шумовые помехи; г) нежелательные вибрации для соседних узлов станков; д) снижение срока службы шпиндельного узла и станка в целом.

Процесс балансировки улучшает распределение массы в инструментальной наладке, что позволяет ей вращаться с минимальной суммой несбалансированных центробежных сил. Впрочем, сбалансировать инструментальную наладку до такой степени, когда вся ее несбалансированная масса уравновешена, невозможно.

Международная организация по стандартизации разработала стандарт ISO 1940/1, который является документом, определяющим степень балансировки. В этом стандарте используется «G-система» точности балансировки и даются рекомендации о достижимых пределах и практическом использовании. Например, класс точности балансировки G2,5 означает, что скорость вибрации не должна превышать 2,5 мм/с.

По определению ISO, процесс балансировки состоит из двух операций, а именно, из определения (измерения) дисбаланса и его коррекции при необходимости.

Дисбаланс вызывает появление центробежной силы, которая влияет на плавность вращения шпинделя. Для компенсации действия центробежной силы симметрично дисбалансу располагают уравновешивающую массу с тем, чтобы сумма всех действующих центробежных сил стремилась к нулю.

Дисбаланс системы шпиндель-инструмент смещает центр ее тяжести на определенное расстояние от оси вращения. Это смещение называют остаточным эксцентриситетом или эксцентриситетом центра масс (рис. 3.26). Чем больше масса системы, тем бóльшим может быть остаточный дисбаланс.

Следует находить компромисс между технической целесообразностью балансировки. Например, бесполезно проводить балансировку инструментальной наладки для высокоскоростной обработки, если она устанавливается в шпинделе с большим отклонением от соосности.

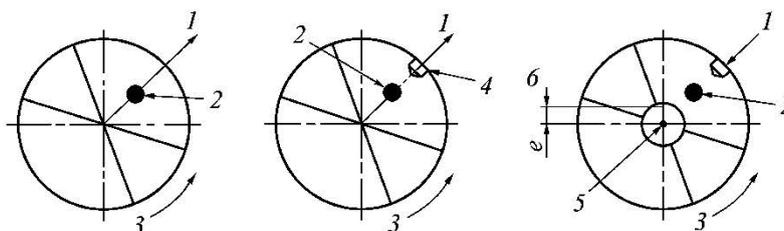


Рис. 3.26. Схема возникновения дисбаланса:

1 — центробежная сила; 2 — дисбаланс; 3 — направление вращения; 4 — балансировочное отверстие; 5 — ось вращения; 6 — остаточный эксцентриситет

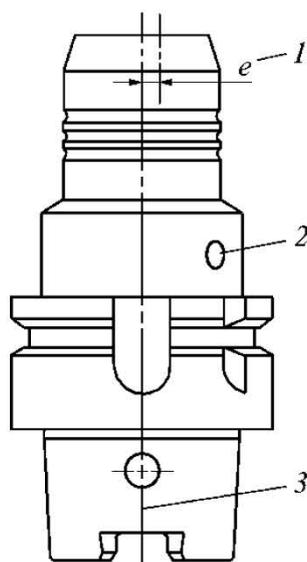


Рис. 3.27. Схема балансировки патрона:

1 — остаточный эксцентриситет e оси, проходящей через центр масс, относительно оси вращения; 2 — балансировочное отверстие; 3 — ось вращения e

Поскольку расстояние e обычно неизвестно, то сначала на балансировочной машине определяется действительная величина дисбаланса, которая далее уменьшается с помощью сверления отверстий, фрезерования лысок или установки противовесов на выбранном компенсационном радиусе (рис. 3.27). Приемле-

мое значение максимального остаточного эксцентриситета задается заказчиком, по его величине оценивается трудоемкость процесса балансировки.

Центробежная сила F , Н, возникающая в результате вращения несбалансированной массы m , кг, определяется по формуле:

$$F = D\omega^2, \quad (3.53)$$

где D — величина дисбаланса (кг × м), возникающего в результате вращения несбалансированной массы m с угловой скоростью ω , с⁻¹. Величина дисбаланса D рассчитывается по формуле:

$$D = me, \quad (3.54)$$

где e — эксцентриситет центра тяжести несбалансированной массы m относительно оси вращения, мкм или г·мм/кг.

Угловая скорость шпинделя ω подсчитывается по формуле:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (3.55)$$

где n — частота вращения шпинделя, мин⁻¹.

Например, центробежная сила F для инструмента, имеющего дисбаланс $D = 0,25 \cdot 10^{-3}$ кг·м, на частоте вращения $n = 15\,000$ мин⁻¹ составляет 616,8 Н.

Компенсационная масса m_k для балансировки определяется из соотношения

$$m_k = \frac{e_{\max} m}{r}, \quad (3.56)$$

где e_{\max} — максимальный эксцентриситет, определяемый в зависимости от точности балансировки G (рис. 3.28); r — радиус, на котором устанавливается компенсационная масса m_k , мм.

Пример 1. Определение максимального остаточного эксцентриситета e_{\max} .

Масса инструмента $m = 0,8$ кг, частота вращения шпинделя $n = 30\,000$ мин⁻¹. Назначенный класс точности балансировки G1. По рис. 34 определяем, что $e_{\max} = 0,315$ мкм.

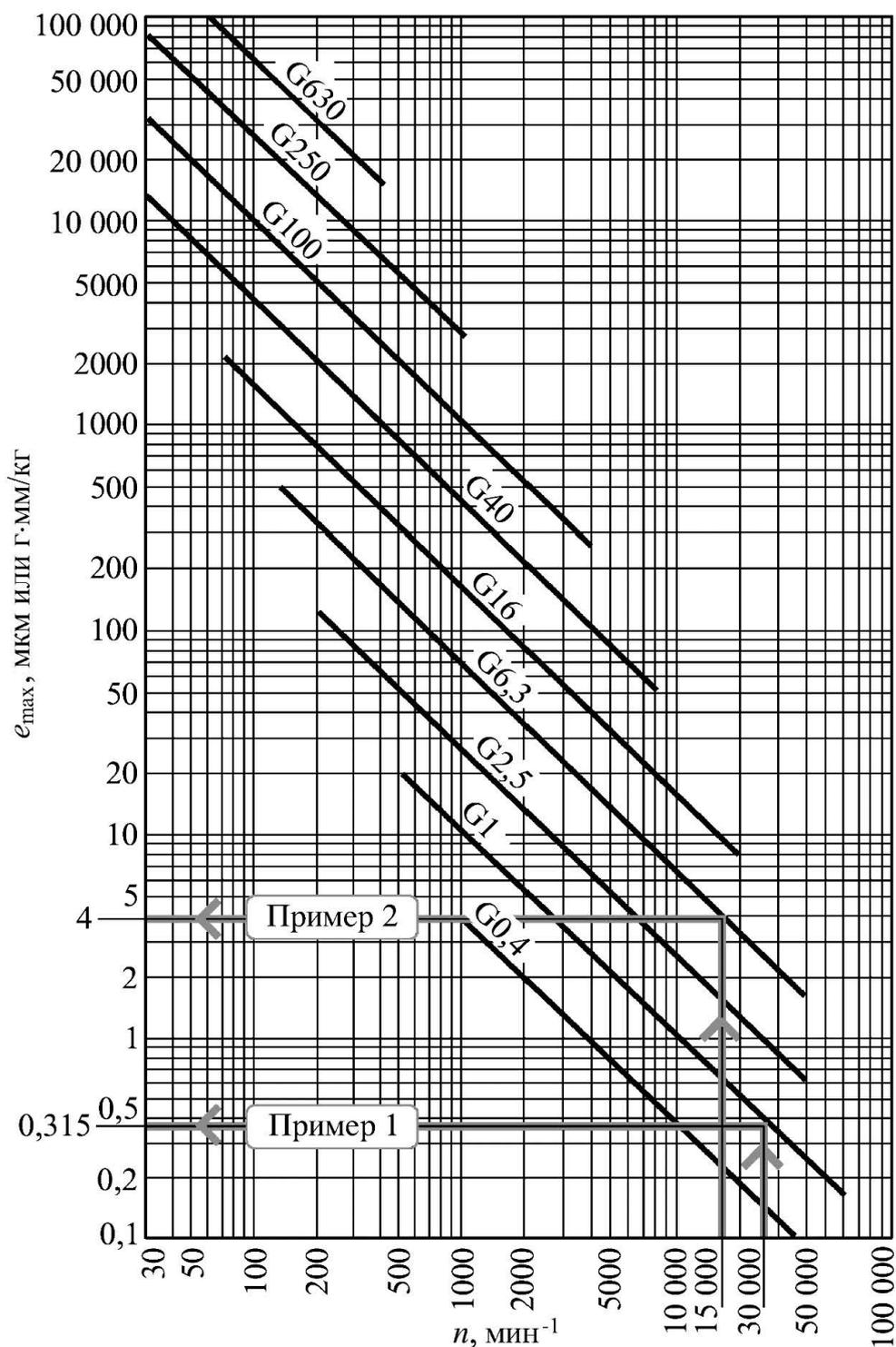


Рис. 3.28. Номограмма для определения максимального остаточного эксцентриситета e_{\max}

Переменные источники дисбаланса изменяют его величину при сборке и смене инструмента. К ним относятся цанги и зажимные гайки, которые занимают новое положение при ослаблении и повторном затягивании, зажимные винты, ввернутые на различную глубину, и т.п. Такой дисбаланс может корректировать только пользователь.

Пример 2. Определение компенсационной массы m_k .

Масса инструмента $m = 1,2$ кг, частота вращения шпинделя $n = 15\,000$ мин⁻¹. Класс точности балансировки — G6,3. Максимальный остаточный эксцентриситет $e_{\max} = 4$ г·мм/кг. На корпусе патрона радиусом $r = 32$ мм необходимо установить компенсационную массу:

$$m_k = \frac{4 \text{ г} \cdot \text{мм} \cdot 1,2 \text{ кг}}{\text{кг} \cdot 32 \text{ мм}} = 1,5 \text{ г} .$$

Постоянные источники дисбаланса создаются конструкцией или возникают в процессе производства. При смене инструмента в этом случае дисбаланс не меняется. На вспомогательном инструменте дисбаланс возникает из-за асимметричных углублений в приводных шпоночных пазах, расточек в оправках, а также из-за ориентирующего углового паза на фланцах конусов 7:24 и конусов HSK-A. На режущих инструментах дисбаланс возникает из-за различия в глубине и длине стружечных канавок, из-за лысок на хвостовиках, при использовании однолезвийных инструментов и т.п. Такой дисбаланс можно устранить до некоторой степени за счет адаптации конструкции или предварительной балансировки инструмента изготовителем.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. *Корсаков, В. С.* Основы конструирования приспособлений : учебник для вузов / В. С. Корсаков. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 1983. — 227 с.
2. *Антонюк, В. С.* Конструктору станочных приспособлений : справочное пособие / В. С. Антонюк, А. Р. Маслов. — Минск : Беларусь, 1996. — 400 с.
3. *Григорьев, С. Н.* Инструментальная оснастка станков с ЧПУ : справочник / С. Н. Григорьев, М. В. Кохомский, А. Р. Маслов ; под общей редакцией А. Р. Маслова. — Москва : Машиностроение, 2006. — 544 с.
4. *Маслов, А. Р.* Приспособления для металлообрабатывающего инструмента : справочник / А. Р. Маслов. — 3-е изд., исправ. и доп. — Москва : Машиностроение, 2006. — 320 с.

Учебное издание

МАСЛОВ Андрей Руффович

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОСНАСТКА.
ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА**

Учебное пособие

Сдано в набор 17.03.2025. Подписано в печать 20.03.2025.

Формат бумаги 70x100/8. Бумага офсетная № 1.

Печать офсетная. Уч.-изд. 7,5 п.л. Физ. 8 п.л. Тираж 300 экз.

Издательство "Янус-К". 127411, г. Москва, ул. Учинская, д. 1



Маслов Андрей Руффович

родился 23 октября 1945 года в Архангельске. Начал трудовую деятельность в 1961 г. слесарем-инструментальщиком. После окончания в 1969 г. Московского станкоинструментального института работал инженером, старшим научным сотрудником, заведующим лабораторией, начальником отдела во Всесоюзном НИИ инструмента, затем заместителем генерального директора Государственного конструкторско-технологического бюро «Оргприминструмент» и Торгово-промышленной компании «Инструмент».

В 1983 г. А.Р. Маслов защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук, а в 1998 – доктора технических наук. В 2011 г. ему присвоено ученое звание профессора.

В 1999 году возглавил издательство «Инструменты. Технология. Оборудование» («ИТО»). В 2005 году Министерством промышленности и энергетики РФ Маслову А.Р. присвоено звание «Почетный машиностроитель».

С 2007 по 2019 г. – профессор кафедры «Высокоэффективные технологии обработки» МГТУ «СТАНКИН». В 2009 г. удостоен премии Правительства Российской Федерации в области образования за цикл учебно-методических и научных трудов «Инструментальное обеспечение машиностроительных производств».

С 2019 г. по настоящее время – профессор кафедры «Инструментальная техника и технологии» МГТУ им. Н.Э. Баумана.