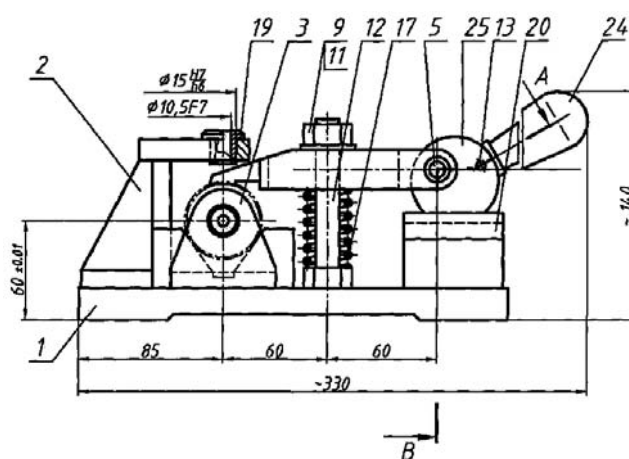


В.А. Ванин, А.Н. Преображенский,
В.Х. Фидаров

ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ



• ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ •

Министерство образования и науки Российской Федерации

ГОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет»

**В.А. Ванин, А.Н. Преображенский,
В.Х. Фидаров**

ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Рекомендовано Ученым советом ТГТУ
в качестве учебного пособия для студентов
специальностей 151001, 150900 всех форм обучения



Тамбов

Издательство ТГТУ
2007

УДК 679.7.052.18.00254(0.75)
ББК К63-54я73
В172

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор ТВВАИУРЭ

В.И. Кочетов

Начальник КБ редукторов и специальных приводов
ОАО "Тамбовполимермаш",
член Российской ассоциации инженеров механических трансмиссий

К.С. Козлов

Ванин, В.А.

В172 Приспособления для металлорежущих станков : учеб. пособие / В.А. Ванин, А.Н. Преображенский, В.Х. Фидаров. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. – 316 с. – 150 экз. – ISBN 5-8265-0602-4 (978-5-8265-0602-8).

Даны методика и порядок проектирования приспособлений для установки и закрепления заготовок при их обработке на металлорежущих станках; многошпиндельных сверлильных головок; варианты заданий для курсовой работы; приведены примеры расчета и проектирования приспособлений; справочные материалы.

Предназначено для студентов всех форм обучения специальности 151001 "Технология машиностроения" при выполнении дипломного проекта, курсового проекта по дисциплине "Технология машиностроения", изучении курса и выполнении курсовой работы по дисциплине "Технологическая оснастка", а также магистров направления 150900 "Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств".

УДК 679.7.052.18.00254(0.75)
ББК К63-54я73

ISBN 5-8265-0602-4
(978-5-8265-0602-8)

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный
технический университет" (ТГТУ), 2007

Учебное издание

ВАНИН Василий Агафонович,
ПРЕОБРАЖЕНСКИЙ Александр Николаевич,
ФИДАРОВ Валерий Хазбиевич

ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Учебное пособие

Редактор В.Н. Митрофанова
Инженер по компьютерному макетированию Т.А. Сынкova

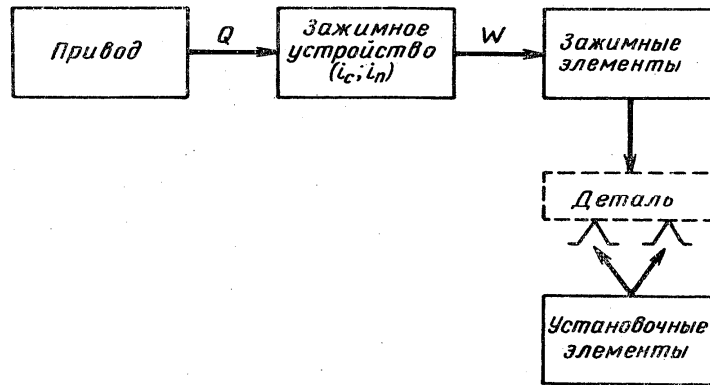
Подписано в печать 8.06.2007.
Формат 60 × 84 / 16. 18,37 усл. печ. л.
Тираж 150 экз. Заказ № 394

Издательско-полиграфический центр
Тамбовского государственного технического университета,
392000, Тамбов, Советская 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Решение задач, поставленных перед машиностроением, неразрывно связано с необходимостью как совершенствования имеющейся, так и с проектированием и внедрением новой, прогрессивной технологической оснастки, в том числе приспособлений. Правильно спроектированное и изготовленное приспособление является эффективным средством повышения производительности труда и качества изделий, снижения их себестоимости, облегчения труда рабочих и повышения его безопасности.

При проектировании станочных приспособлений среди множества различных задач, которые приходится решать технологу и конструктору, наиболее важными являются установка и закрепление детали в приспособлении, и выбор привода приспособления. Схему приспособления можно представить в следующем виде:



Принципиальная схема установки и зажима детали обычно разрабатывается технологом. Уточнение и конкретизация принятой технологом схемы установки и закрепления, а также выбор конструкции и размеров установочных элементов, зажимных устройств и приводов выполняется конструктором.

Приспособление, являясь одним из звеньев цепи станок – приспособление – инструмент – деталь (СПИД), вносит определенную долю в величину производственной погрешности, возникающей при обработке деталей на станках. Чтобы учесть эту часть погрешности, получить возможность регулировать ее или свести к минимуму, необходимо проектирование приспособления производить на основе расчетов. Они включают в себя расчет погрешностей установки детали в приспособлении, расчет потребных и действительных сил зажима и на этой основе расчет геометрических и конструктивных параметров установочных и зажимных элементов, зажимных механизмов и приводов.

Проектирование приспособлений без таких расчетов может привести к необоснованному ужесточению допусков на их отдельные элементы, неправильному выбору зажимных устройств и привода, созданию громоздких приспособлений и повышенному расходу энергии, что вызовет неоправданные затраты производства.

Дисциплина "Технологическая оснастка" предусматривает изучение методов, а также технических приемов проектирования различных конструкций станочных приспособлений.

Рассматриваемые в курсе вопросы по основам инженерного проектирования и конструирования элементов и отдельных частей станочных приспособлений являются основополагающими в системе специальной подготовки инженера-механика, работающего в области машиностроения и металлообработки. Изучение курса способствует успешному решению задач по проектированию и расчету станочных приспособлений при курсовом и дипломном проектировании.

В соответствии с квалификационной характеристикой инженера по специальности 151001 процесс изучения дисциплины направлен на приобретение студентами специальных теоретических знаний и практических навыков. В результате изучения дисциплины специалист должен:

- знать принцип проектирования, расчета и конструирования приспособлений и оснастки;
- уметь проектировать, создавать и внедрять технологическую оснастку.

Успешному изучению дисциплины "Технологическая оснастка" предшествует изучение таких дисциплин, как:

- машиностроительное черчение: изображения-виды, разрезы, сечения; простановка размеров на чертежах;
- теоретическая механика; основные понятия и аксиомы статики; сходящиеся силы; параллельные силы; теория пар сил; плоская система сил; основные сведения из графостатики; произвольная система сил; центр тяжести;
- сопротивление материалов: основные понятия; растяжение и сжатие; кручение; прямой изгиб; продольный изгиб прямого стержня; теория прочности; динамическое действие нагрузок; напряжения переменные во времени;
- детали машин, грузочные и транспортные устройства: резьбовые соединения; сварочные соединения; клиновые соединения; шпоночные шлицевые и профильные соединения; зубчатые передачи; червячные передачи; передачи винт-гайка; валы и оси; подшипники; пружины; краткие сведения о корпусных деталях и смазочных устройствах;
- взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения; основные понятия о взаимозаменяемости и системах допусков и посадок; допуски на отклонения и расположение формы, волнистость и шероховатость поверхности; допуски на гладкие цилиндрические соединения; допуски на угловые размеры и гладко-конические соединения; допуски на резьбовые соединения; допуск на шпоночные шлицевые соединения; размерные цепи;
- теория резания: назначение элементов резания при точении, сверлении, развертывании, зенкеровании, фрезеровании, строгании, шлифовании, протягивании, зубонарезании и резьбонарезании;
- металлорежущие станки: габариты рабочего пространства, посадочные и присоединительные базы станков, основные виды работ, выполняемые на различных типах металлорежущего оборудования.

КУРСОВАЯ РАБОТА

Для усвоения изученной теоретической части курса "Технологическая оснастка" и применения полученных знаний на практике студентами-заочниками выполняется курсовая работа, в соответствии с номером варианта, выбранного по табл. 1, исходными данными табл. 2 и рис. 1 – 16. Практические навыки, полученные при выполнении курсовой работы, будут также необходимы при выполнении курсового проекта по дисциплине "Технология машиностроения" и дипломного проекта.

Курсовая работа заключается в проектировании станочного приспособления с механическим, электромеханическим, гидравлическим или пневматическим зажимом для какой-либо одной операции обработки детали согласно приложенному чертежу и годовой программы выпуска этих деталей.

Конструирование приспособлений рекомендуется проводить в следующей последовательности:

1. Изучить технические условия на изготовление детали.

2. Выбрать оборудование и инструмент на операцию, для которой проектируется приспособление. Тщательно изучить техническую характеристику станка, конструктивные данные, посадочные места с целью согласования габаритов проектируемого приспособления и размеров, зависящих от станка, а также ГОСТы, альбомы чертежей существующих типовых конструкций приспособлений и их узлов.

Необходимо помнить, что проектирование должно сводиться к разработке конструкции, состоящей из стандартных деталей и узлов с ограниченным числом оригинальных деталей.

Непосредственное проектирование приспособления состоит из двух частей: конструкторской части, которая заключается в разработке и оформлении чертежей; расчетной, включающей разработку принципиальной (расчетной) схемы приспособления, расчетов на точность, экономической эффективности проектируемого приспособления.

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Графическая часть курсовой работы содержит два листа чертежей формата А1 (24).

1. Варианты заданий курсовой работы

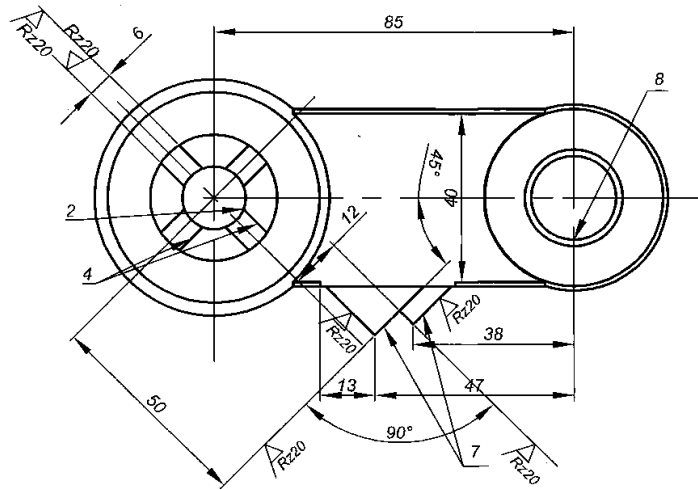
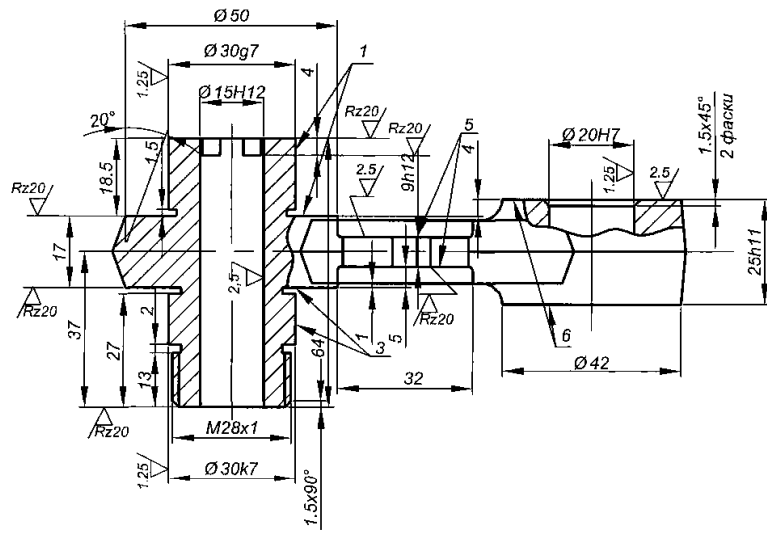
Номер варианта	Последние цифры шифра	Номер варианта	Последние цифры шифра
1	00 01 02 03	14	52 53 54 55
2	04 05 06 07	15	56 57 58 59
3	08 09 10 11	16	60 61 62 63
4	12 13 14 15	17	64 65 66 67
5	16 17 18 19	18	68 69 70 71
6	20 21 22 23	19	72 73 74 75
7	24 25 26 27	20	76 77 78 79
8	28 29 30 31	21	80 81 82 83
9	32 33 34 35	22	84 85 86 87
10	36 37 38 39	23	88 89 90 91
11	40 41 42 43	24	92 93 94 95
12	44 45 46 47	25	96 97 98 99
13	48 49 50 51		

2. Исходные данные по вариантам

Номер варианта	Номер чертежа (приложения)	Материал обрабатываемой детали	Модель станка	Тип привода приспособления	Номер или размеры, мм, обрабатываемой поверхности	Номер или размеры, мм, поверхностей, обработанных окончательно	Годовая программа выпуска деталей, тыс. шт.
1	1	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380–71	6P80	Пнев-матиче-ский	7	1, 2, 5, 6, 8	60
2	2	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380–71	2Н125	Пнев-матиче-ский	3	1, 2, 4, 4, 6	50
3	3	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380–71	2Н135	Меха-низиро-ванный	4	1, 2, 3	70
4	3	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380–71	1М61	Пнев-матиче-ский	3	1, 2	80
5	3	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380–71	1М61	Пнев-матиче-ский	6	1, 2, 3, 4	70
6	4	Сталь 45 ГОСТ 1050–74	2Н112	Пнев-матиче-ский	7	2, 3, 4, 6	60
7	5	Сталь 15Л ГОСТ 977–75	2Н125	Элек-тrome-ханиче-ский	∅ 12,5 2 отв.	2,3	55
8	6	Сталь 40Х ГОСТ 4543–71	2Н112	Элек-тrome-ханиче-ский	8	2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 13, 14, 16	70
9	7	Сталь 45 ГОСТ 1050–74	6P81Г	Пнев-матиче-ский	5	4, 6, 7, 9	60
10	7	Сталь 45 ГОСТ 1050–74	6P80	Пнев-матиче-ский	2	1, 3, 4, 5, 6, 7	60
11	3	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380–71	2Н112	Пнев-матиче-ский	4	1, 3, 5, 6, 7	65
12	9	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380–71	1М61	Пнев-матиче-ский	$\beta = 10^\circ$ $\alpha = 60^\circ$	∅ 18h6	80
13	10	Стал 45 ГОСТ 1050–74	1М61	Пнев-матиче-ский	∅ 35H7	∅ 45p6	70
14	11	Сталь 45 ГОСТ 1050–74	6P81Г	Пнев-матиче-ский	$\epsilon = 20$	∅ 30H7	60
15	12	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380–71	6P81Г	Пнев-матиче-ский	$\epsilon = 3$	∅ 10H9	60

16	13	Сталь 35Л ГОСТ 977-75	2Н112	Пнев- матиче- ский	M8 × 1,25	∅ 32Н9, ∅ 6, ϕ = 50, ϕ = 18	70
17	14	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380-71	6Р81Г	Пнев- матиче- ский	ϕ = 5Н9	∅ 45Н9, ∅ 8, ∅ 10Н9, ∅ 15Н9	60
18	15	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	1М61	Пнев- матиче- ский	∅ 140h8 ∅ 164h8	∅ 46Н9 ϕ = 65	80
19	9	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380-71	675П	Пнев- матиче- ский	ϕ=175 ^{+0,08}	∅ 18h9 ϕ = 50	80
20	7	Сталь 45 ГОСТ 1050-74	2Н112	Пнев- матиче- ский	9	3,4,5,6,7	70
21	1	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380-71	6Р80	Пнев- матиче- ский	4	1, 2, 3, 4, 5, 6, 8	80
22	6	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	675П	Пнев- матиче- ский	1	2, 3, 4, 5, 6, 7, 10, 11, 15, 16, 17	90
23	8	Сталь Ст. 3 ГОСТ 4543-71	6Р81Г	Пнев- матиче- ский	1	3,4,5,6	90
24	12	Сталь Ст. 3 ГОСТ 380-71	1М6	Пнев- матиче- ский	∅ 10Н9	∅ 14, 7; Φ16	100
25	16	Сталь 45 ГОСТ 1050-74	6Р80	Пнев- матиче- ский	1,5	∅ 55Н7, ∅ 76h6	80

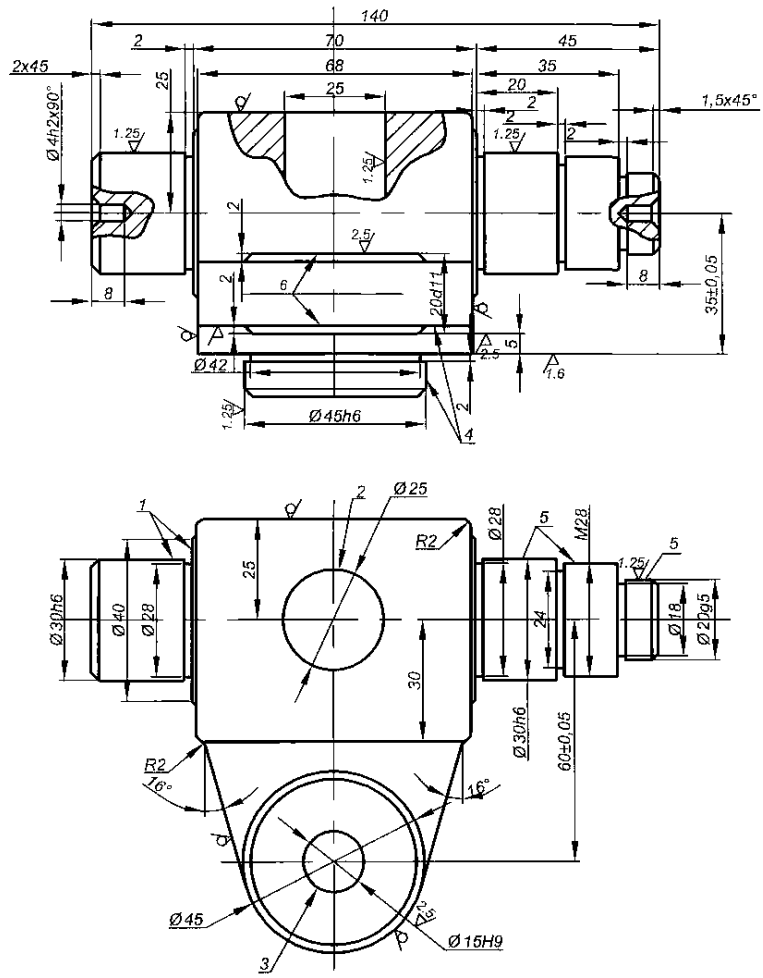
✓(✓)



Неуказанные предельные отклонения
по четырнадцатому качеству

Рис. 1

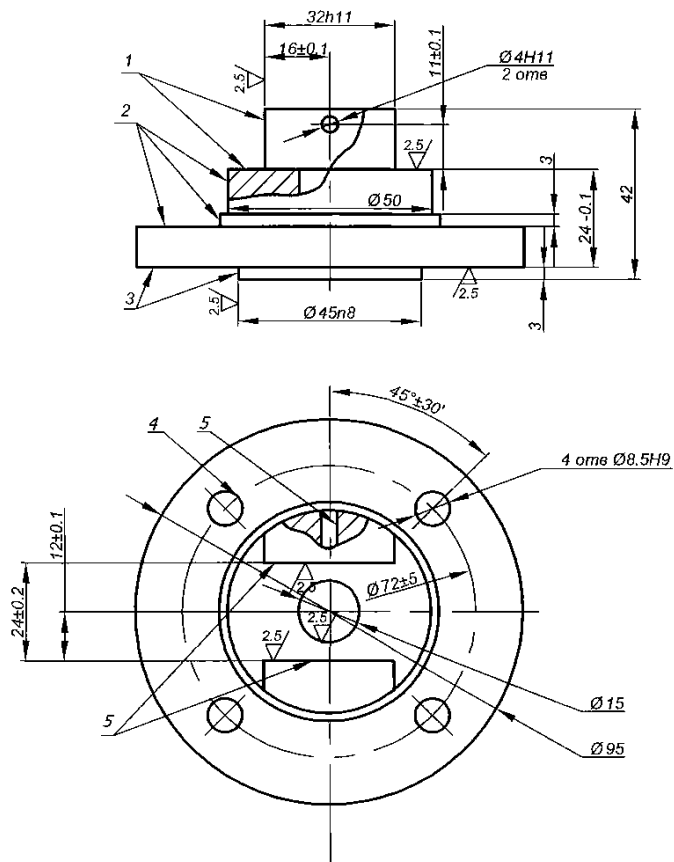
Rz 20/ (✓)



Неуказанные предельные отклонения по четырнадцатому качеству

Рис. 2

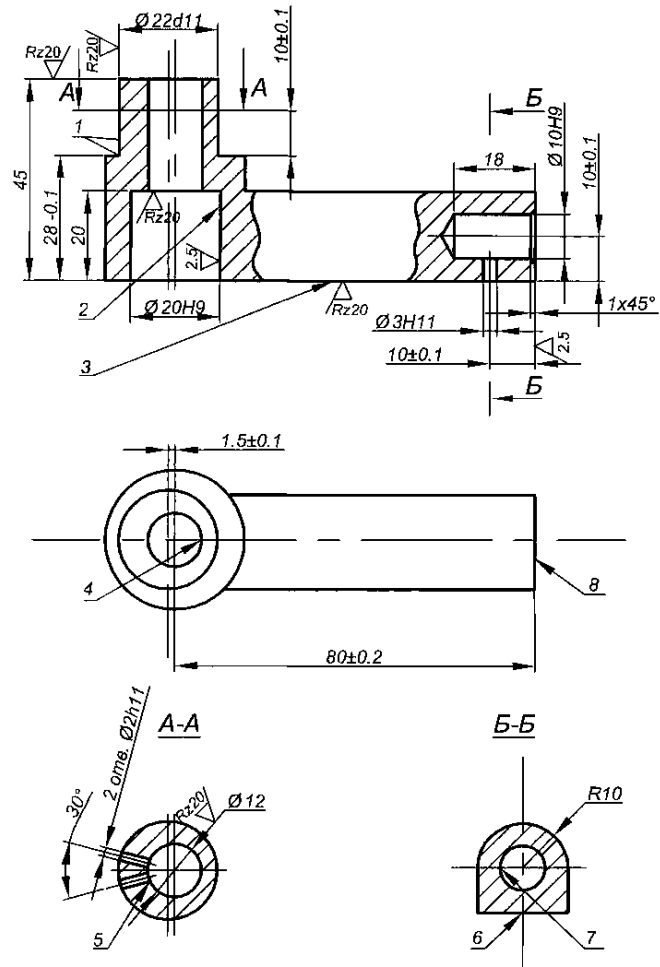
Rz 20/ ∇ (\checkmark)



Неуказанные предельные отклонения по четырнадцатому качеству

Рис. 3

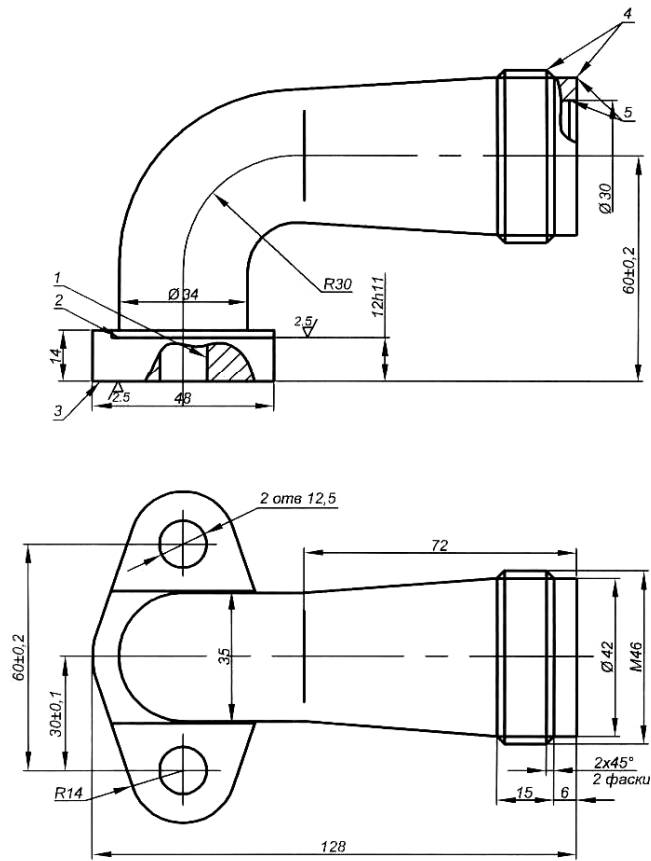
✓(M)



Неуказанные предельные отклонения по четырнадцатому качеству

Рис. 4

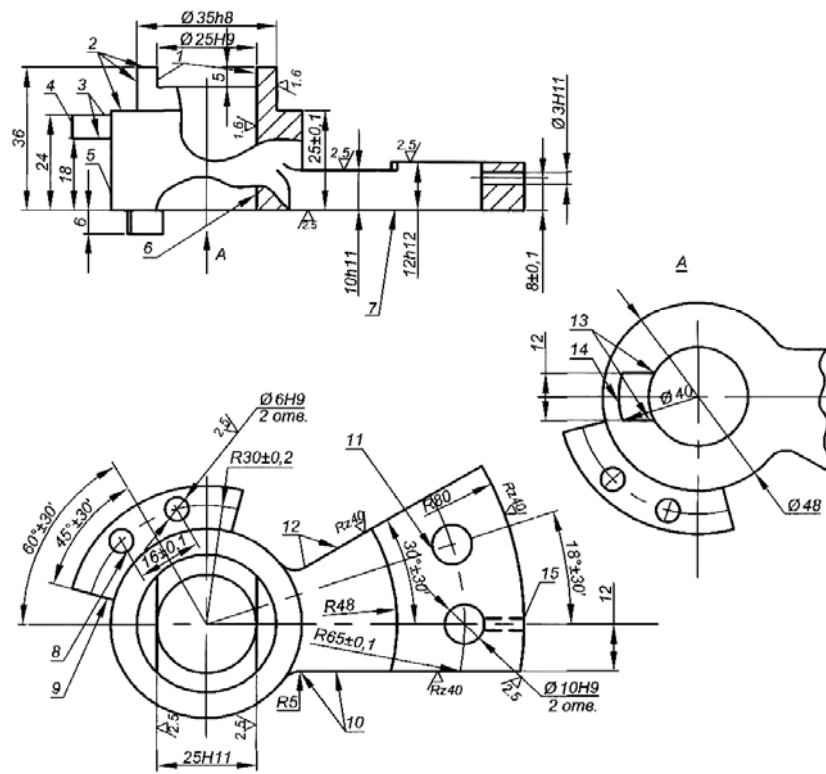
Rz 40/ (✓)



Неуказанные предельные отклонения
по четырнадцатому качеству

Рис. 5

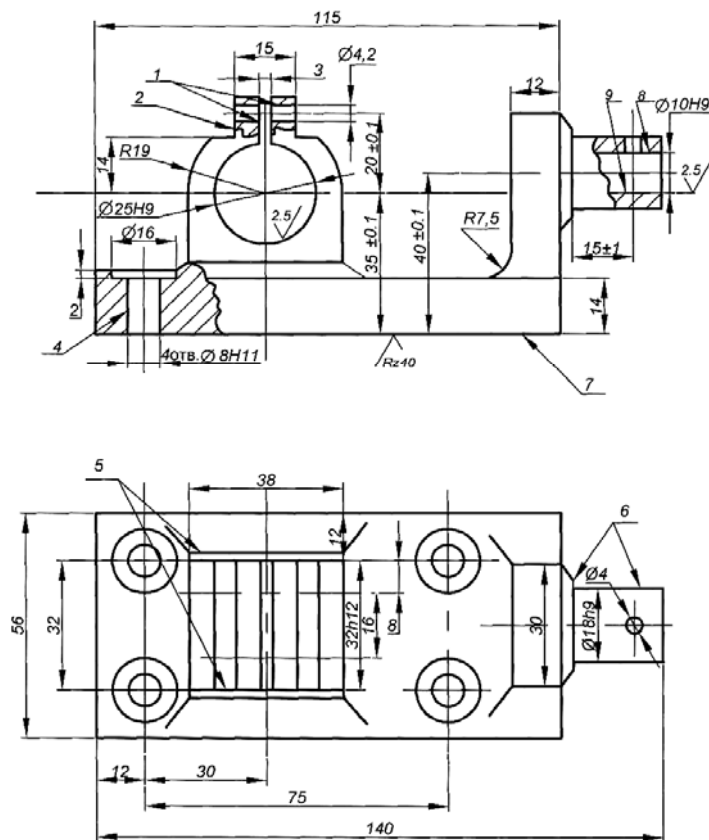
Rz 20/ (✓)



Неуказанные предельные отклонения по четырнадцатому качеству

Рис. 6

Rz40 (✓)



Неуказанные предельные отклонения по четырнадцатому качеству

Рис. 7

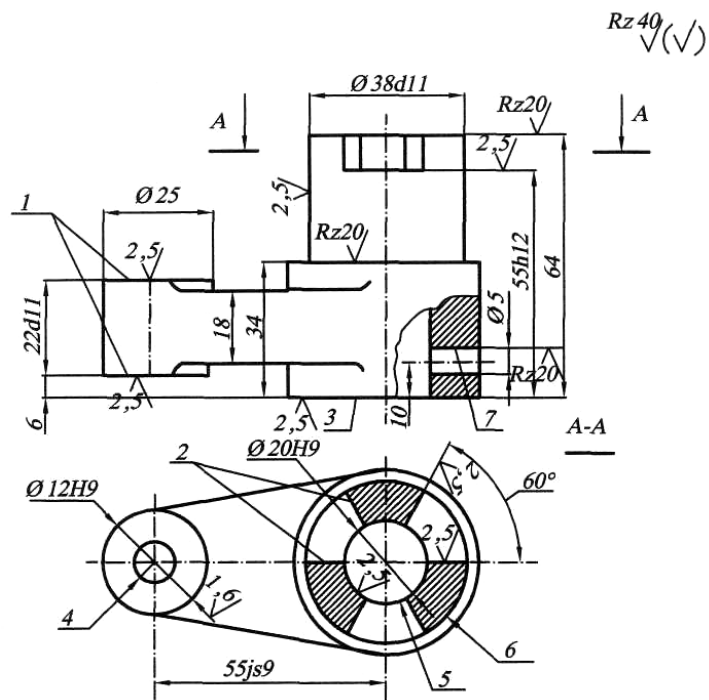
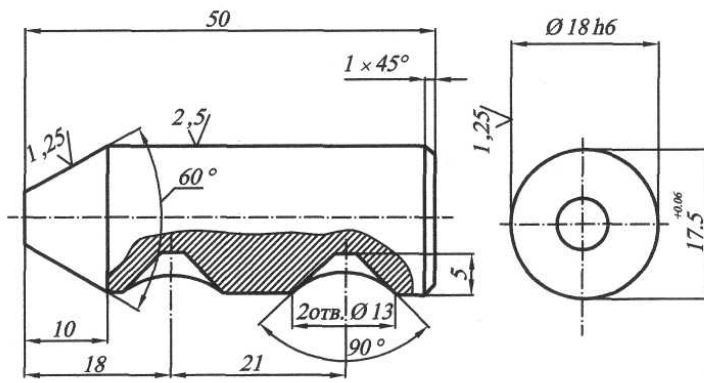


Рис. 8



Неуказанные предельные отклонения
по четырнадцатому качеству

Рис. 9

Rz40/ (✓)

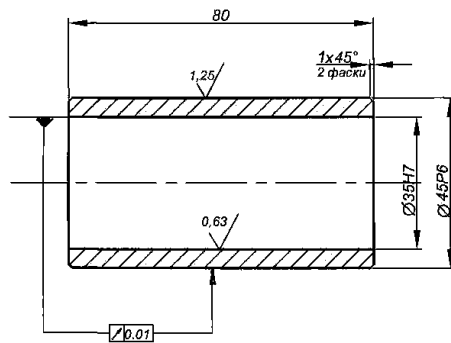
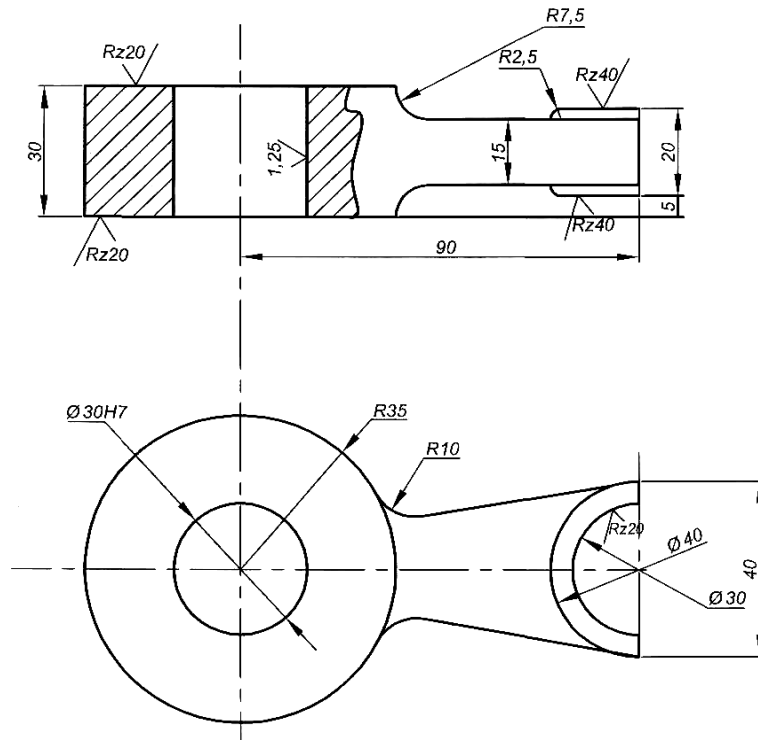


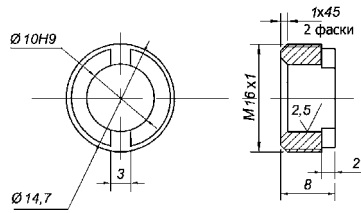
Рис. 10



Неуказанные предельные отклонения
по четырнадцатому качеству

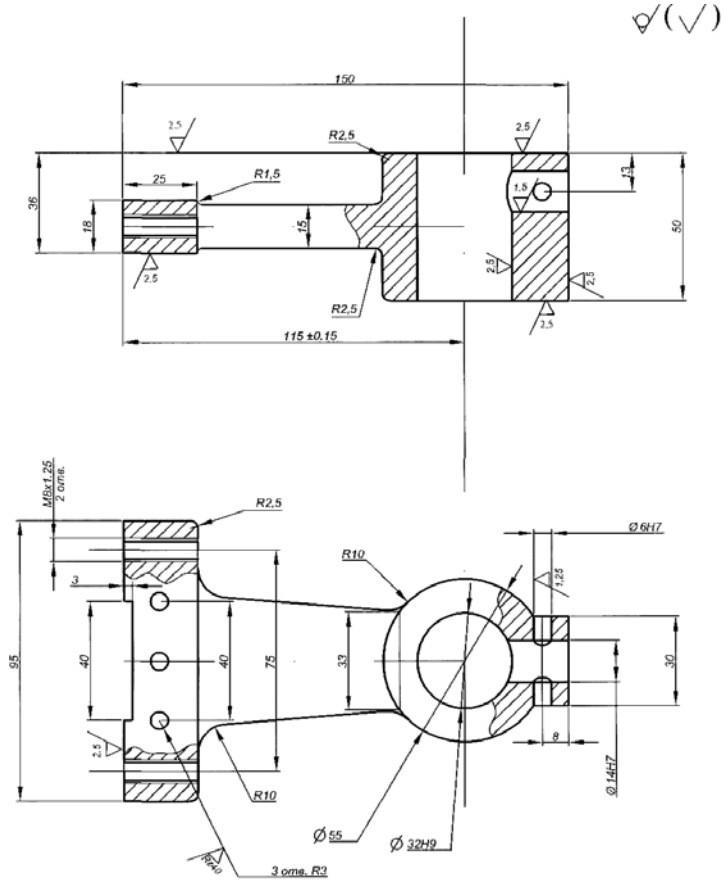
Рис. 11

Rz20/ (✓)



Неуказанные предельные отклонения
по четырнадцатому качеству

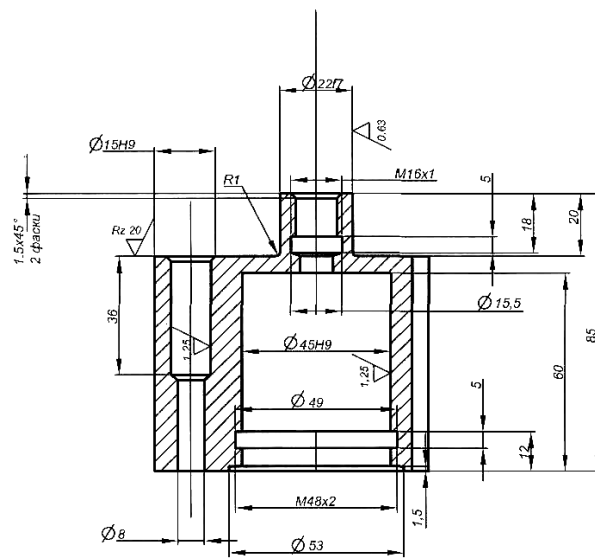
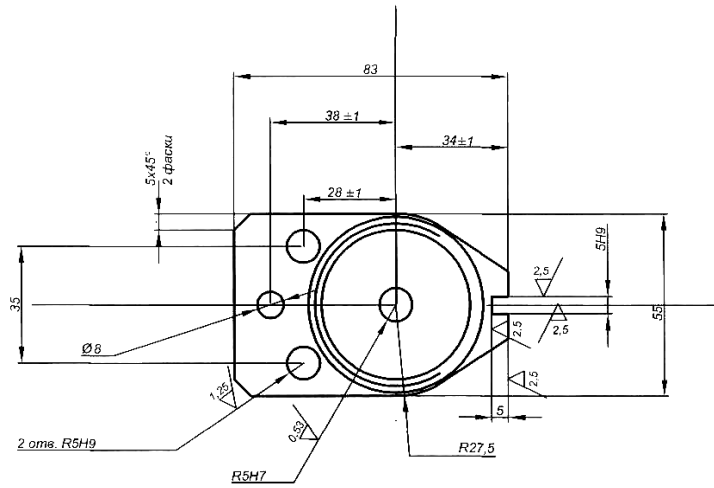
Рис. 12



Неуказанные предельные отклонения
по четырнадцатому качеству

Рис. 13

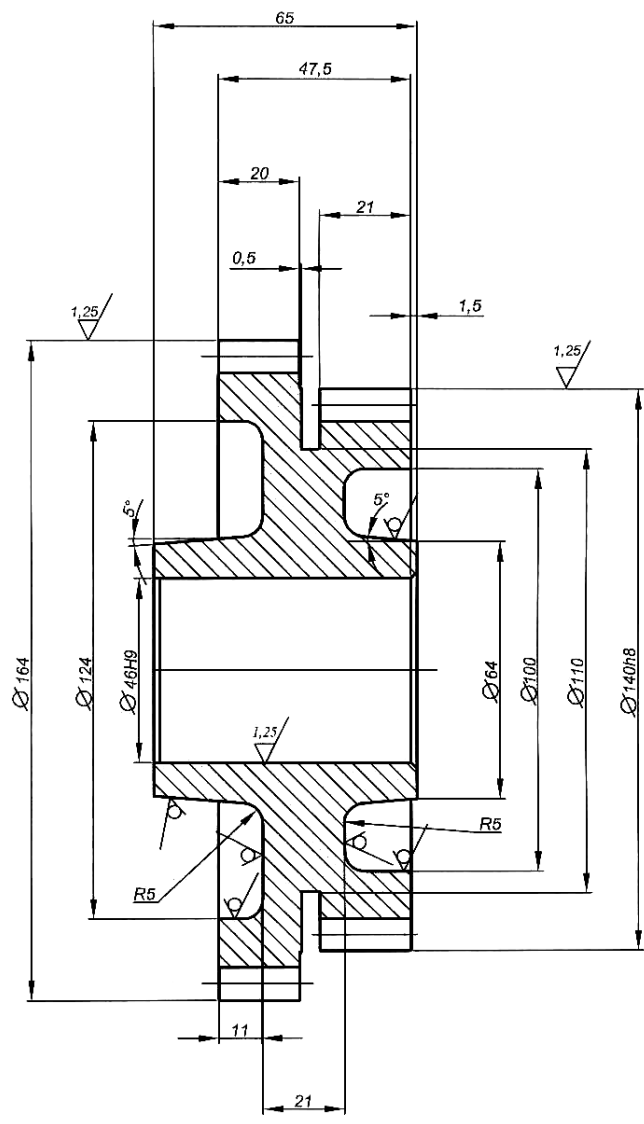
Rz 40/ (✓)



Неуказанные предельные отклонения
по четырнадцатому качеству

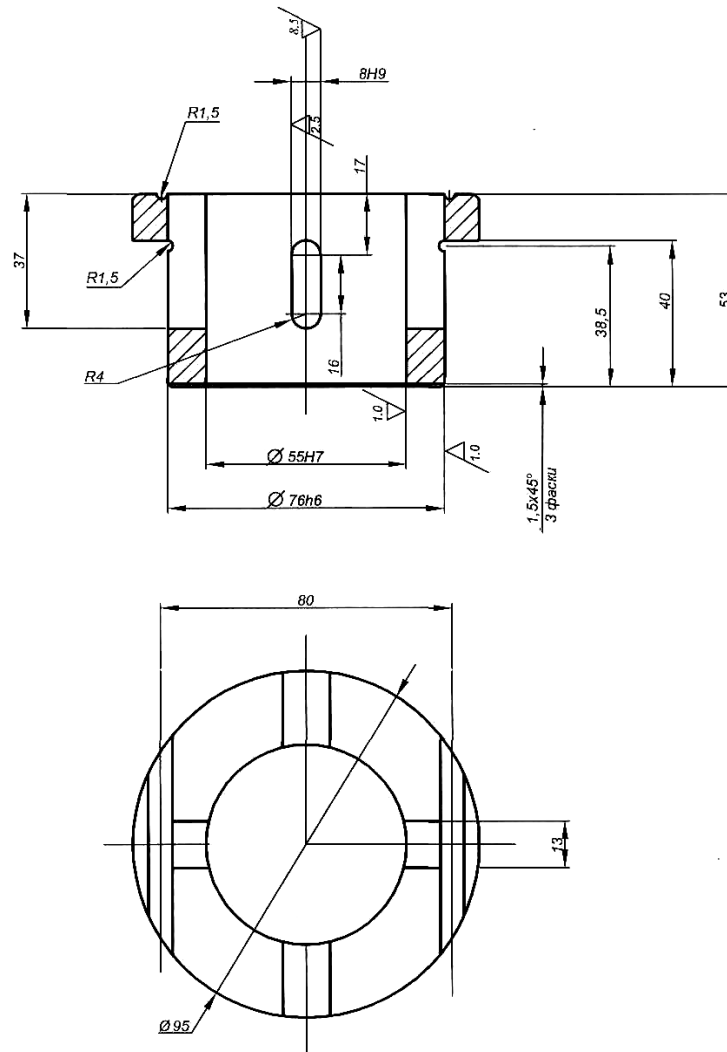
Рис. 14

Rz 20/ (✓)



Неуказанные предельные отклонения по четырнадцатому качеству

Рис. 15



Неуказанные предельные отклонения
по четырнадцатому качеству

Рис. 16

На первом листе приводятся:

а) чертеж детали для крепления которой проектируется приспособление, выполненное в соответствии с требованиями ЕСКД с указанием параметра шероховатости поверхности детали, обрабатываемой на данной операции (данные о достигаемой шероховатости при различных способах обработки приведены в приложении – табл. П1);

б) схема базирования и установочная схема с учетом расположения детали;

в) технологическая наладка на операцию, выполненная с использованием разрабатываемого приспособления.

На втором листе приводится чертеж общего вида (сборочный чертеж) разрабатываемого приспособления с необходимыми видами, разрезами и сечениями.

Расчетно-пояснительная записка содержит:

1. Титульный лист.
2. Задание на курсовую работу.
3. Аннотацию.
4. Содержание.
5. Введение.
6. Описание конструкции и принципа работы приспособления.
7. Силовой расчет приспособления.
8. Расчет приспособления на точность.
9. Проверочный расчет элементов приспособления на прочность.
10. Расчеты по экономическому обоснованию целесообразности применения проектируемого приспособления.
11. Заключение.
12. Список используемой литературы.
13. Приложение (спецификация).

Методические указания по выполнению курсовой работы

Расчетная часть

1. Анализируется и уточняется схема установки детали. Схему установки выбрать так, чтобы погрешности базирования были минимальными или равными нулю (совмещение конструкторских и технологических баз).

2. Выбирается количество опор, их взаимное расположение и конструкция в зависимости от состояния базирующих поверхностей заготовок, их размеров и конструктивных особенностей деталей.

3. Вычерчивается в необходимом количестве проекций расчетная схема приспособления, на которой контуры детали показывают в том положении, в каком она будет обрабатываться на данной операции (проекции детали располагать так, чтобы к ним можно было причерчивать другие элементы приспособления).

4. Определяются расчетом все три составляющие силы резания, после чего устанавливается место приложения и направления действия сил резания, точки приложения, и направление сил зажима и рассчитывается необходимая их величина.

Данные по п. 1 – 4 наносятся на расчетную схему приспособления.

5. Выбирается вид зажимного устройства с учетом типа производства и приспособления, колебания размеров заготовки, величины усилия зажима, такта выпуска и производительности обработки.

Необходимо также решить вопрос о целесообразности проектирования многоместного или многопозиционного приспособления.

6. По усилию зажима, учитывая передаточное отношение механизма приспособления, определяется сила на штоке исполнительного органа. Затем рассчитывают основные параметры привода (диаметр цилиндра или диафрагмы, ход штока и т.д.), выбирают тип привода и конструкцию зажимных устройств.

7. Рассчитывается приспособление на точность [3, 20].

Расчетную суммарную погрешность приспособления $\Delta_{пр}$ рассчитывают по формуле

$$\Delta_{пр} \leq \delta - (k_1 \varepsilon + \Delta_{уст} + k_2 \omega),$$

где δ – допуск на обрабатываемой детали; k_1 – коэффициент, равный 0,8...0,85; ε – действительное значение погрешностей базирования заготовки в приспособлении; $\Delta_{уст}$ – погрешность установки, т.е. смещение заготовки при закреплении; k_2 – коэффициент, равный 0,6...1,0; ω – точность обработки на данной операции (поле допуска).

Действительную погрешность базирования, т.е. разность предельных расстояний измерительной базы относительно установленного на размер инструмента, возникающую при несовмещении измерительной и установочной (технологической) баз в результате неточностей формы и размеров устанавливаемой заготовки, получают расчетным путем [3, с. 166 – 173; 21, с. 207 – 215].

Для того, чтобы обеспечить заданную точность обрабатываемой детали, необходимо, чтобы $\varepsilon \leq \varepsilon_{доп}$, где $\varepsilon_{доп}$ – допускаемое значение погрешностей базирования заготовки в приспособлении

$$\varepsilon_{доп} = \delta - \omega.$$

Значение погрешностей установки $\Delta_{уст}$ зависит от типа приспособления и способа зажима и определяется на основе опытных данных [3, с. 174 – 177; 21, с. 215 – 218].

Определив суммарную погрешность приспособления, ее распределяют между следующими составляющими звеньями размерной цепи

$$\Delta_{пр} = \sum \delta_{и} + \delta_{у} + \delta_{з} + \delta_{п},$$

где $\sum \delta_{и}$ – погрешность изготовления деталей приспособления; $\delta_{у}$ – погрешность установки приспособления на станке; $\delta_{з}$ – погрешность, вследствие конструктивных зазоров, необходимых для посадки заготовки на установочные элементы приспособления; $\delta_{п}$ – погрешность перекося или смещения инструмента относительно детали, возникающая из-за неточности изготовления направляющих элементов приспособления (если направляющие отсутствуют, погрешность $\delta_{п}$ не учитывают). Значения $\delta_{у}$, $\delta_{з}$, $\delta_{п}$ можно определить и опытным путем.

8. Производится проверочный расчет на прочность особо нагруженных деталей силового привода приспособления [3, с. 178 – 251].

9. Производятся расчеты и по экономическому обоснованию целесообразности применения спроектированного приспособления.

Экономический расчет эффективности приспособления основан на сопоставлении затрат, производимых при его изготовлении, с достигнутой экономией на себестоимости механической обработки.

Условие эффективности применения приспособления выражается неравенством: $\varepsilon > P$, где ε – экономия, достигнутая при введении нового приспособления, за счет экономии расходов по зарплате и накладных расходов, начисляемых на зарплату; P – затраты на изготовление приспособления, увеличивающиеся за счет увеличения амортизационных отчислений и расходов на ремонт и эксплуатацию приспособления

$$\mathcal{E} = (Z_c - Z_n) \left(1 + \frac{\Pi}{100} \right); \quad P = \frac{C_n - C_c}{N} \left(\frac{1}{i} + \frac{q}{100} \right),$$

где Z_c – сдельная зарплата, приходящиеся на одну деталь, обработанную в существующем приспособлении или в универсальном приспособлении, или без приспособления; Z_n – сдельная зарплата, приходящаяся на одну деталь, обработанную в новом приспособлении; Π – процент накладных расходов, начисляемых на зарплату; C_n – стоимость нового приспособления; C_c – стоимость старого приспособления; N – годовая программа выпуска деталей, для которых проектируется приспособление; i – срок службы приспособлений. Принимают: $i = 1$ год – для простых приспособлений; $i = 2-3$ года – для приспособлений средней сложности; $i = 4-5$ лет – для сложных приспособлений; q – процент увеличения расходов на ремонт и обслуживание приспособления. Принимается примерно 20...30 % от стоимости приспособления.

Следовательно, приспособление будет рентабельным, если будет выполняться неравенство: $\mathcal{E} > P$.

Стоимость приспособления C может быть определена приближенно из зависимости

$$C = C_0 K_0 Z,$$

где $C_0 = 2,4$ – стоимость одной "условной" детали; Z – количество деталей в приспособлении; K_0 – коэффициент сложности приспособления (принимается по табл. 3).

3. Коэффициенты сложности приспособления

Группа сложности приспособления	Количество деталей в приспособлении, Z	Коэффициент сложности приспособления, K_0
I	До 5	1
II	5...15	1,5
III	10...25	1,7
IV	20...40	2,4
V	35...55	3,4
VI	55...95	4,6

Конструкторская часть

Разработку общего вида приспособления производят на формате А1 в следующей последовательности.

1. В соответствии с ЕСКД вычерчивается контур обрабатываемой детали (желательно в масштабе М 1 : 1) в необходимом количестве проекций, расположенных на расстоянии, достаточном для дальнейшего нанесения чертежей деталей приспособления. Контур обрабатываемой детали вычерчивается синим карандашом. Деталь считается условно прозрачной. Чертеж детали на главном виде должен соответствовать рабочему положению детали при обработке на станке.

2. Вычерчивается контур установочных элементов приспособления (планки, штыри, пальцы, оправки и т.д.). При расположении опор следует учитывать направления действия усилий резания и зажима.

3. Вычерчиваются контуры зажимного устройства с учетом выбранного типа приспособления.

4. Вычерчиваются направляющие детали приспособления, определяющие положение режущего инструмента (кондукторные втулки и др.).

5. Выбираются по стандартам и вычерчиваются контуры вспомогательных деталей и механизмов приспособлений (краны, выталкиватели и т.п.).

6. Наносятся контуры корпуса приспособления, используя по возможности стандартные формы заготовок корпусов.

7. При выборе и конструировании деталей и узлов приспособления необходимо стремиться к получению достаточно прочной и жесткой конструкции при наименьшей массе и габаритах. Важно, чтобы каждая деталь спроектированного приспособления была технологична с точки зрения механической обработки, а приспособление в целом – с точки зрения сборки.

8. Вычерчиваются три проекции приспособления и определяется правильность расположения всех элементов и механизмов приспособлений с учетом удобства сборки и разборки приспособления, его ремонта, установки и снятия детали, удаления стружки, управления и контроля.

Особое внимание уделить вопросам техники безопасности при обслуживании приспособления, а также требованиям технической эстетики.

9. Вычерчиваются необходимые разрезы и сечения, поясняющие конструкцию приспособления.

10. Проставляются размеры, допуски и посадки на основные сопряжения деталей, определяющие: точность обработки, наладочные размеры, а также габаритные, контрольные и координирующие размеры отклонениями, характеризующие расстояние между осями кондукторных втулок, пальцев и т.д. Проставляются также присоединительные размеры, показывающие, как осуществляется связь приспособления со станком.

11. В соответствии с ЕСКД составляется спецификация деталей приспособления, над штампом чертежа записываются техническая характеристика и технические условия на изготовление, эксплуатацию и сборку приспособления.

НАЗНАЧЕНИЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Среди задач, решение которых достигается применением приспособлений, можно выделить три основных.

1. Установка заготовок на станках без выверки. Применение приспособлений для установки заготовок ликвидирует дорогостоящую и трудоемкую операцию разметки, устраняет выверку обрабатываемой детали на станке, обеспечивает возможность автоматического получения точности размеров, а следовательно, повышает точность обработки за счет устранения погрешностей, связанных с разметкой и выверкой.

2. Повышение производительности труда. Малая трудоемкость (высокая производительность) в равной мере зависит как от высокопроизводительного оборудования, так и от высокопроизводительного приспособления. Повысить производительность труда – это значит сократить норму штучного времени на операцию. Норму штучно-калькуляционного времени $t_{шт.к}$ определяют по формуле

$$t_{шт.к} = t_o + t_b + t_{тех.об} + t_{пер} + \frac{t_{п.з}}{n}.$$

Основное время t_o можно сократить несколькими способами: 1) увеличением числа одновременно работающих инструментов (при одновременной работе нескольких инструментов операция из многопереходной превращается в однопереходную и время на обработку детали резко сокращается), для этого проектируют многошпиндельные сверлильные и фрезерные головки, многолезцовые державки для револьверных станков на несколько инструментов и др.; 2) одновременной обработкой нескольких деталей, для этого проектируются многоместные приспособления или приспособления для установки деталей пакетами; 3) повышением режимов резания. Проектирование приспособлений, повышающих жесткость технологической системы СПИД, позволяет повысить режимы резания и применить многоинструментную обработку.

Вспомогательное время t_b можно сократить, уменьшив время на установку и закрепление деталей или совместив вспомогательное и основное время. При использовании приспособлений рабочий может не проверять положение деталей при установке. Для сокращения времени закрепления детали конструкторы проектируют быстросействующие ручные, механизированные, автоматизированные и многократные зажимные устройства, поворотные приспособления, автоматические загрузочные устройства, выталкиватели и др. Проектируя поворотные многопозиционные многоместные или непрерывно действующие приспособления, учитывают, что установка и снятие, закрепление и открепление деталей будут выполнять во время работы станка, таким образом, время, затрачиваемое на эти приемы, совмещается с основным временем.

Следовательно, оперативное время $t_{оп} = t_o + t_b$ можно уменьшить, применив приспособления, повышающие степень концентрации операций механической обработки. Приспособления расширяют возможности интенсификации технологических процессов, используя параллельные и параллельно-последовательные схемы обработки поверхностей.

Время технического обслуживания рабочего места $t_{тех.об}$ сокращают, используя быстросменные патроны, многолезцовые державки, в которых наладка осуществляется вне станка на специальных приспособлениях, шаблоны для установки инструментов на размер и др.

Время организационного обслуживания $t_{орг.об}$ можно уменьшить при создании в приспособлениях окон и лотков для отвода стружки, устройств для автоматической очистки от стружки и ее транспортирования и др.

Время регламентированных перерывов $t_{пер}$ сокращается за счет применения приспособлений, облегчающих труд рабочих.

Подготовительно-заключительное время $t_{п.з}$ уменьшается за счет тех же мероприятий, что $t_{тех.об}$, но кроме этого за счет создания приспособлений: обеспечивающих точную и быструю установку их на станке без выверки; допускающих быструю переналадку приспособлений на обработку разных деталей.

Задачей конструктора по обеспечению повышения производительности труда является анализ нормы времени для уменьшения ее составляющих.

3. Расширение технологических возможностей оборудования. Заводы серийного производства оснащены в основном универсальными металлорежущими станками. Каждый станок предназначен для выполнения какой-то определенной работы с заданной точностью. Для таких станков применяют специальные приспособления, расширяющие технологические возможности оборудования. С помощью такого приспособления на станке выполняют работу, для осуществления которой необходим станок совершенно иного типа. Например, с помощью специальных приспособлений обработку шлифованием, протягиванием и фрезерованием можно производить на токарном станке, растачивание и долбление – на фрезерном, обработку точных отверстий – на сверлильных станках и др.

Приспособления, расширяющие технологические возможности станков, позволяют осуществить: крепление инструментов, редко используемых при работе на станке; дополнительные взаимные перемещения инструмента и обрабатываемой детали; крепление инструментов и обрабатываемых деталей на не предназначенных для этой цели поверхностях станка; точное направление инструмента.

Классификация приспособлений

Классификацию приспособлений проводят по нескольким признакам.

I. По целевому назначению приспособления делят на пять групп.

Станочные приспособления – используют для установки и закрепления обрабатываемых заготовок на станках, В зависимости от вида механической обработки различают сверлильные, токарные, фрезерные, расточные, шлифовальные и другие станочные приспособления. Они являются самой многочисленной группой и составляют 70 – 80 % общего числа приспособлений.

Приспособления для крепления рабочих инструментов – характеризуются большим числом нормализованных конструкций, что объясняется нормализацией и стандартизацией самих рабочих инструментов. Приспособления первой и второй групп являются составными частями технологической системы.

Сборочные приспособления – используют для соединения сопрягаемых деталей и сборочных единиц, крепления базовых деталей (сборочных единиц) собираемого изделия, предварительного деформирования собираемых упругих элементов (пружин, рессор и т.д.), выполнения сборочных операций, требующих приложения больших сил (клепка, вальцовка, напрессовка и т.д.) и др.

Контрольные приспособления – применяют для контроля заготовок, промежуточного и окончательного контроля обрабатываемых деталей, а также для проверки собранных элементов и машин.

Приспособления для захвата, перемещения и перевертывания обрабатываемых заготовок.

II. По степени специализации приспособления делят на универсальные, специализированные и специальные (рис. 17).

1. Универсальные приспособления (УП) используют для расширения технологических возможностей станков или для обслуживания приспособлений. К ним относятся: универсальные, поворотные, делительные столы, головки, универсальные приводы, устройства для механизации зажима в приспособлениях и т.п.

2. Универсальные безналадочные приспособления (УБП) используют для закрепления заготовок широкой номенклатуры и различной конфигурации. К ним относятся: универсальные патроны с неразъемными кулачками, универсальные фрезерные и слесарные тиски.

3. Универсально-наладочные приспособления (УНП) используют для закрепления заготовок различной конфигурации. К ним относятся: универсальные патроны со сменными кулачками, универсальные тиски со сменными губками, скальчатые кондукторы и т.п.

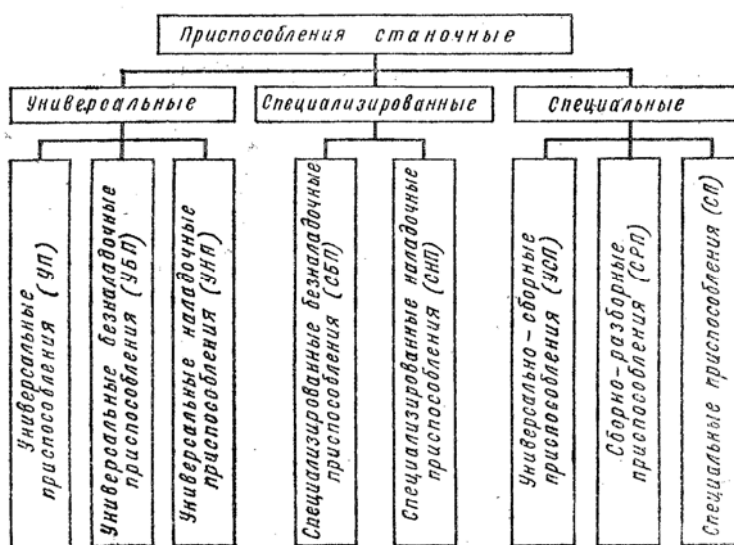


Рис. 17. Классификация станочных приспособлений

4. Специализированные безналадочные приспособления (СБП) используют для закрепления заготовок, близких по конструктивно-технологическим признакам, с одинаковыми базовыми поверхностями, требующих одинаковой обработки. При осуществлении однотипных операций необходимо регулировать элементы. К ним относятся: приспособления для групповой обработки деталей типа валиков, втулок, фланцев, дисков, кронштейнов, корпусных деталей и т.п.

5. Специализированные наладочные приспособления (СНП) используют для закрепления заготовок, близких по конструктивно-технологическим признакам, объединенных общностью базовых поверхностей и характером обработки и требующих для выполнения однотипных операций замены специальной наладки. Приспособления СНП аналогичны СБП, но возможности их шире.

6. Универсально-сборные приспособления (УСП) используют для закрепления заготовок широкой номенклатуры при выполнении различных операций. Но для каждой операции собирают специальное приспособление из заранее изготовленных стандартных деталей, которое после использования разбирают и многократно применяют в последующих компоновках.

7. Специальные приспособления (СП) используют для выполнения определенной операции при обработке конкретной детали, они являются одноцелевыми. При смене объекта производства такие приспособления, как правило, приходится списывать независимо от степени их физического износа. Эти приспособления трудоемки и дороги в изготовлении, и их изготовляют в единичном производстве, а применяют главным образом в крупносерийном и массовом производствах.

В любом приспособлении можно выделить отдельные группы деталей и механизмы, имеющие одинаковое назначение. Их принято называть элементами. Под элементом приспособления понимают деталь или элемент, выполняющий определенную функцию.

III. По функциональному назначению элементы приспособлений делят на: установочные; зажимные; силовые приводы; элементы для определения положения и направления инструментов; корпуса; вспомогательные механизмы (делительные, фиксирующие и т.д.); вспомогательные и крепежные детали (рукоятки, сухари, шпонки и т.п.).

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Общие понятия

Основными элементами приспособлений являются установочные, зажимные, направляющие, делительные (поворотные), крепежные детали, корпуса и механизированные приводы. Их назначение следующее:

установочные элементы – для определения положения обрабатываемой заготовки относительно приспособления и положения обрабатываемой поверхности относительно режущего инструмента;

зажимные элементы – для закрепления обрабатываемой заготовки;

направляющие элементы – для осуществления требуемого направления движения инструмента;

делительные или поворотные элементы – для точного изменения положения обрабатываемой поверхности заготовки относительно режущего инструмента;

крепежные элементы – для соединения отдельных элементов между собой;

корпуса приспособлений (как базовых деталей) – для размещения на них всех элементов приспособлений;

механизированные приводы – для автоматического закрепления обрабатываемой заготовки.

К элементам приспособлений относятся также захватные устройства различных устройств (роботов, транспортных устройств ГПС) для захвата, зажима (разжима) и перемещения обрабатываемых заготовок или собираемых сборочных единиц.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Приспособления для токарных и шлифовальных станков

Основные разновидности станочных приспособлений в зависимости от назначения и вида обработки можно сгруппировать следующим образом: для токарных, шлифовальных и внутришлифовальных станков, для сверлильных и расточных станков; для фрезерных станков; для зубофрезерных станков; для протяжных станков; для доводочных станков; для фасонной обработки; для многоцелевых станков с ЧПУ, агрегатных станков и автоматических линий. Каждая из этих групп имеет свои особенности, преимущества и недостатки.

К группе приспособлений для токарных и шлифовальных станков относятся патроны, планшайбы, люнеты и др.

Патроны служат, как правило, для закрепления коротких заготовок по наружной или внутренней поверхности. По типу приводов их делят на ручные и механизированные, по числу кулачков – на двух-, трех-, четырехкулачковые и более; по типу центрирования – на универсальные, специальные, самоцентрирующиеся и с независимым перемещением кулачков; по конструкции – на клиповые, рычажно-клиновые, рычажные, специальные, винтовые и спирально-реечные.

Планшайба представляет собой диск, устанавливаемый на центрирующие элементы шпинделя станка. На диске монтируют зажимные устройства.

Люнеты – дополнительные устройства (опоры), необходимые для увеличения жесткости при обработке длинных заготовок. Их применяют при обработке в центрах заготовок деталей типа тел вращения с отношением $d/l = 1/(10...12)$ и более во избежание их прогиба под действием сил резания. Люнеты бывают неподвижными и подвижными.

К приспособлениям для токарных и шлифовальных станков с ЧПУ предъявляют следующие основные требования: высокая точность и жесткость (при возможном использовании полной мощности станка); быстрые зажим и разжим заготовок; быстрая переналадка кулачков и других зажимных элементов на требуемый диаметр заготовки; возможность обработки заготовок из прутка многих разновидностей; автоматический поворот заготовки, при необходимости без остановки станка; широкая универсальность, дающая возможность обрабатывать различные по форме и размерам заготовки; быстрая переналадка станка.

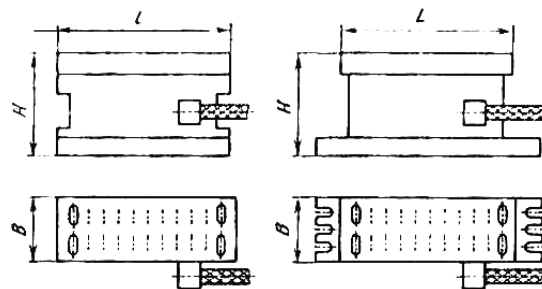


Рис. 18. Электромагнитные плиты двух исполнений

В качестве установочно-зажимных приспособлений на плоскошлифовальных станках используют прямоугольные электромагнитные плиты. Электромагнитные плиты служат для крепления заготовок из ферромагнитных материалов на плоскошлифовальных станках с прямоугольным столом (рис. 18). На станках с круговым вращением стола применяют круглые плиты.

Приспособления для сверлильных и расточных станков

Приспособления для сверлильных и расточных станков составляют до 20 % общего парка станочных приспособлений. К ним относятся машинные тиски с различными приводами, призмы, угольники, кондукторы, поворотные столы и т.п.

Конструкции сверлильных приспособлений различаются устройством кондукторных плит и положением, которое занимает заготовка в процессе обработки. Исходя из этого, различают приспособления стационарные, передвижные, опрокидываемые и поворотные.

Под стационарным приспособлением понимают приспособление, которое при обработке в нем заготовки остается неподвижным.

Опрокидываемые сверлильные приспособления – кондукторы, которые в процессе сверления отверстий, расположенных в разных плоскостях, приходится поворачивать вместе с заготовкой для совмещения осей кондукторной втулки и режущего инструмента.

Поворотные приспособления (рис. 19) применяют для обработки заготовок, имеющих большое число отверстий, расположенных по окружности.

У всех этих приспособлений, кроме стационарных, имеется один недостаток: затрачивается дополнительное время на перемещение и кантование (поворот заготовки), что увеличивает оперативное время, а значит, и трудоемкость изготовления деталей. Для устранения этого недостатка применяют многошпиндельные сверлильные головки, которые подразделяют на специальные и универсальные (рис. 20). У специ-

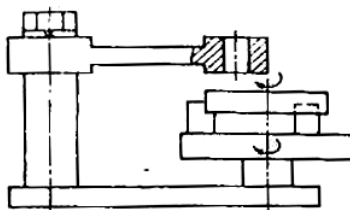


Рис. 19. Схема поворотного приспособления для сверления

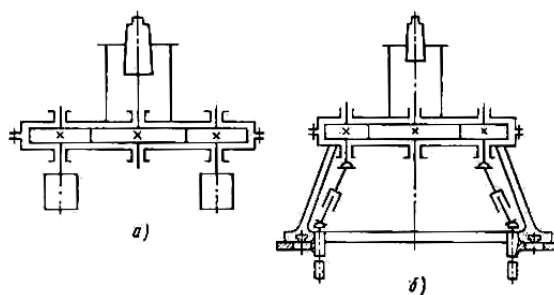


Рис. 20. Многошпиндельные сверлильные головки:
а – специальная; б – универсальная

альных головок расстояние между шпинделями остается неизменным, положение инструмента менять нельзя.

Универсальные многошпиндельные головки служат для обработки системы отверстий с различными расстояниями между их осями. Их отличительная черта – возможность регулирования расстояния между шпинделями в небольших диапазонах (рис. 20, б).

На обычных сверлильных и расточных станках, и особенно с ЧПУ, в мелко- и среднесерийном производстве получили распространение стандартизованные системы УНП, УСП и др. (см. рис. 18.2).

Приспособления для фрезерных станков

На фрезерных станках широко применяют стандартизованные приспособления: машинные тиски (с различными зажимами и приводами) для обработки различных по форме и размерам заготовок; делительные головки и поворотные столы. Особенностью приспособлений является высокая жесткость корпусов и конструкции в целом. Это обусловлено тем, что резание – прерывистый процесс, а также тем, что более высокая жесткость дает возможность лучше гасить вибрации.

Применяют также приспособления для непрерывного фрезерования и специальные многоместные с параллельной, последовательной и параллельно-последовательной схемами обработки. Приспособления часто выполняют переналаживаемыми, со сменными наладками. Как для обычных станков, так и для станков с ЧПУ также широко применяют стандартизованные системы. Делительные головки используют для установки и периодического поворота небольших заготовок. Заготовки устанавливают в центрах, цанговых или кулачковых патронах, закрепляемых на шпинделе головки. Головки выполняют с горизонтальной или вертикальной осями вращения.

Поворотные столы применяют для непрерывного или позиционного фрезерования плоских поверхностей.

Приспособления для зубообрабатывающих станков

Конструкция приспособлений для зубообрабатывающих станков определяется схемой базирования, которая зависит от конструкции заготовки.

Основное назначение зажимных приспособлений – очная и стабильная фиксация зубчатого колеса во время нарезания зубьев. Поэтому приспособления должны быть достаточно жесткими, должны иметь высокую точность поверхностей, образующих комплект баз при базировании (шейки, торцы, отверстия и т.п.), не следует допускать смещения заготовки относительно центрирующих элементов; приспособления должны быть простыми, удобными для установки и снятия заготовки и быстродействующими (сокращается вспомогательное время).

Основной особенностью приспособлений является применение в них разжимных центрирующих элементов (чаще для безззорного центрирования) и зажима заготовок.

Приспособления для шевингования, хонингования и шлифования зубчатых колес характеризуются простотой и являются универсальными нормализованными или типовыми. Как правило, это патроны, центра, втулки, оправки. Основная особенность приспособлений та, что в них выполняется безззорная установка заготовок.

Приспособления для протяжных станков

Приспособления для внутреннего протягивания не имеют специальных зажимных устройств или механизмов. Характерной особенностью их является простота конструкции, так как обрабатываемая заготовка центрируется (кроме координатного протягивания) шейкой протяжки и силой резания прижимается к опорной поверхности планшайбы станка через промежуточные жесткие или самоустанавливающиеся фланцы или сменные втулки.

Для протягивания плоских и фасонных поверхностей и шпоночных канавок на вертикально-протяжных станках применяют типовые или специальные приспособления с пневматическим, гидравлическим или пневмогидравлическим приводом.

Приспособления для обработки фасонных поверхностей

Для обработки фасонных и сложнопрофильных поверхностей применяют приспособления, отличительной особенностью которых является наличие копиров. Назначение копиров – направлять режущий инструмент относительно заготовки для получения заданной траектории его движения. Обработку с помощью приспособлений с копиями производят на фрезерных, токарных, расточных, шлифовальных и других станках. Использование специализированных станков (копировально-фрезерных и станков с ЧПУ) позволяет обрабатывать фасонные поверхности с применением обычных установочно-зажимных приспособлений. Не исключено применение стандартных систем УНП, УСП и др.

Приспособления для многоцелевых станков, агрегатных станков и автоматических линий

В связи с широким внедрением в промышленность прогрессивного металлорежущего оборудования – станков с ЧПУ, в том числе многоцелевых, станков фрезерно-сверлильной, фрезерно-сверлильно-расточной и других групп, а также агрегатных станков и автоматических линий значительно возросли требования к технологической оснастке.

Многоцелевые станки, применяемые в мелко- и среднесерийном производстве, оснащают УНП и УСП, а в крупносерийном производстве – СНП и СРП.

Основные требования, предъявляемые к таким приспособлениям, следующие: высокая точность и жесткость; полное базирование заготовок в приспособлении и самого приспособления на станке; возможность обработки максимального числа поверхностей с одного установка заготовки; быстрая переналадка и быстрота зажима-разжима заготовки.

В настоящее время на станках с ЧПУ фрезерно-сверлильно-расточной группы и многоцелевых применяют комплект системы

КСС-1 (комплект столов-спутников) универсально-наладочных приспособлений (УНП) (рис. 21').

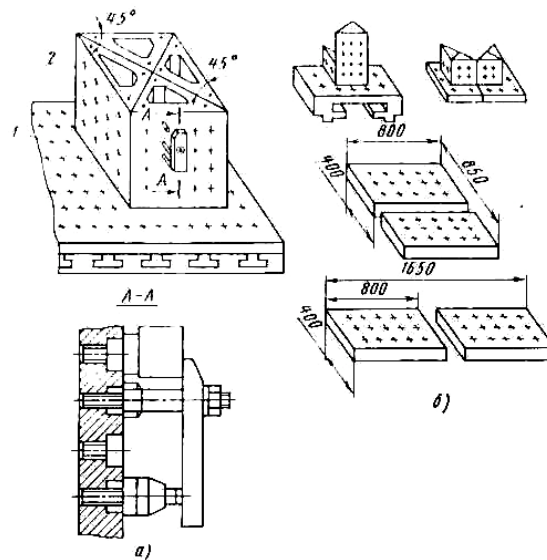


Рис. 21'. Комплект системы КСС-1:

a – комплект системы и зажимные элементы; *б* – примеры компоновок

Комплект системы КСС-1 и элементы зажимного устройства (рис. 21', *a*) состоят из унифицированных узлов: базовой плиты 1 и угольников 2 с сеткой отверстий (с шагом $50 \pm 0,015$ мм), верхнюю часть которых выполняют цилиндрической (диаметр 25Н7), а нижнюю – с резьбой (М20).

На рис. 21', *б* показаны примеры компоновок УНП. Отверстия предназначены для установки и закрепления сменных наладок и зажимных элементов комплекта.

Целесообразность использования УНП в конкретном производстве должна быть экономически обоснована.

Правильное решение вопросов оснащения станков с ЧПУ прогрессивными приспособлениями и другой оснасткой позволяет получить максимальный эффект от внедрения этих станков.

Отличительной чертой прогрессивных приспособлений для обработки заготовок на агрегатных станках является то, что в них можно обрабатывать несколько заготовок несколькими инструментами. Такие приспособления, как правило, оснащают быстродействующими пневматическими или гидравлическими зажимными механизмами. Они имеют жесткие корпуса, снабжены устройствами для быстрой переналадки.

ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАНОЧНОГО ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

В процессе проектирования станочного приспособления необходимо соблюдать правила выбора баз, стабильного взаимного положения заготовки и режущего инструмента при обработке, удобную установку, контроль и снятие детали, свободное удаление стружки, удобство управления станком и приспособлением, а также условия, обеспечивающие безопасность работы и обслуживания данного приспособления.

При проектировании станочного приспособления следует произвести расчет погрешности базирования в зависимости от способа установки заготовки по общепринятым формулам.

При разработке конструкции станочного приспособления необходимо стремиться к уменьшению времени на установку и съем обрабатываемой детали, к повышению режимов резания и к одновременному обрабатыванию нескольких заготовок в одной операции.

В начале проектирования приспособления необходимо разработать принципиальную схему базирования и закрепления детали, определить число заготовок, подлежащих одновременной обработке, а потом произвести общую компоновку приспособления и всех его элементов.

Исходными данными для проектирования станочного приспособления являются:

рабочий чертеж заготовки и готовой детали;

технологический процесс на предшествующую и выполняемую операции с технологическими эскизами;

годовой объем выпуска деталей;

альбомы типовых конструкций приспособлений;

паспортные данные станков (размеров стола, шпинделей, межцентровых расстояний, размеров и расположения крепежных пазов и отверстий и т.д.).

В зависимости от объема выпуска изделий выбирают конструкцию и привод зажима заготовки, а также быстроизнашиваемые детали приспособления. Необходимо определить тип и размер установочных элементов, их число и взаимное положение и увязать это с требуемой точностью обработки заготовки на данной операции, а также рассчитать силу зажима и на ее основании выбрать тип зажимного устройства.

При выборе основных и вспомогательных элементов приспособления следует использовать стандартные конструкции изделий. Разработку специального станочного приспособления для обработки заготовок производят в следующем порядке:

изучают рабочие чертежи заготовки и готовой детали;

изучают принципиальную схему базирования и закрепления заготовки;

изучают операционный технологический эскиз механической обработки заготовки; конструктивно оформляют элементы приспособления и его общую компоновку с необходимыми проекциями, разрезами и отдельными видами; разрабатывают технические требования на изготовление станочного приспособления; составляют спецификацию на спроектированное приспособление согласно сборочному чертежу и присваивают шифры на специальные разрабатываемые детали приспособления.

Разработку общего вида (сборочной единицы) приспособления начинают с нанесения на лист выбранного формата контуров обрабатываемой детали в необходимом количестве проекций на таком расстоянии, чтобы оставалось достаточно места для размещения на проекциях всех элементов (деталей) приспособления, размеров и позиций.

При проектировании приспособлений для промежуточных операций вычерчивают те контуры детали, которые выполняли на предыдущей операции, в установленном масштабе, а для первой операции – контуры рабочего чертежа заготовки. Общие виды проекций приспособления следует вычерчивать в масштабе 1:1, за исключением очень мелких или больших конструкций приспособлений.

В процессе проектирования приспособления сначала вычерчивают установочные элементы приспособления, затем элементы зажимных и вспомогательных устройств и определяют контуры приспособления. В заключение устанавливают форму и размеры приспособления.

На сборочном чертеже приспособления указывают необходимые размеры, которые обеспечивают точность расположения элементов приспособления, справочные размеры (монтажные, установочные и др.). На свободном поле чертежа над штампом основной надписи размещают технические требования на изготовление станочного приспособления.

На сборочном чертеже приспособления все составные части (сборочные единицы и детали) нумеруют. Номера позиций располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения и группируют в колонку или строчку по возможности на одной линии. На листе сборочного чертежа приспособления допускается помещать в правом верхнем углу операционный эскиз.

В процессе проектирования станочного приспособления необходимо выполнять требования Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) и государственных стандартов на все элементы проектируемого приспособления.

При проектировании приспособлений необходимо использовать стандартизованные и унифицированные элементы приспособлений, что позволит сократить цикл подготовки производства и снизить себестоимость изготовления оснастки на 20 – 30 %. После разработки сборочного чертежа приспособления производится детализация. Рабочие чертежи приспособления разрабатывают только на специальные детали. В курсовом проекте разработку деталей приспособления не производят из-за большого объема работ.

Исходные данные и выбор конструкции приспособления

Проектирование приспособлений неразрывно связано с разработкой технологического процесса обработки заготовки. Технолог и конструктор в работе по проектированию приспособлений решают вполне определенные задачи. Для технолога это: выбор технологических баз; установление маршрута обработки; уточнение содержания технологических операций с разработкой эскизов обработки и указанием промежуточных размеров по каждой операции, дающих представление о базировании и закреплении заготовки; выбор и расчет параметров режима обработки, включая силы и моменты обработки (резания); выбор типа и модели станка; предварительная разработка схемы приспособления; нормирование операций. В задачи конструктора входят: конкретизация предложенной технологической схемы приспособления и базирования заготовки; выбор конструкции и размеров установочных элементов приспособления; определение потребных сил зажима; выбор схемы и расчет зажимных устройств и приводов к ним; определение конструкции и размеров направляющих элементов приспособления; общая компоновка приспособления с назначением допусков на его сборку и на изготовление деталей. В результате конструктор должен выдать готовый чертеж приспособления, оформленный в соответствии с требованиями стандартов, с техническими условиями на изготовление и эксплуатацию.

Исходная информация для разработки приспособления в соответствии с ГОСТ 14.303–73 подразделяется на базовую, руководящую и справочную. Базовая информация включает данные конструкторской документации на изделие (чертеж детали и технические требования ее приемки) и программу выпуска изделия. В руководящую информацию входят данные из стандартов, нормативной документации на прогрессивную оснастку и производственных инструкций. Справочная информация включает данные, содержащиеся в действующих технологических процессах, описаниях прогрессивной оснастки, каталогах, номенклатурных справочниках прогрессивного технологического оборудования и оснастки, материалах по выбору технологических нормативов (параметров режима обработки, расчетных факторов для расчета приспособлений и т.д.), методических материалах по конструированию и расчету приспособлений.

При проектировании приспособления необходимы следующие исходные материалы: чертеж заготовки; чертеж детали и технические требования по ее приемке; операционные эскизы заготовки на предшествующую и выполняемую операции; технологический процесс изготовления данной детали; стандарты и нормы на детали и сборочные единицы приспособлений; альбомы нормализованных конструкций и чертежи подобных по назначению приспособлений; данные о станках. Из технологического процесса изготовления детали конструктор выясняет последовательность и содержание операций, принятое базирование, используемые станки и инструменты, параметры режимов резания, нормы времени и заданную производительность обработки.

Перед проектированием приспособления конструктор должен иметь характеристику станка, заложенного технологом в техпроцессе (в частности, его основные размеры, связанные с размещением приспособления, – размеры стола, рабочие перемещения стола и их пределы, размеры и расположение Т-образных пазов, наименьшее расстояние от стола до шпинделя, размер конуса шпинделя и т.д.), а также его техническое состояние. Желательно непосредственно ознакомиться со станком

для выявления особенностей приспособления, связанных с оборудованием, и установления наиболее выгодного расположения органов управления (пневмокранов, рукояток и т.п.). Целесообразно также изучить конструкции и опыт эксплуатации аналогичных приспособлений.

При тщательной проработке исходной информации конструктор может предложить технологу наиболее рациональное построение операции и выбрать другую схему приспособления.

Обоснование конструкции приспособления следует связывать с обеспечением заданной производительности станка на данной операции, которая определяется программой выпуска изделий. Эта программа учитывается при разработке технологического процесса изготовления детали и сказывается на исходных данных для проектирования приспособления. Фактором, определяющим достижение заданной производительности станка и конструкцию приспособления, является соотношение такта выпуска и штучного времени с учетом его составляющих, из которых главным в данном случае является суммарное технологическое и вспомогательное время, затрачиваемое на установку и снятие заготовки и управление приспособлением. Поэтому принятие решения о конструкции приспособления тесно связано с нормированием технологического процесса.

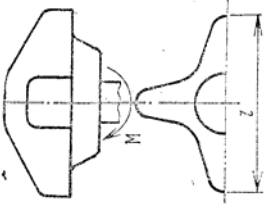
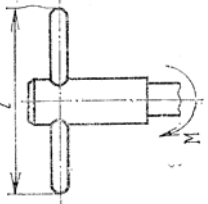
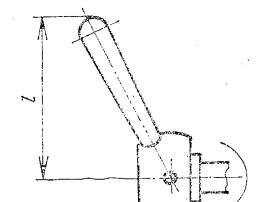
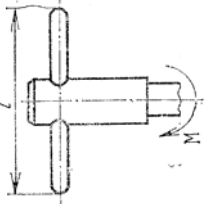
Окончательное решение о выборе той или иной конструкции приспособления следует принимать после расчета экономической эффективности, которая заключается в сопоставлении затрат и экономического эффекта при использовании прогрессивного приспособления, относимых к годовому периоду эксплуатации. Затраты слагаются из расходов на амортизацию приспособления (амортизационные отчисления), его содержание и эксплуатацию. Экономия достигается за счет снижения трудоемкости изготовления деталей, а следовательно, за счет сокращения затрат на основную зарплату. Приспособление считается рентабельным, если годовая экономия, получаемая при его применении, больше связанных с ним годовых затрат.

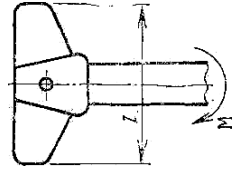
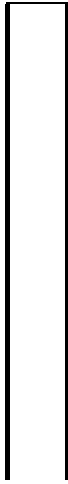
Анализ различных операций механической обработки и сборки показывает, что доля вспомогательного времени в штучном, например в серийном производстве может достигать 40 %. Внедрение прогрессивных рабочих инструментов и скоростной обработки уменьшает основное время. Это приводит к необходимости механизации или частичной и полной автоматизации приспособлений. Автоматическое базирование заготовок при использовании приспособлений, механизация и автоматизация оснастки обеспечивают повышение производительности труда вследствие сокращения элементов вспомогательного времени, облегчения труда, а также высвобождения рабочих. Из сказанного следует, что правильный выбор конструкции приспособления положительно отражается на себестоимости выпускаемых деталей и машин.

Если выбор установочных элементов, элементов для направления и контроля положения обрабатываемых инструментов, корпусов связан в основном с обеспечением точности обработки заготовок (сборки изделий), жесткости и удобства обслуживания приспособлений, то выбор зажимных устройств и их приводов обосновывается еще и эффективностью использования приспособления. В неавтоматизированном производстве рабочий может выполнять в смену в среднем до 750 зажатий – отжатий (при силе привода до 200 Н). Если за смену требуется обработать 400 заготовок в приспособлении с двумя винтовыми зажимами, то рабочий не сможет выполнить это задание. В данном случае следует применить приспособление с механизированным приводом.

Значения моментов, передаваемых рукой рабочего (при силе воздействия 150 Н) на маховички и рукоятки различных конструкций и размеров, приведены в табл. 4. При известном потребном моменте M по ней можно подбирать конструктивную форму приводных элементов ручных зажимных устройств и их размер l . Ориентировочные данные по продолжительности закрепления и открепления, заготовок различными зажимами представлены в табл. 5.

4. Предельные значения моментов сил M (Н·мм), обеспечиваемых при различных конструктивных формах и размерах l (мм) элементов ручных зажимных устройств

Форма устойчивости					
	l	M		l	M
	40	4000...6500		75	8500...13000
	50	5000...7000		94	9500...14000
	60	6000...8000		117	10000...15000
	80	8000...9500		150	11000...16000
	—	—		—	—



l	M	l	M
20	700...1500	30	1200...2500
24	900...1800	35	2500...5000
30	1000...2200	45	4000...6500
36	1200...2500	50	5000...7500
—	—	70	7000...8500

5. Вспомогательное время на закрепление и открепление заготовки, мин

Способ закрепления	Количество зажимов	Масса деталей, кг, до				
		1	5	12	20	Свыше 20
<i>Закрепление в приспособлениях</i>						
Рукояткой пневматического или гидравлического зажимов	1	0,024	0,024	0,024	0,024	0,024
Рукояткой эксцентрикового зажима	1	0,03	0,034	0,36	-	-
	2	-	0,054	0,061	0,065	0,082
Винтовым зажимом с помощью маховичка или звездочки	1	0,034	0,042	0,055	0,068	0,128
	2	0,06	0,076	0,097	0,12	0,196
Винтовым зажимом с помощью гаечного ключа	1	0,094	0,11	0,135	0,16	0,2
	2	0,153	0,18	0,22	0,26	0,32
	3	-	0,24	0,29	0,35	0,42
	4	-	0,3	0,39	0,44	0,55
Винтовым зажимом с быстросъемной шайбой с помощью гаечного ключа	1	0,085	0,1	0,12	0,135	0,17
Рукояткой пневматического зажима и винтовым зажимом	2	0,052	0,06	0,071	0,083	0,137
Рукояткой эксцентрикового зажима и винтовым зажимом	2	0,058	0,068	0,082	0,095	0,154
<i>Закрепление откидной или скользящей планкой</i>						
Рукояткой пневматического зажима	1	0,034	0,042	0,046	0,05	0,06
Рукояткой эксцентрикового зажима	1	0,04	0,052	0,058	0,064	0,079
Винтовым зажимом вручную	1	0,044	0,06	0,077	0,094	0,163
Винтовым зажимом с помощью гаечного ключа	1	0,104	0,123	0,157	0,186	0,235
Рукояткой пневматического зажима и винтовым зажимом	2	0,062	0,078	0,093	0,109	0,172

Обеспечение точности

С целью обеспечения заданной точности обработки проектируемое приспособление должно обладать достаточной жесткостью (в первую очередь в направлении действия сил зажима и обработки). Для этого желательно применять конструкции с наименьшим количеством стыков, не используя внецентренное приложение сил. Менее предпочтительны сборные конструкции приспособлений с большим количеством стыков; более предпочтительны цельные и сварные конструкции.

Детали приспособлений должны быть жесткими при работе на изгиб и кручение и прочными при всех видах нагружения в эксплуатационных условиях. Корпусные детали приспособлений следует конструировать так, чтобы не возникла их деформация при зажиме и обработке заготовок и отсутствовала деформация элементов станка (стола, шпинделя и т.д.), на которых они размещаются и закрепляются.

Уменьшение контактных деформаций стыков, работающих на сжатие, возможно за счет снижения шероховатости контактирующих поверхностей, повышения твердости подповерхностного слоя металла и предварительной затяжки соединяемых элементов приспособления крепежными деталями. Плоские стыки менее жестки на изгиб, чем на кручение. В работающих на изгиб стыках рекомендуется располагать болты неравномерно, смещая их по возможности на большее расстояние от нейтральной оси. В этом случае целесообразно также сокращать поверхность контактирования сопрягаемых деталей в области нейтральной оси.

Жесткости стыков деталей с поверхностями, обработанными шабрением и притиркой, и со шлифованными поверхностями мало отличаются. Достаточно высока жесткость стыков с плоскостями, обработанными строганием, при совпадении рисок (следов) обработки. Контактную жесткость стыков можно повысить за счет предварительной термической (закалка) или химико-термической (например, цементация с последующей закалкой) обработки деталей, а также за счет нанесения тонкого клеевого слоя между сопряженными поверхностями, который повышает демпфирующие свойства стыка при возникновении вибраций.

При разработке чертежа общего вида приспособления и его рабочих чертежей конструктор должен установить допуски размеров, которые по точности разбиваются на три группы. К первой группе относятся размеры элементов и сопряжений, непосредственно определяющие точность обработки (расстояние между осями кондукторных втулок сверлильного приспособления, отклонение от параллельности рабочей плоскости установочных элементов и плоскости корпуса приспособления, контактирующей со столом станка, и т.д.), а также размеры установочных элементов. Во вторую группу входят размеры деталей и сопряжений приспособлений, погрешности которых не оказывают влияния на точность обработки (размеры сопряжений зажимных устройств и приводов, выталкивателей и других вспомогательных устройств), в третью – размеры несопрягаемых обработанных и необработанных поверхностей деталей приспособлений.

Существуют практические рекомендации по выбору допусков размеров деталей и сопряжений приспособлений. Допуски размеров первой группы обычно принимаются в 2 – 3 раза меньшими, чем размеров, выдерживаемых при обработке заготовки. Это обеспечивает в ряде случаев достаточно надежное выполнение заданных размеров заготовки и необходимый ресурс работы приспособления до предельного износа его элементов.

При предварительной обработке заготовок по 11-му качеству точности и ниже относительная точность приспособлений может быть несколько повышена ($1/5 \dots 1/10$ допуска выполняемого размера заготовки). Это возможно при наличии соответствующего точного оборудования и обеспечении высокой точности обработки в инструментальных цехах. При изготовлении деталей по 12...14-му качеству точности названное соотношение обеспечивает допуски размеров деталей приспособлений ориентировочно по 6...8-му качествам точности. Так, в кондукторах для сверления отверстий под крепежные болты допуск расстояния между осями кондукторных втулок принимается $\pm 0,05$ мм, что обеспечивает увеличенный период (ресурс) работы кондуктора, до предельного износа втулок и выхода приспособления из строя по точности.

Однако допуски размеров первой группы не следует определять только на базе изложенных выше практических рекомендаций. Более целесообразно и правильно с технической, методической и экономической точек зрения их установление по расчету приспособления на точность.

Допуски размеров второй группы назначаются при конструировании приспособлений в зависимости от характера и условий работы рассматриваемых сопряжений и назначения механизма. Чаще всего допуски размеров сопрягаемых деталей принимаются по 6...8-му качествам точности. Свободные размеры выполняются по 14-му качеству точности для обработанных и по 16-му – для необработанных поверхностей деталей приспособлений.

Тщательная проработка вопросов точности приспособлений способствует повышению качества обработки заготовки, точности деталей и ресурса эксплуатации приспособления. Так, погрешности изготовления сверлильных и расточных кондукторов влияют на точность межцентровых расстояний между обрабатываемыми отверстиями, расстояний от технологической базы до осей отверстий, а также на отклонение от перпендикулярности осей отверстий относительно опорного торца заготовки. При наличии поворотных устройств могут возникать погрешности углового расположения обрабатываемых отверстий, отклонение от параллельности их осей относительно базовой плоскости и отклонение от соосности в случае растачивания отверстий с последовательным поворотом заготовки на 180° .

Погрешности изготовления и положения на станке фрезерных, строгальных, протяжных и долбежных приспособлений приводят к неточностям взаимного положения обрабатываемых и базовых поверхностей заготовки, но не влияют на форму обрабатываемых поверхностей и точность их размеров, обеспечиваемых мерным и другим инструментом (при выполнении пазов отверстий, шлицевых поверхностей и т.д.). Неточности делительных и поворотных устройств этих приспособлений могут приводить к погрешностям относительного расположения обработанных поверхностей заготовки.

В целом погрешности изготовления приспособлений и установки их на станке не влияют на точность размеров и форму обрабатываемых поверхностей, но приводят к погрешностям относительного положения поверхностей заготовки.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Проектирование любого приспособления начинается с определения теоретической схемы базирования объекта. В соответствии с ГОСТ 21495–76 базирование, т.е. придание объекту (заготовке, детали, изделию) требуемого положения относительно принятой системы координат, осуществляется с помощью выбранных на объекте баз в виде принадлежащих ему поверхностей, осей, точек или их сочетаний. Совокупность трех баз, образующих систему координат объекта, составляет комплект баз (рис. 21 а). Использование комплекта баз необходимо для обеспечения неподвижности объекта в выбранной системе координат. В этом случае на объект налагается шесть двусторонних геометрических связей, которые символизируются шестью опорными точками (рис. 21 б). Соответствующее число связей с объекта может сниматься, если по назначению изделия необходимо или при обработке заготовки достаточно определенное число степеней свободы. Тогда при базировании объекта используют две или одну базу. По назначению базы подразделяют на: а) конструкторскую – для определения положения детали или сборочной единицы в изделии; б) основную, являющуюся конструкторской базой данной детали или сборочной единицы и используемую для определения их положения в изделии; в) вспомогательную, являющуюся конструкторской базой данной детали или сборочной единицы и используемую для определения положения присоединяемых к ним деталей и сборочных единиц; г) технологическую – для определения положения заготовки или изделия при изготовлении, сборке или ремонте (рис. 22, а); д) измерительную – для определения относительного положения заготовки или изделия и средств измерения. По лишаемым степеням свободы различают (рис. 22, б): а) установочную базу – для наложения на объект связей, лишаящих его трех степеней свободы – перемещения вдоль одной координатной оси и поворотов вокруг двух

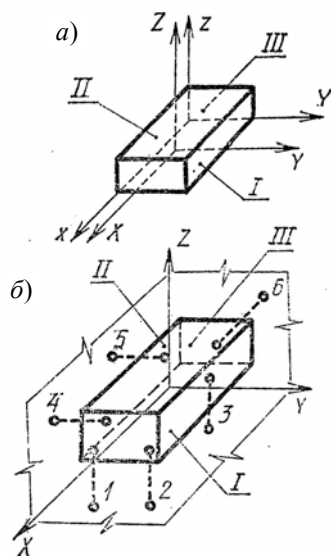


Рис. 21. Комплект баз (а) и опорные точки (б) при базировании призматической заготовки (детали):

I – III – базы; 1 – 6 – опорные точки, символизирующие двусторонние связи заготовки (детали) с системой координат

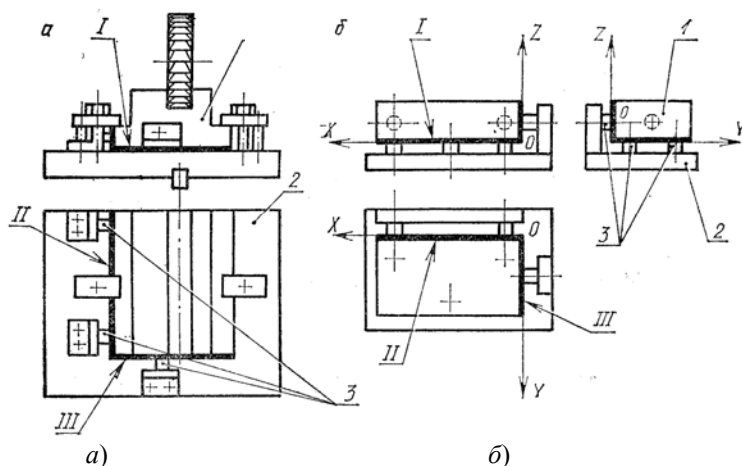


Рис. 22. Базирование заготовок по плоским базовым поверхностям в приспособлениях при обработке:

I – установочная база; II – направляющая база заготовки; III – опорная база заготовки; 1 – обрабатываемая заготовка; 2 – корпус приспособления; 3 – установочные элементы – опоры приспособления

других осей; б) направляющую – для наложения на объект связей, лишаящих его двух степеней свободы – перемещения вдоль одной координатной оси и поворота вокруг другой оси; в) опорную – для наложения на объект связей, лишаящих его одной степени свободы – перемещения вдоль одной координатной оси или поворота вокруг оси; г) двойную направляющую (рис. 23, а) – для наложения на объект связей, лишаящих его четырех степеней свободы – перемещения вдоль двух координатных осей и поворотов вокруг этих осей; д) двойную опорную (рис. 23, б) – для наложения на объект связей, лишаящих его двух степеней свободы – перемещений вдоль двух координатных осей.

По характеру проявления база может быть (рис. 24, б): а) скрытой в виде воображаемой плоскости, оси, точки; б) явной в виде реальной поверхности, разметочной риски или точки пересечения рисков.

Под схемой базирования понимается схема расположения опорных точек на базах заготовки, детали, сборочной единицы, изделия. Все опорные точки на схеме базирования изображаются условными знаками (рис. 24, а) и нумеруются порядковыми номерами, начиная с базы, на которой наибольшее количество опорных точек (рис. 24, б). При наложении в какой-либо проекции одной точки на другую изображается одна точка и около нее проставляются номера совмещенных точек. Число проекций объекта на схеме базирования должно быть достаточным для четкого представления о размещении опорных точек. При наложении геометрических связей по комплекту баз тело лишается возможности трех перемещений вдоль осей OX , OY и OZ и трех поворотов вокруг них, т.е. становится неподвижным в системе $OXYZ$. Наложение двусторонних геометрических связей достигается в приспособлениях через соприкосновение (контактирование) базовых поверхностей заготовки или другого объекта с рабочими поверхностями установочных элементов – опор, к которым заготовки поджимаются для обеспечения надежного контакта.

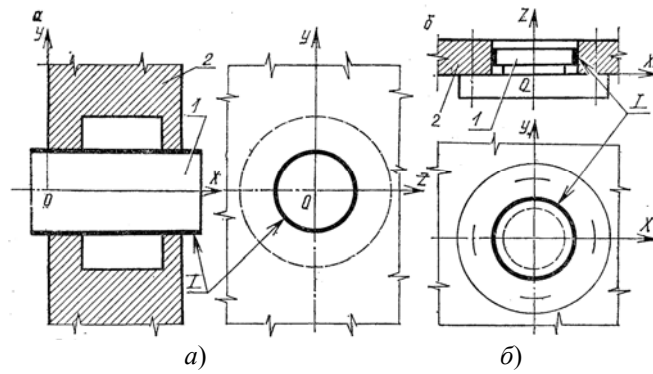


Рис. 23. Базирование заготовок (деталей) с использованием цилиндрических базовых поверхностей:

I – двойная направляющая (*a*) и опорная (*б*) базы; *I* – заготовка (деталь);
2 – установочный элемент приспособления (сопрягаемая деталь изделия)

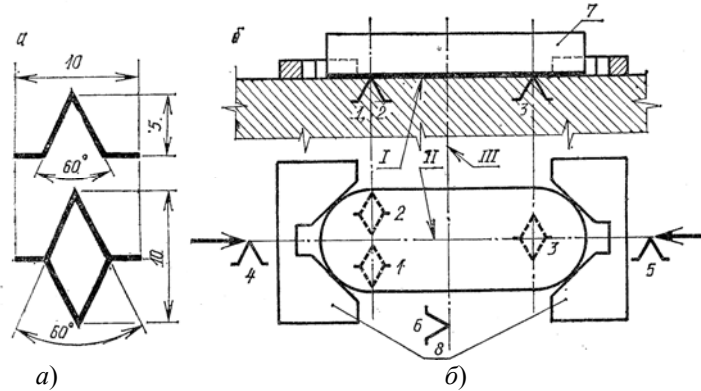


Рис. 24. Условное изображение опорных точек (*a*) и установка заготовки в приспособление по комплекту баз с нанесенной схемой базирования (*б*):

I – установочная явная база заготовки; *II* – направляющая скрытая база (ось) заготовки; *III* – опорная скрытая база (ось) заготовки; *1* – *б* – опорные точки;
7 – заготовка; *8* – губки самоцентрирующих тисков

Шесть связей, лишаящих заготовку движения в шести направлениях, могут быть созданы за счет обеспечения контакта ее опорами приспособления в шести точках: трех по установочной, двух по направляющей и одной по опорной базам. В случае идеализации формы контактирующих поверхностей считается, что необходимые связи достигаются при контакте объектов по поверхностям, а наличие реальных связей символизируется опорными точками. Такое положение применимо, например, при установке заготовок по плоским базующим поверхностям на опорные пластины.

В теоретической механике рассматривается определение положения тела относительно выбранной системы координат $OXYZ$ через определение положения связанной с ним системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$. Жесткая связь системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ с телом дает возможность отнести к ней связи, налагаемые на тело.

Координатные плоскости системы $O_1X_1Y_1Z_1$ целесообразно строить на базах объекта таким образом, чтобы одна из них, принимаемая за начало отсчета (рекомендуется $X_1O_1Y_1$), была лишена возможности одного перемещения и двух поворотов, другая ($X_1O_1Z_1$) была перпендикулярна к $X_1O_1Y_1$, и лишена возможности одного перемещения и одного поворота, третья ($Y_1O_1Z_1$) была перпендикулярна к $X_1O_1Y_1$ и $Y_1O_1Z_1$ и лишена возможности одного перемещения.

Материализация координатных плоскостей точками контакта исходит из физической сущности сопряжения тел по поверхностям, имеющим отклонения формы от идеальной. Положение объекта, устанавливаемого на реальные поверхности, определяется через координаты точек контакта, возникающих на базах (рис. 25, *a*). При идеализации геометрической формы базующих поверхностей за координатные плоскости принимаются базующие поверхности (рис. 25, *б*).

Примеры разработки теоретических схем базирования приведены на рис. 26 и 27. На заготовке (рис. 26, *a*) при фрезеровании паза шириной h необходимо выдержать размеры a и b , параллельность оси паза относительно поверхности Б, а поверхности дна паза – относительно поверхности А. Рис. 26, *б* иллюстрирует теоретическую схему базирования, а рис. 26, *в* – схему приспособления, реализующего схему базирования. При установке заготовки по плоской поверхности и двум отверстиям (рис. 27, *a*) теоретическая схема базирования будет иметь вид, показанный на рис. 27, *б*.

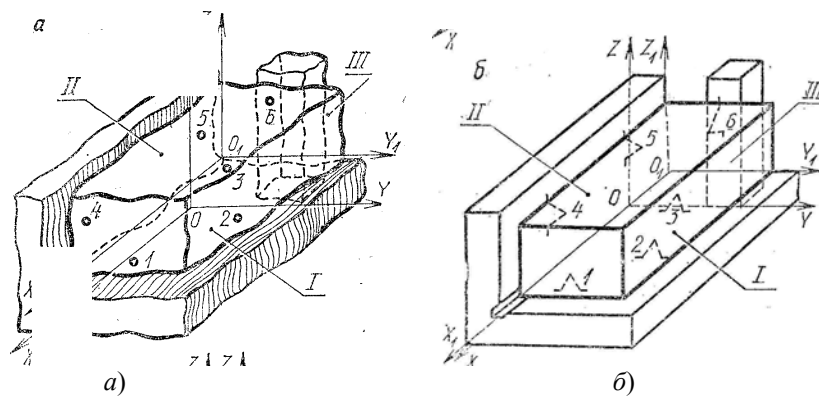


Рис. 25. Построение систем координат $O_1X_1Y_1Z_1$ при контакте тел по реальным (а) и идеализированным (б) поверхностям:
 I – III – соответственно установочная, направляющая и опорные базы;
 I – 6 – точки контакта (а) и теоретические опорные точки (б)

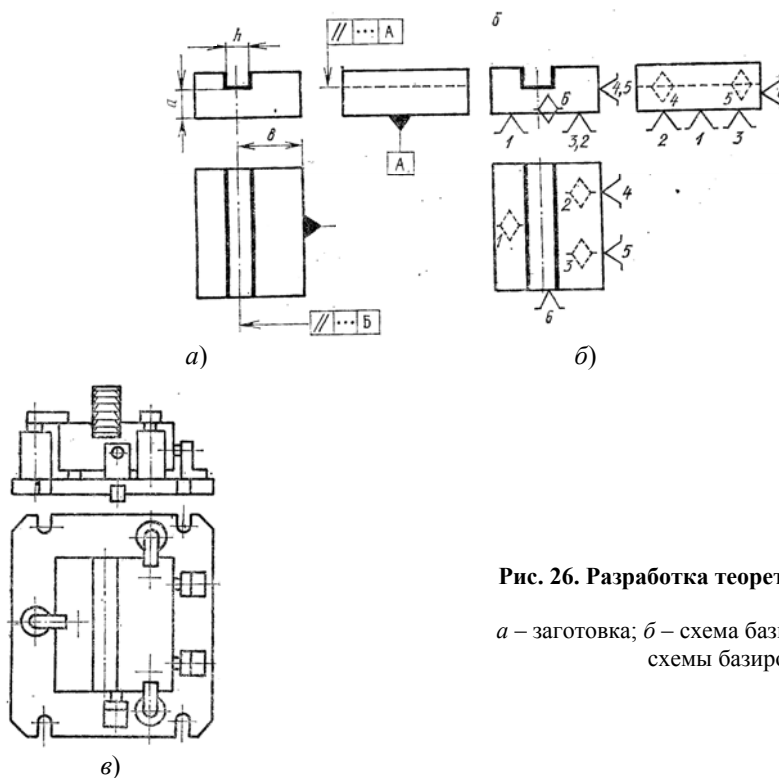


Рис. 26. Разработка теоретической схемы базирования заготовки:
 а – заготовка; б – схема базирования; в – реализация теоретической схемы базирования в приспособлении

Схемы закрепления наносятся на эскиз обрабатываемой заготовки. На схемах опоры, зажимы и установочные устройства могут указываться как в виде реальных деталей и сборочных единиц приспособления, так и в виде графических (условных) обозначений по ГОСТ 3.1107–81 (табл. 6 и 7).

На видах сверху и снизу допускается обозначать подвижную плавающую и регулируемые опоры как неподвижную опору. На видах спереди или сзади при совпадении точек приложения сил двойной зажим допускается обозначать как одиночный. Установочно-зажимные устройства допускается изображать сочетанием обозначений установочных устройств и зажимов. Опоры и установочные устройства (кроме центров) можно обозначать на выносных линиях соответствующих поверхностей. Форму рабочих поверхностей опор, зажимов и установочных устройств следует указывать слева от обозначения элемента приспособления (табл. 8).

Примеры нанесения обозначений опор, зажимов и установочных устройств на схемы, а также оформления схем установки заготовок и деталей в соответствии с ГОСТ 3.1107–81 представлены в табл. 9 и 10.

После окончательного уточнения вопросов установки заготовки в приспособление выбирают установочные, зажимные и другие элементы приспособления, а также определяют вид зажимного устройства и его привод.

Как правило, проектирование начинается с изображения на листе контуров обрабатываемой заготовки штрихпунктирными линиями либо цветными (кроме красной) сплошными линиями. Заготовку изображают в нужном количестве проекций. Общий вид (схема) приспособления вычерчивается последовательным нанесением его элементов вокруг контуров заготовки (сначала установочных элементов, затем зажимных устройств с приводами, элементов для направления и контроля положения инструмента, вспомогательных устройств и деталей). Последним чертят контур корпуса приспособления, который объединяет все вышеперечисленные элементы в единое целое – приспособление.

6. Условные обозначения опор и зажимов

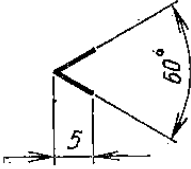
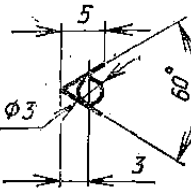
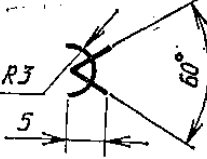
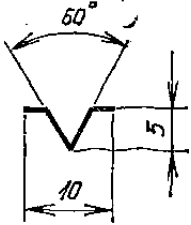

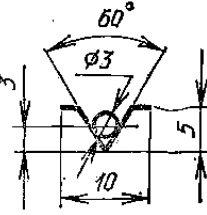

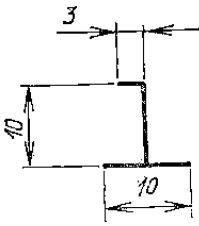

Опора или зажим	Обозначение на видах		
	спереди, сзади	сверху	снизу
Опоры			
Неподвижная			
Подвижная			
Плавающая			
Регулируемая			
Зажимы			
Одиночный			
Двойной			
<p>Примечание. Для двойных зажимов длина плеча l устанавливается разработчиком в зависимости от расстояния между точками приложения сил. Допускается упрощенное графическое обозначение двойного зажима:</p>			

В зависимости от характера обработки, конфигурации заготовки, принятого станка и штучного времени на операцию выбирается одна из схем приспособления: а) одноместное однопозиционное, б) многоместное однопозиционное, в) одноместное многопозиционное, г) многоместное многопозиционное. Целесообразность этого выбора обосновывается при эскизной проработке приспособления.

Наиболее простыми и часто применяемыми, во всех типах производства являются однопозиционные приспособления. При использовании многопозиционных приспособлений необходимо создавать дополнительные вспомогательные устройства (поворотные, делительные, подъемные и др.). Вместе с тем многопозиционные приспособления позволяют значительно повысить концентрацию операций, за счет чего вырастает производительность обработки. Используют их преимущественно на специальных станках, применение которых наиболее эффективно в условиях массового и крупносерийного производства.

В зависимости от допустимого вспомогательного времени и с учетом необходимой силы зажима выбирают рациональную конструкцию силового привода. Механизированные приводы обеспечивают минимальные затраты времени и энергии рабочих на зажим заготовок, позволяют автоматизировать управление приспособлением или совместить его со схемой управления станком.

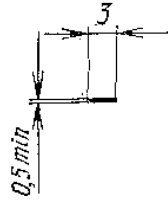
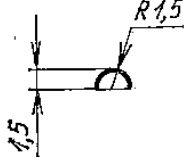
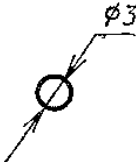
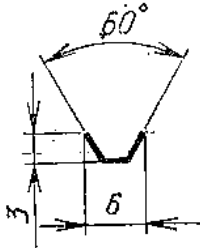
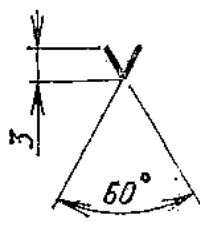
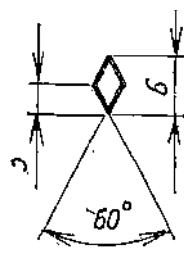
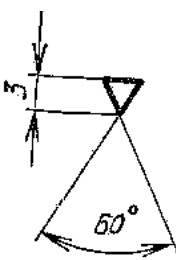
7. Условные обозначения установочных устройств

Установочное устройство	Обозначение на видах	
	спереди, сзади, сверху, снизу	слева, справа
Центр неподвижный		Без обозначения
Центр вращающийся		То же
Центр плавающий		То же
Оправка цилиндрическая		
Оправка шариковая (роликовая)		
Патрон поводковый		

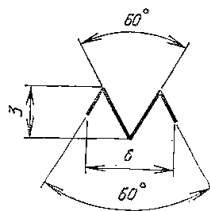
Примечания: 1. Обозначение обратных центров следует выполнять в зеркальном изображении.

2. Для базовых установочных поверхностей допускается применять обозначение вида слева оправки цилиндрической.

8. Условные обозначения формы рабочих поверхностей элементов приспособлений

Форма рабочих поверхностей	Обозначение на всех видах
Плоская	
Сферическая	
Цилиндрическая (шариковая)	
Призматическая	
Коническая	
Ромбическая	
Трехгранная	

Примечания: 1. Рельеф рабочих поверхностей (рифленая, резьбовая, шлицевая и т.д.) опор, зажимов и установочных устройств обозначают следующим образом:



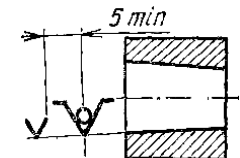
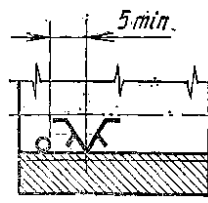
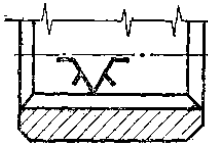
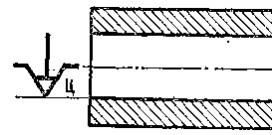
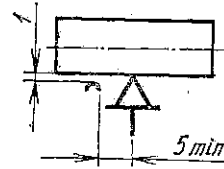
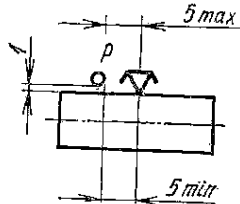
Это обозначение наносят на обозначение соответствующего элемента приспособления. Например, оправку цилиндрическую шлицевую обозначают таким совмещенным знаком:



2. Обозначение устройств зажимов (пневматическое – Р, гидравлическое – Н, Электрическое – Е, магнитное – М, электромагнитное – ЕМ, прочее без обозначения) наносят слева от изображения зажимов.

9. Нанесение обозначений элементов приспособлений на схемы

Элемент приспособления	Нанесение обозначений
Центр подвижный (гладкий)	
Центр рифленый	
Центр плавающий	
Центр вращающийся	
Центр обратный вращающийся с рифленой поверхностью	
Патрон поводковый	
Люнет подвижный	
Люнет неподвижный	
Оправка цилиндрическая	

Оправка коническая, роликовая	
Оправка резьбовая, цилиндрическая с наружной резьбой	
Оправка шлицевая	
Оправка цанговая	
Опора регулируемая со сферической выпуклой рабочей поверхностью	
Зажим пневматический с цилиндрической рифленой рабочей поверхностью	

Большое влияние на эффективность оборудования оказывает удобство работы с приспособлением. Для обеспечения простоты и безопасности установки и снятия заготовок на приспособлениях следует предусматривать загрузочно-разгрузочные зоны, свободные от выступающих элементов приспособлений и подвижных частей их устройств и механизмов. В условиях массового крупного производства при обработке заготовок простой формы малых и средних размеров необходимо изучить возможности автоматизации их загрузки в приспособление и выгрузки из него.

Для повышения производительности нужно позаботиться об удобстве и скорости очистки приспособления. Этот процесс в ряде случаев удастся автоматизировать, например, за счет периодической обдувки приспособления отработавшим в пневмоприводе сжатым воздухом. Комплексная автоматизация приспособления, включающая процессы автоматического базирования, закрепления, открепления и снятия заготовки, его очистки и поднастройки, обеспечивает максимальную производительность и нередко приводит к значительному экономическому эффекту.

После отработки схемы приспособления выбирают и обосновывают параметр для расчета его на точность. Затем выполняют этот расчет, заканчивая его разбивкой значения расчетного параметра на допуски размеров деталей приспособления, входящих в размерную цепь. После этого делают силовой расчет, расчеты на прочность и экономическую эффективность.

Силовой расчет должен иллюстрироваться схемой с указанием сил обработки и зажима, реакций опор, сил трения, действующих моментов, плеч действия сил и других данных, необходимых для определения потребных сил зажима. Заканчивают силовой расчет расчетом зажимного устройства и привода приспособления.

Для расчета на прочность выбирают одну-две наиболее нагруженные детали приспособления. Расчет осуществляется по изложенной ниже методике. Экономическое сравнение вариантов приспособления заканчивают расчетом годового экономического эффекта и срока окупаемости нового, более прогрессивного приспособления.

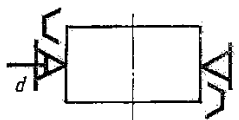
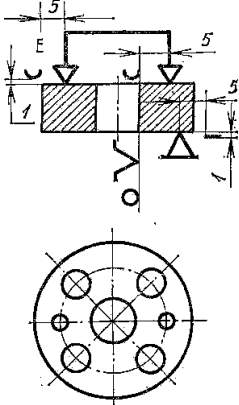
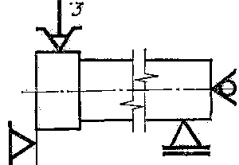
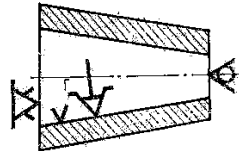
В соответствии с данными расчетов целесообразно откорректировать схему приспособления и разработать эскиз его сборочного чертежа. Для составления спецификации на схеме (эскизе) приспособления нужно пронумеровать его детали.

Полный расчет приспособления выполняется студентами при выполнении курсового и дипломного проектов. Так, для студентов специальности 151001 он включает общую часть, анализ обрабатываемой заготовки, выбор элементов приспособ-

ления, его расчетных параметров, схем приспособления и его установки, а также его расчеты на точность и прочность, силовой расчет, расчет экономической эффективности применения, сборочный чертеж приспособления, спецификацию, ТУ и описание работы приспособления.

На чертеже общего вида приспособления следует приводить технические условия его сборки и эксплуатации с указанием точности в собранном виде по выбранным параметрам, обработки в сборе для обеспечения заданной точности (в случае необходимости), вида покраски и других покрытий, периодичности контрольных осмотров и проверок точности, ухода за приспособлением и обслуживания (очистка, смазывание, замена элементов, хранение), требований к установке на станке и регулировке и др.

10. Схема установки заготовок и деталей в приспособлениях

Способ установки	Схема
В тисках с призматическими губками и пневматическим зажимом	
В кондукторе с центрированием на цилиндрический палец, с упором на три неподвижные опоры и электрическим устройством двойного зажима, имеющим сферические рабочие поверхности	
В трехкулачковом патроне с механическим устройством зажима, с упором в торец, с поджимом вращающимся центром и с креплением в подвижном люнете	
На конической оправке с гидропластовым устройством зажима, с упором в торец на рифленую поверхность с поджимом вращающимся центром	

Особо следует остановиться на важности продумывания вопросов ухода за приспособлениями в период эксплуатации и хранения. Уход за приспособлением, от которого зависит его работоспособность и внешний вид, заключается в осмотре, своевременном смазывании, ремонте и подкраске.

11. Рабочие и смазочные материалы, применяемые при эксплуатации оснастки

Наименование	Марка	ГОСТ	Основная характеристика	Назначение
Масло промышленное	И-20А с государственным Знаком качества	20799–75	Нефтяное дистиллатное масло сернокислотной очистки. Вязкость кинематическая при +50 °С в пределах 17...23 мм ² /с. Температура вспышки в открытом тигле не ниже +190 °С. Кислотное число не более 0,05 мг КОН на 1 г масла	Для гидравлических систем приспособлений
Масло турбинное	T ₂₂ , T ₃₀	32–74	Масло кислотнo-земельной очистки. Вязкость кинематическая при +50 °С в пределах 20...23 мм ² /с. Кислотное число не более 0,02 мг КОН на 1 г масла	Для смазывания подшипников скольжения
Солидол синтетический	С	4366–76	Смазочный материал универсальный, среднеплавкий, водостойкий. Предназначен для использования при температурах от –20 до +65 °С. Температура каплепадения не ниже +70...750 °С	Общее
Солидол жировой	Ж	1033–79	Универсальный среднеплавкий смазочный материал, работающий при температурах от –25 до +65 °С. Динамическая вязкость при 0 °С и среднем градиенте скорости деформации 10 с ⁻¹ не более 250 Па · с	То же
Пластичный смазочный материал	ЦИАТИМ-202	11110–75	Динамическая вязкость при –30 °С и среднем градиенте скорости деформации 10 с ⁻¹ не более 1500 Па · с. Температура каплевыпадения не ниже +170 °С	Для быстровращающихся подшипников качения
То же	ПВК	19537–74	Универсальный смазочный материал, предохраняющий оснастку от коррозии при хранении от 1 до 5 лет в условиях: температура от –50 до +50 °С, влажность воздуха до 90 %, температура сползания не ниже +50 °С	Для противокоррозионной защиты (консервации) приспособлений при хранении

В зависимости от условий работы в ТУ следует указывать периодичность осмотров, которые целесообразно увязывать с проверкой приспособления на точность по допустимому изнашиванию установочных элементов. Периодичность смазывания зависит от сложности приспособления и условий его работы. Лучше всего предусматривать непрерывное автоматическое смазывание трущихся поверхностей приспособления и только в случае крайней необходимости – периодическое смазывание, которое при постоянном нахождении приспособления на станке желательно осуществлять во время смазывания станка. В ТУ желательно указывать рабочие и смазочные материалы, рекомендуемые для применения (табл. 11).

При использовании лакокрасочных покрытий в ТУ указывают марку краски, ее цвет, эксплуатационные требования к покрытию и ГОСТ на краску и покрытие. На чертежах деталей (элементов) желательно отражать необходимые сведения о металлопокрытиях и химической (электрохимической) обработке поверхностей.

ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Назначение зажимных устройств приспособлений

Основное назначение зажимных устройств приспособлений заключается в обеспечении надежного контакта заготовки с установочными элементами и предупреждении ее смещения и вибраций в процессе обработки (рис. 28, а).

Введением дополнительных зажимных устройств увеличивают жесткость технологической системы, чем достигается повышение точности, класса чистоты и производительности обработки.

На рис. 28, б показана схема установки заготовки, которая, помимо основного зажима Q_1 , крепится дополнительным устройством Q_2 , сообщаям системе большую жесткость. Опора 1 выполняется самоустанавливающейся. Зажимные устройства используются также для обеспечения правильной установки и центрирования заготовки. В этом случае они выполняют функцию установочно-зажимных устройств. К ним относятся самоцентрирующие патроны, цанговые зажимы и другие устройства, показанные на рис. 28, в и г.

Необходимость применения зажимных устройств отпадает, если обрабатывается тяжелая заготовка, при условии, что силы резания малы по сравнению с ее весом. Необходимость закрепления отпадает также, если силы, возникающие при обработке, приложены так, что они прижимают заготовку к установочным элементам.

Различные примеры обработки заготовок без закрепления показаны на рис. 29.

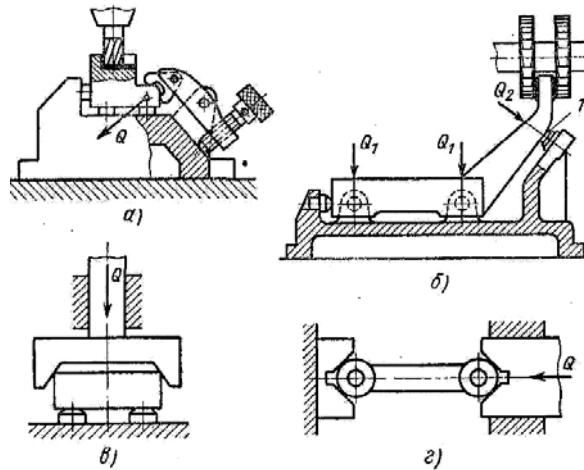


Рис. 28. Типы зажимных устройств

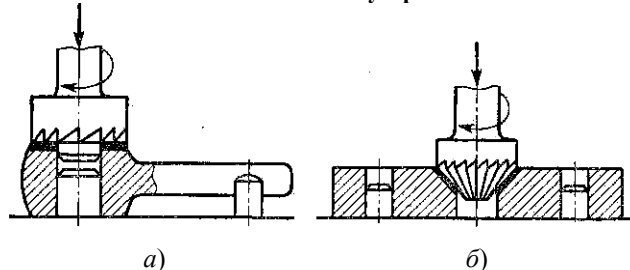


Рис. 29. Схемы обработки заготовок без закрепления:
а – цековка торца бобышки; б – зенкование отверстия

При обработке на заготовку могут действовать: силы резания, объемные силы, а также силы второстепенного и случайного характера, предопределяя возможное смещение заготовки. По величине, направлению и месту приложения силы резания являются переменными факторами. При неустановившемся режиме (врезании инструмента) величина сил резания возрастает от нуля до определенного максимума. При установившемся режиме их величина также подвержена колебаниям из-за непостоянного припуска и механических свойств материала. При затуплении инструмента силы резания возрастают на 10 – 30 %. При некоторых видах обработки (строгании, долблении) силы резания представляют собой нагрузку ударного характера.

На рис. 30 изображены эпюры осевых сил P_0 и крутящих моментов $M_{кр}$, возникающих при сверлении сквозного отверстия. При выходе сверла $M_{кр}$ несколько увеличивается. Зажимная сила должна определяться по этой стадии обработки.

На рис. 31 показаны эпюры равнодействующей сил резания при цилиндрическом фрезеровании. При малой глубине резания заготовка прижимается этой силой вниз, при большой глубине – отжимается вверх.

Объемные силы – вес заготовки, центробежные и инерционные силы, возникающие при определенных условиях обработки. Вес заготовки действует и учитывается при ее установке на вертикальные или наклонно расположенные элементы. Фактор веса создает различные условия закрепления заготовки, если ее обработка осуществляется в поворотных или вращающихся приспособлениях. В процессе обработки резанием вес заготовки непрерывно уменьшается. В то же время происходит непрерывное изменение положения центра тяжести заготовки.

Центробежные силы возникают в процессе обработки при смещении центра тяжести установленной заготовки относительно ее оси вращения. Величина действующих на заготовку центробежных сил и моментов (при динамическом дисбалансе) сопоставима с силами резания при скоростных методах обработки.

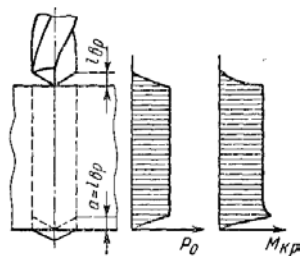


Рис. 30. Эпюры осевых сил и крутящих моментов при сверлении сквозного отверстия

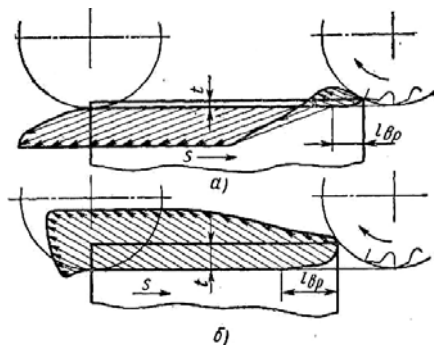


Рис. 31. Эпюры равнодействующей силы резания при фрезеровании: а – при малой глубине резания; б – при большой глубине резания

Инерционные силы при обычных методах обработки возникают и имеют существенное значение в случае, когда заготовка совершает возвратно-поступательное движение или имеет вращательное движение при резком изменении скорости этого движения, т.е. при наличии больших угловых ускорений.

При возвратно-поступательном движении сила инерции, действующая на заготовку в каждый отдельный момент времени,

$$P = am = a \frac{G}{g},$$

где a – ускорение возвратно-поступательного движения; m – масса заготовки; G – вес заготовки; g – ускорение силы тяжести. При постоянном значении a

$$P = \frac{v}{t} \frac{G}{g}, \quad (1)$$

где v – скорость движения; t – время изменения скорости движения от v до 0.

При изменении скорости ω вращательного движения момент, действующий на заготовку,

$$M = \frac{d^2\varphi}{dt^2} I,$$

где I – момент инерции заготовки относительно оси вращения; $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ – угловое ускорение заготовки; при $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \text{const}$

$$M = \frac{\omega}{t} I. \quad (2)$$

Силы инерции при возвратно-поступательном движении могут достигать относительно больших значений в процессе чистовой обработки на продольно-строгальных станках. Из формулы (1) видно, что при постоянном ускорении величина P прямо пропорциональна массе заготовки. Если время на разгон и замедление скорости движения стола мало, то при большом весе заготовки значение P сопоставимо с силами резания или может превосходить их.

Момент инерции заготовки M в формуле (2) для обычных условий обработки мал по сравнению с моментом резания. Подсчеты показывают, что его величина может достигать значений, близких к моментам резания, лишь в случае чистовой обработки деталей типа дисков и барабанов на станках с тормозными устройствами, обеспечивающими быструю остановку шпинделя.

К силам второстепенного и случайного характера можно отнести силы, возникающие при отводе рабочего инструмента; силы трения при выводе сверла из просверленного отверстия; силы трения и сопротивления, возникающие при движении заготовки в процессе обработки, и др. Обычно эти силы невелики и в большинстве случаев во внимание не принимаются. При скоростном точении заготовок, закрепленных по наружной поверхности в патронах, на кулачки последних действует центробежная сила. Она вызывает ослабление сил зажима. При силе затяжки кулачков менее 800 кг и частоте вращения 2000

мин⁻¹ ослабление силы зажима может достигать более 10 %. При черновой обработке влияние этого фактора сильно уменьшается.

Расчет сил зажима

Обрабатываемая деталь находится в равновесии, с одной стороны – под действием сил, возникающих в процессе обработки, с другой стороны – под действием сил зажима и реакций опор. Основными силами, возникающими в процессе обработки, являются силы резания. При расчете сил зажима силы веса, центробежные и инерционные силы, возникающие при определенных условиях обработки, учитываются реже.

Величина сил зажима определяется условием равновесия всех перечисленных сил, при полном сохранении контакта базовых поверхностей обрабатываемой детали с установочными элементами приспособления и невозможности сдвига в процессе обработки. При расчетах следует ориентироваться на такое место и направление приложения внешних сил, при которых силы зажима получаются наибольшими. Определение требуемой силы зажима следует производить с учетом коэффициента запаса K , предусматривающего возможное увеличение силы резания вследствие затупления режущего инструмента, неоднородности обрабатываемого металла, неравномерности припуска, непостоянства установки и закрепления заготовки и т.д.

Зажимные устройства должны удовлетворять следующим требованиям:

- 1) при зажиме не должно нарушаться первоначально заданное положение детали;
- 2) зажимы не должны вызывать деформаций детали и порчи их поверхностей;
- 3) закрепление и открепление детали должно производиться с минимальной затратой сил и рабочего времени;
- 4) при закреплении недостаточно жестких деталей силы зажима должны располагаться над опорами или возможно ближе к опорам;
- 5) силы резания по возможности не должны восприниматься зажимными устройствами;
- 6) зажимные устройства должны быть надежными в работе, просты по конструкции и удобными в обслуживании;

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СИЛ ЗАЖИМА

Расчет сил зажима производится в двух основных случаях. Первый случай характерен при конструировании новых специальных приспособлений, второй имеет место при использовании имеющихся универсальных (и обратимых) приспособлений с зажимными устройствами, развивающими определенную силу.

Для расчета сил зажима в первом, наиболее общем случае необходимо знать условия проектируемой обработки: величину, направление и место приложения сил, сдвигающих заготовку, а также схему ее установки и закрепления. Расчет сил зажима в первом приближении может быть сведен к задаче статики на равновесие заготовки под действием приложенных к ней внешних сил.

К обрабатываемой заготовке приложены силы, возникающие в процессе обработки, искомые зажимные силы и реакции опор. Под действием этих сил заготовка должна находиться в равновесии. При расчетах следует принимать наибольшие силы зажима. Сила зажима Q , должна быть достаточной для предупреждения смещения установленной в приспособлении заготовки. Если величина Q оказывается больше Q' , найденной из условий точности выполнения операции, то необходимо внести соответствующие коррективы в ее построение (изменение схемы установки и закрепления заготовки, изменение режима резания, изменение условий выполнения операции), вследствие чего становится возможным уменьшение первоначальных значений погрешности закрепления ε_3 и погрешности формы Δ_ϕ . При повторной проверке должно соблюдаться условие $Q \leq Q'$.

Во втором (более частном) случае расчет зажимной силы носит поверочный характер. Найденная из условий обработки необходимая зажимная сила должна быть меньше или быть равна той силе, которую развивает зажимное устройство используемого универсального приспособления. Если это условие не выдерживается, то производят изменение условий обработки в целях уменьшения необходимой зажимной силы с последующим новым проверочным расчетом. Может решаться и обратная задача – по зажимной силе сразу находят режимы резания, число проходов и другие условия обработки.

Рассчитывая силы зажима, необходимо учитывать упругую характеристику зажимного устройства. Применяемые в приспособлениях зажимные устройства можно разбить на две основные группы. У устройств первой группы упругие отжимы прямо пропорциональны приложенным к ним силам. К этим устройствам относятся зажимные механизмы самотормозящегося типа (винтовые, клиновые, эксцентрикковые и др.) независимо от характера привода (ручной, пневматический, гидравлический). Если к зажимающему элементу этих механизмов приложить дополнительную силу, то упругий отжим этого элемента в направлении приложенной силы будет изменяться по линейному (или близкому к нему) закону от величины этой силы.

К устройствам второй группы относятся пневматические, гидравлические и пневмогидравлические механизмы прямого действия. Если к зажимающему элементу этих устройств (например, штоку пневмоцилиндра) приложить нарастающую по величине силу, то никакого перемещения штока сначала не происходит. Когда приложенная сила превысит противодействующую силу от давления сжатого воздуха на поршень, шток сразу переместится на большую величину.

У устройств этого же типа с промежуточными звеньями без самоторможения отжим зажимающего элемента сначала протекает по линейному закону из-за упругих деформаций звеньев; при определенном значении силы этот элемент получает большое перемещение.

Рассматривая закрепленную в приспособлении заготовку (рис. 32, а), можно установить, что сила зажима Q воспринимается всеми звеньями системы, состоящей из установочных элементов 1, заготовки 2, зажимного устройства 3 и корпуса приспособлений 4.

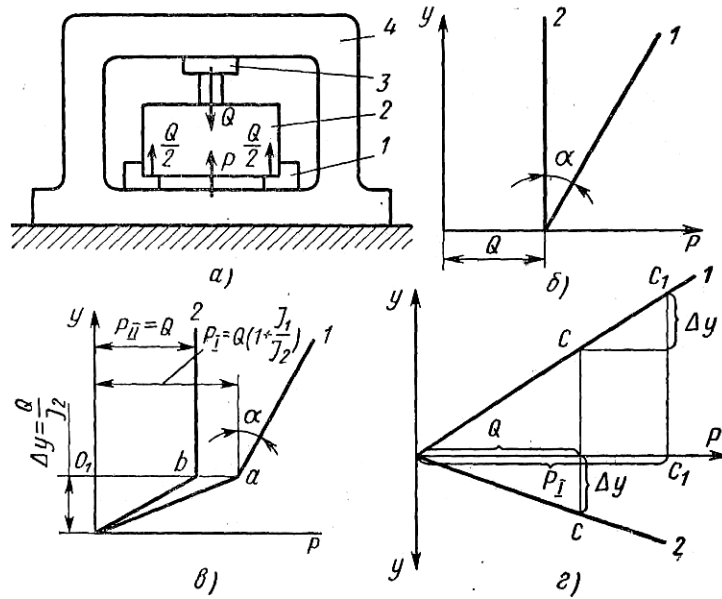


Рис. 32. Характеристика зажимных устройств к расчету сил зажима

Последний является тем звеном, через которое происходит силовое замыкание системы. Зажимная сила и реакции установочных элементов показаны сплошными стрелками. Если сила обработки P направлена против зажимного устройства, то зависимость смещения заготовки y от силы P будет определяться упругой характеристикой этого устройства. На рис. 32, б прямые 1 и 2 выражают смещения заготовки при наличии зажимных устройств соответственно первой и второй группы при условии, что все звенья системы, кроме зажимного устройства, абсолютно жестки. Если эти звенья имеют характеристику первого типа, то под влиянием силы P их упругие деформации перераспределяются. Соответствующее перемещение заготовки показано на рис. 32, в. Отрезок Δy соответствует полному упругому восстановлению предварительно деформированных звеньев системы, связанных с установочными элементами. Дальнейшее увеличение силы P приводит к отрыву заготовки от установочных элементов. Сопоставляя характеристики 1 и 2, можно установить, что при одинаковых упругих свойствах системы этот момент наступает раньше в приспособлении, оборудованном зажимным устройством второго типа.

Величину силы P_I , соответствующую моменту отрыва заготовки от опор приспособления с зажимным устройством первого типа, можно найти из рис. 32, з, где по оси абсцисс отложены силы, а по оси ординат – перемещения. Линия 2 выражает зависимость между этими величинами для системы установочных элементов, а линия 1 – для зажимного устройства. Тангенс угла наклона этих прямых к оси абсцисс равен соответственно $\frac{1}{J_2}$ и $\frac{1}{J_1}$, где J_2 и J_1 – жесткости установочных и зажимных элементов.

Состояние системы при наличии силы Q представлено вертикальной линией $C-C$, а состояние, соответствующее моменту отрыва заготовки от опор, – линией C_1-C_1 . Смещение заготовки, соответствующее полному упругому восстановлению системы установочных элементов,

$$\Delta y = Q \frac{1}{J_2}. \quad (3)$$

На эту же величину возрастает упругая деформация зажимного устройства.

Из рисунка следует что $P_I = Q + \Delta y J_1$.

Учитывая условие (3), получим

$$P_I = Q \left(1 + \frac{J_1}{J_2} \right). \quad (4)$$

Значение P_I характеризуется отрезком O_1a (рис. 32, в). При наличии зажимного устройства второго типа сила P_{II} , при которой происходит отрыв заготовки от опор приспособления, равна силе зажима Q . На рис. 32, в значение P_{II} показано отрезком O_1b . Из выражения (4) следует, что

$$\frac{P_I}{P_{II}} = 1 + \frac{J_1}{J_2}.$$

Ниже рассматриваются примеры расчета сил зажима применительно к схемам установки и закрепления, представленным на рис. 33. Расчеты выполнены из условия обеспечения плотного контакта заготовки с установочными элементами приспособления и предупреждения ее смещения в процессе обработки. Значения коэффициента запаса K приводятся ниже.

Зажимное устройство, предупреждающее смещение заготовки от действия силы. 1. Силы обработки P и зажима Q прижимают заготовку к опорам приспособления (рис. 33, а).

При постоянном значении P сила $Q = 0$. Этой схеме расчета соответствуют обтачивание в центрах, протягивание отверстий, цекование бобышек (см. рис. 29, а) и другие случаи обработки. Если при обработке возникают второстепенные сдвигающие силы N , направленные против зажимного устройства, то

$$Q = KN,$$

где K – коэффициент запаса ($K > 1$).

При нестабильном P (фрезерование) $Q > 0$. Сила Q должна выбирать зазоры в системе и повышать ее жесткость для устранения вибраций.

2. Сила обработки P направлена против зажимного устройства (рис. 33, б). Для зажимного устройства второго типа должно соблюдаться условие $K = KP$.

Для определения Q при наличии зажимного устройства первого типа воспользуемся формулой (4), учтя коэффициент запаса

$$Q = KP \frac{J_2}{J_1 + J_2}.$$

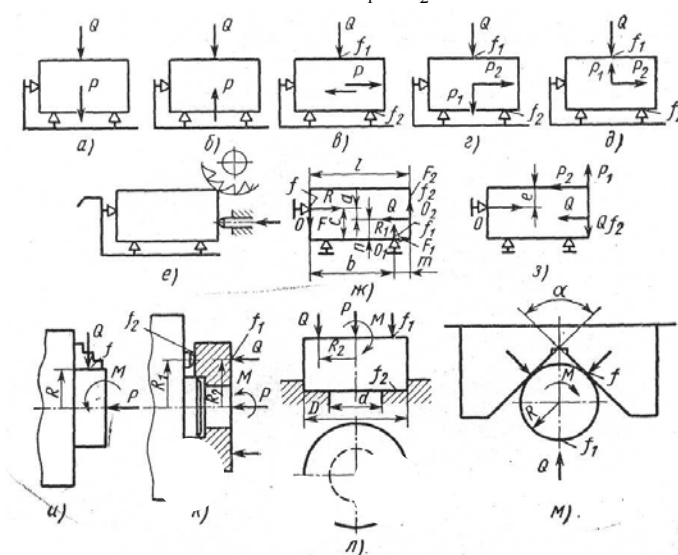


Рис. 33. Схемы к расчетам силы зажима

3. Силы обработки стремятся сдвинуть заготовку от установочных элементов (рис. 33, в). Эта схема характерна для тех случаев обработки, когда подача инструмента меняется в разных направлениях (маятниковое фрезерование, фрезерование замкнутых контуров и тому подобные операции). Смещение заготовки предупреждается силами трения, возникающими в местах контакта заготовки с установочными и зажимными элементами. Соответственно этому условию должно соблюдаться неравенство

$$P < Qf_1 + Qf_2,$$

где f_1 и f_2 — коэффициенты трения заготовки с установочными и зажимными элементами.

Вводя коэффициент запаса $K > 1$, получим окончательно

$$Q = \frac{KP}{f_1 + f_2}.$$

Эта расчетная схема применима также для случая установки на два пальца и перпендикулярную им плоскость. Из условий точности обработки и предохранения базового отверстия от вмятин ленточки ромбического пальца сила резания должна восприниматься силой трения, возникающей на базовой плоскости заготовки, т.е. пальцы должны быть полностью разгружены.

4. Силы обработки (рис. 33, г) направлены против опор (сила P_1) и одновременно стремятся сдвинуть заготовку в боковом направлении (сила P_2). При достаточной жесткости опор и наличии зажимного устройства второго типа величину Q можно найти по аналогии с предыдущим случаем:

$$P_2 < (Q + P_1)f_2 + Qf_1 \text{ или } Q = \frac{KP_2 + P_1f_2}{f_1 + f_2}.$$

Если $KP_2 < P_1f_2$ и обработка не связана с возникновением вибрации, можно принять $Q = 0$.

В приспособлениях с зажимами первого типа действие силы P_1 может вызвать изменение первоначально установившихся реакций со стороны опорных и зажимных элементов. По аналогии с п. 2 реакции опорных и зажимных элементов:

$$R_2 = Q + P_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2}; \quad (5)$$

$$R_1 = Q - P_1 \frac{J_1}{J_1 + J_2}. \quad (6)$$

Силы трения, препятствующие сдвигу заготовки,

$$F = f_1R_1 + f_2R_2. \quad (7)$$

Из условий закрепления $F = KP_2$; подставляя вместо F его значение из выражения (7), а вместо R_1 и R_2 их значения из уравнений (5) и (6) и делая преобразования, получим

$$Q = \frac{KP_2 + f_1P_1 \frac{J_1}{J_1 + J_2} - f_2P_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2}}{f_1 + f_2}.$$

Если $J_1 = J_2$, то

$$Q = \frac{KP_2 + \frac{P_1}{2}(f_1 - f_2)}{f_1 + f_2}.$$

Если $f_1 = f_2 = f$, то

$$Q = \frac{KP_2}{2f}.$$

5. В отличие от предыдущего случая сила P_1 направлена против зажимного устройства (рис. 33, д). Сила зажима Q должна быть достаточной для обеспечения контакта заготовки с опорами приспособления и предупреждения ее сдвига в направлении действия силы P_2 . Если используется зажимное устройство второго типа, то первому условию отвечает равенство $Q' = K_1P_1$, а второму условию – равенство $K_2P_2 = Q'' + (Q'' - P_1)f_2$; отсюда

$$Q'' = \frac{P_1f_2 + K_2P_2}{f_1 + f_2}.$$

Из данных значений Q' и Q'' выбирается большее и принимается за расчетную величину Q необходимой зажимной силы. При использовании зажимного устройства первого типа первому условию удовлетворяет равенство

$$Q' = K_1P_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2}.$$

Второму условию должно отвечать равенство

$$K_2P_2 = f_1 \left(Q'' + P_1 \frac{J_1}{J_1 + J_2} \right) + f_2 \left(Q'' - P_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2} \right),$$

откуда

$$Q'' = \frac{K_2P_2 - f_1P_1 \frac{J_1}{J_1 + J_2} + f_2P_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2}}{f_1 + f_2}.$$

В качестве потребной величины зажимной силы Q принимается большее из полученных значений Q' и Q'' .

При проектировании схем установки и закрепления заготовок нужно обеспечивать три условия: заготовка должна занимать на опорах устойчивое положение до приложения зажимных сил; в процессе закрепления заготовки не должно быть нарушения заданного ей при установке положения; силы, возникающие при обработке, не должны смещать заготовку.

Первое условие обеспечивается правильной расстановкой установочных элементов относительно центра тяжести заготовки. Второе условие может быть обеспечено соответствующим выбором направления и места приложения силы зажима. Выполнение третьего условия рассматривалось в вышеприведенных примерах расчета.

На рис. 33, е показана схема обработки заготовки, закрепленной в приспособлении горизонтально приложенной силой Q . На примере этой схемы можно рассмотреть два последних условия расчета силы зажима. Плечо a силы Q (рис. 33, ж) должно быть взято таким, чтобы заготовка была плотно прижата к установочным элементам приспособления. До начала об-

работки на заготовку, кроме силы зажима Q , действуют реакции опор R и R_1 а также силы трения F , F_1 и F_2 (влиянием веса заготовки пренебрегаем). Последние четыре силы препятствуют повороту заготовки по часовой стрелке от действия силы Q .

Приравняв сумму моментов сил относительно точки O нулю, получим

$$Q = \frac{R_1(b + f_1c)}{a - f_2l}. \quad (8)$$

Из равенства суммы моментов сил относительно точки O_1 нулю имеем

$$Q(n + f_2m) = R(c - fb), \quad (9)$$

где f , f_1 и f_2 — коэффициенты трения в местах касания заготовки с опорами приспособления и с зажимающим элементом.

Подставляя в уравнение (9) из уравнения (8) значение силы Q , получим

$$\frac{R_1(b + f_1c)(n + f_2m)}{a - f_2l} = R(c - fb), \quad (10)$$

отсюда

$$R = R_1 \left[1 + \frac{(b + f_1c)f_2}{a + f_2l} \right] \frac{1}{f}. \quad (11)$$

Подставляя выражение (10) в формулу (11), после преобразований получим, что при любом значении силы Q

$$a \leq \frac{(b + f_1c)(n + f_2m)f}{c - fb} - (b + f_1c) + f_2l.$$

Для установившегося процесса обработки, когда к заготовке прикладываются силы резания P_1 и P_2 (рис. 33, з), величину силы Q можно найти, приравняв сумму моментов всех сил относительно точки O нулю:

$$Qa + Qf_2l - KP_2e - KPl = 0;$$

$$Q = \frac{K(P_2e + P_1l)}{a + f_2l},$$

где K — коэффициент запаса.

Зажимное устройство, предотвращающее проворачивание заготовки от действия момента. 1. Заготовка, установленная в трехкулачковом патроне, находится под действием момента M и осевой силы P (рис. 33, у). Силу зажима можно найти из равенства

$$Q = \frac{KM}{3fR}, \quad (12)$$

где R — радиус заготовки; f — коэффициент трения ее поверхности в кулачках.

При больших значениях P могут возникнуть дополнительные силы трения между торцом заготовки и уступами кулачков.

Если $\frac{P}{3} > f_1Q$, где f_1 — коэффициент трения при сдвиге заготовки вдоль кулачков, то расчет Q следует вести из условия

$$KM = 3fRQ + 3f_2R_1 \left(\frac{P}{3} - f_1Q \right),$$

откуда

$$Q = \frac{KM - f_2R_1P}{3fR - 3f_1f_2R_1},$$

где f_2 — коэффициент трения в местах контакта заготовки с уступами кулачков; R_1 — средний радиус расположения площадки контакта.

При обратном направлении P следует пользоваться формулой (12). Найденное значение Q необходимо проверить на невозможность осевого сдвига заготовки по формуле $KP = 3f_1Q$.

2. Заготовка, центрируемая по выточке (рис. 33, к), прижимается к трем опорам двумя или несколькими прихватами. В процессе обработки возникают сдвигающий момент M и осевая сила P . При равных реакциях опор возможны следующие схемы расчета. При наличии жесткой установки, зажимного устройства второго типа и достаточной жесткости зажима в тангенциальном направлении (т.е. касательно к поверхности заготовки в месте приложения зажимной силы) сила Q находится из равенства

$$KM = f_1 QR_2 + f_2 QR_1 + f_2 PR_1,$$

откуда

$$Q = \frac{KM - f_2 PR_1}{f_1 R_2 + f_2 R_1}.$$

Величины R_1, R_2 и места, где учитываются коэффициенты трения f_1 и f_2 , показаны на рис. 33, к.

При тех же условиях, но незначительной тангенциальной жесткости зажима, силы трения между заготовкой и прихватами не учитываются:

$$KM = f_2 QR_1 + f_2 PR_1$$

или

$$Q = \frac{KM - f_2 PR}{f_2 R_1}.$$

При условиях, приведенных в п. 1, и зажиме первого типа сила P вызывает изменение реакций опор и зажимного устройства:

$$T_2 = Q + P \frac{J_2}{J_1 + J_2}; \quad T_1 = Q - P \frac{J_1}{J_1 + J_2};$$

отсюда

$$KM = f_1 T_1 R_2 + f_2 T_2 R_1.$$

После преобразований получим

$$Q = \frac{KM - f_2 R_1 P \frac{J_2}{J_1 + J_2} + f_1 R_2 P \frac{J_1}{J_1 + J_2}}{f_1 R_2 + f_2 R_1}. \quad (13)$$

Если в предыдущем случае тангенциальная жесткость зажима будет невелика, то формула (13) примет следующий вид

$$Q = \frac{KM - f_2 R_1 P \frac{J_2}{J_1 + J_2}}{f_2 R_1}.$$

3. В отличие от схемы, приведенной на рис. 33, к, заготовка устанавливается на торцовую кольцевую поверхность (рис. 33, л). При равномерном удельном давлении на опорной поверхности имеем аналогичные четыре случая расчета:

$$Q = \frac{KM - \frac{1}{3} f_2 P \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}}{\frac{1}{3} f_2 \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} + f_1 R_2};$$

$$Q = \frac{KM - \frac{1}{3} f_2 P \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}}{\frac{1}{3} f_2 \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}};$$

$$Q = \frac{KM - \frac{1}{3} f_2 P \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \frac{J_2}{J_1 + J_2} + f_1 R_2 P \frac{J_1}{J_1 + J_2}}{\frac{1}{3} f_2 \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} + f_1 R_2};$$

$$Q = \frac{KM - \frac{1}{3} f_2 P \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \frac{J_2}{J_1 + J_2}}{\frac{1}{3} f_2 \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}}.$$

4. Цилиндрическая заготовка закреплена в призме с углом α (рис. 33, ж). Без учета трения на торце имеем

$$KM = f_1 RQ + f_2 RQ \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}},$$

откуда

$$Q = \frac{KM}{f_1 R + \frac{f_2 R}{\sin \frac{\alpha}{2}}}$$

Если заготовка сдвигается осевой силой P вдоль призмы, то

$$Q = \frac{KP}{f_1' + f_2' \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}}}$$

При обтачивании достаточно длинной заготовки, консольно закрепляемой в трехкулачковом патроне, сила закрепления должна быть такой, чтобы удержать ее в кулачках. В случае коротких уступов кулачков (рис. 34, а) условие равновесия для наименее выгодного приложения силы P_z (выворачивание заготовки происходит вокруг линии $O-O$) примет следующий вид

$$KP_z L = 1,5 Q f r,$$

откуда

$$Q = \frac{KP_z L}{1,5 r f}.$$

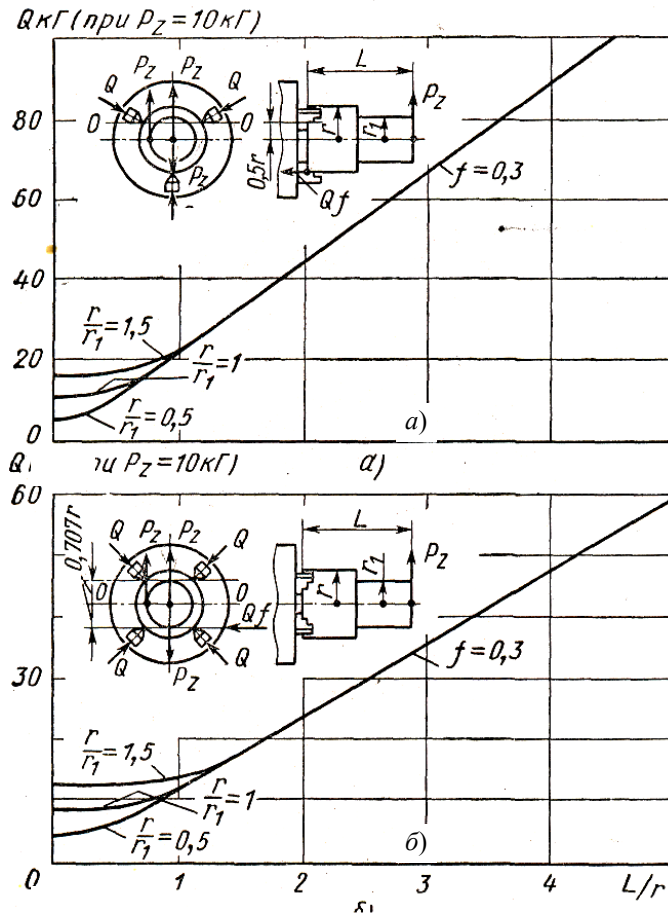


Рис. 34. Кривые для определения силы закрепления заготовок в трех- и четырехкулачковых патронах

Значения Q можно найти по кривым (рис. 34, а) при $K = 1,0$; $P_z = 10$ кгс и $f = 0,3$. По оси абсцисс отложены отношения $\frac{L}{r}$, а по оси ординат – значения Q . Найденную величину Q умножают на фактическое значение коэффициента запаса и на поправку $\frac{P_z'}{10}$, где P_z' – фактическая величина главной составляющей силы резания (при одном резце) или равнодействующая этих составляющих (при нескольких одновременно работающих резцах). В последнем случае под L следует понимать расстояние от места закрепления заготовки до равнодействующей.

Левая разветвляющаяся часть кривой соответствует условиям закрепления короткой заготовки, для которой выворачивающий момент от силы P_z мал. Для этого случая расчет произведен по моменту трения заготовки в кулачках патрона

$Q = \frac{KP_z}{3f}$. Если $f = 0,45$, то полученное значение Q делят на 1,5, а при $f = 0,6$ – на 2. Рекомендуемые значения f : при

гладких губках 0,16 – 0,18; при губках с кольцевыми канавками 0,3 – 0,4; при губках с взаимно перпендикулярными канавками 0,4 – 0,5; при губках с острыми рифлениями 0,7 – 1,0.

При закреплении заготовки в четырехкулачковом патроне (рис. 34, б) силу на одном кулачке можно определить из условия равновесия моментов относительно оси $O - O$

$$KP_z L = 4 \cdot 0,707rfQ,$$

откуда

$$Q = \frac{KP_z L}{2,83rf}.$$

Аналогичная кривая для определения Q дана на рис. 34, б. Сила Q определяется при тех же условиях, что и в предыдущем случае.

Зажимное устройство, предотвращающее смещение заготовки от действия нескольких одновременно действующих моментов.

1. В заготовке одновременно обрабатывают несколько отверстий мерными инструментами (зенкерами, развертками, цековками) с параллельно расположенными осями (рис. 35, а). При малой радиальной жесткости инструментов (закрепление их на удлиненных оправках при работе без кондукторных втулок) на заготовку действует суммарный момент от отдельных инструментов. Под действием суммарного момента M заготовка стремится повернуться вокруг той оси, где момент трения наименьший. Если заготовка крепится в призме

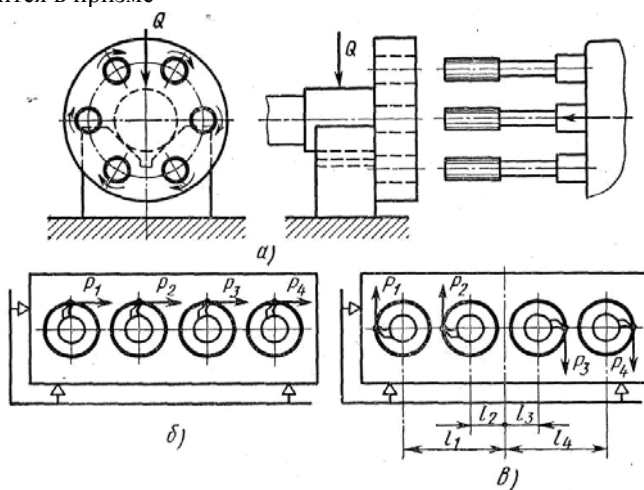


Рис. 35. Схема расчета сил закрепления заготовок на многоинструментных станках

цилиндрическим хвостовиком, то для расчета силы закрепления приемлема формула, выведенная для случая, показанного на рис. 33, м. В случае восприятия момента M моментом трения по торцевой плоскости диска заготовки приемлема формула, полученная для схем установки, представленной на рис. 33, л и к, в зависимости от вида установки.

При большой радиальной жесткости инструментов (работа с направлением по кондукторным втулкам) и равномерном припуске на обработку провертывание заготовки от суммарного момента предупреждается самими инструментами.

2. В заготовке одновременно растачивается несколько параллельно расположенных отверстий однорезцовыми скалками. В зависимости от взаимного углового положения резцов (при их самом невыгодном сочетании) может возникнуть максимальная суммарная сдвигающая сила $P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$ (рис. 35, б) или наибольший суммарный момент $M = P_1 l_1 + P_2 l_2 + P_3 l_3 + P_4 l_4$ (рис. 35, в). Для данной схемы установки расчет силы зажима следует вести по одному из этих условий.

Если растачивание производится многорезцовыми головками, то провертывание заготовки от суммарного момента при равномерном припуске на обработку будет предупреждаться самим расточным инструментом при его достаточно высокой радиальной жесткости. В случае неравномерного припуска возможно появление неуравновешенной сдвигающей силы или сдвигающего момента. Это может возникнуть также при неравномерной твердости обрабатываемого материала (твердые включения и пористые места).

В основу расчета могут быть положены схемы действия сил, показанные на рис. 35, б, где тангенциально приложенные силы представляют собой неуравновешенные силы резания из-за неравномерного припуска и неравномерной твердости материала заготовки. При расчете силы зажима заготовки, отверстия которой подвергаются многоинструментной обработке, нужно ориентироваться на самую неблагоприятную фазу изменения сил резания. Следует учитывать то обстоятельство, что в общем случае отдельные инструменты начинают и кончают обработку в различные моменты времени.

Зажимное устройство, предотвращающее провертывание заготовки на базовой плоскости от действия боковых сил. 1. Заготовка установлена на три опоры и базируется боковыми плоскостями. Схема установки и закрепления показана на рис. 36. Сила резания P стремится повернуть заготовку вокруг боковой опоры O . Смещению заготовки препятствуют силы трения в местах ее контакта с опорами (коэффициент трения f_1) и с зажимным устройством (коэффициент трения f_2).

Если сила зажима Q приложена в центре тяжести M опорного треугольника, то условие равновесия запишется в следующем виде (рис. 36):

$$KrP = Q \left[\frac{1}{3} f_1 (r_1 + r_2 + r_3) + f_2 r_4 \right],$$

откуда

$$Q = \frac{3KrP}{f_1 (r_1 + r_2 + r_3) + 3f_2 r_4}.$$

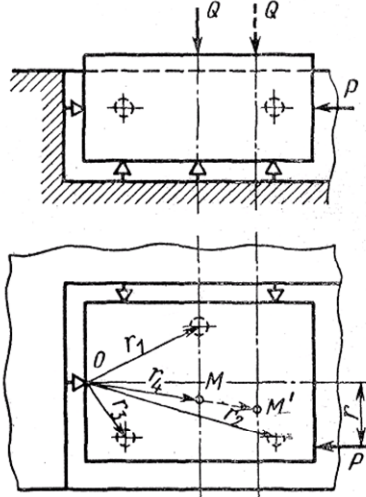


Рис. 36. Схема расчета сил закрепления заготовки при установке на точечные опоры

Если точка приложения силы зажима M' не совпадает с центром тяжести M опорного треугольника, то равенство реакций опор нарушится. Для этого общего случая условие равновесия может быть представлено следующим выражением

$$KPr = f_1 Q (ar_1 + br_2 + cr_3) + f_2 Q r_4',$$

где коэффициенты a , b и c , в сумме составляющие единицу, находятся из условий статики

$$Q = \frac{KPr}{f_1 (ar_1 + br_2 + cr_3) + f_2 r_4'}.$$

Заготовка установлена на опорные пластинки и базируется боковыми плоскостями. Сила обработки P стремится повернуть заготовку вокруг неподвижной опоры O (рис. 37, а). Момент силы P должен уравниваться моментом сил трения, возникающих на поверхностях контакта заготовки с установочными и зажимными элементами приспособления: $KPr = M_{тр}$.

Если сила зажима Q приложена в центре тяжести опорных поверхностей пластинок и удельное давление q постоянно, то

$$M_{тр} = fq \int_{F_1} \rho_1 dF_1 + fq \int_{F_2} \rho_2 dF_2 + f' Q r', \quad (14)$$

где F_1 и F_2 – площади опорных поверхностей пластинок;

$$q_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \quad \text{и} \quad dF_1 = dx_1 dy_1;$$

$$q = \frac{Q}{F_1 + F_2};$$

$$q_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \quad \text{и} \quad dF_2 = dx_2 dy_2.$$

После подстановки этих величин в выражение (14) получим

$$M_{тр} = fq \iint_{F_1} \sqrt{x_1^2 + y_1^2} dx_1 dy_1 + fq \iint_{F_2} \sqrt{x_2^2 + y_2^2} dx_2 dy_2 + f' Q r'.$$

Введем пределы интегрирования согласно рис. 37, а, тогда

$$M_{тр} = fq \int_{a_1}^{a_2} \left\{ \int_{b_1}^{b_2} \sqrt{x_1^2 + y_1^2} dx_1 \right\} dy_1 + fq \int_{a_1}^{a_2} \left\{ \int_{b_1}^{b_2} \sqrt{x_2^2 + y_2^2} dx_2 \right\} dy_2 + f' Q r'.$$

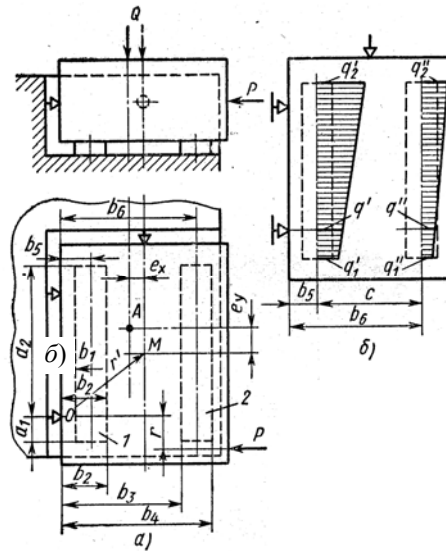


Рис. 37. Схема расчета сил закрепления заготовки при установке на пластины

Точное определение $M_{тр}$ приводит к сложному и неудобному для практического пользования выражению. Приближенное решение получим, приняв

$$\sqrt{x^2 + y^2} = 0,96x + 0,4y \quad \text{при } x > y;$$

$$\sqrt{x^2 + y^2} = 0,96y + 0,4x \quad \text{при } y > x$$

(если $x = y$, то ошибка такой замены составляет менее 4 %).

Если сила зажима Q приложена в точке A , смещенной относительно центра тяжести M опорных пластинок (рис. 37, а), то удельное давление непостоянно. Нагрузка на пластинку 1

$$Q' = Q \left(\frac{e_x}{c} + 0,5 \right),$$

где c – расстояние между пластинками; e_x – смещение точки приложения силы Q .

Соответственно нагрузка на пластинку 2

$$Q'' = Q \left(0,5 - \frac{e_x}{c} \right).$$

Аналогично предыдущему случаю можно написать

$$\begin{aligned} M_{тр} &= f \iint_{F_1} \rho_1 dF_1 q' + f \iint_{F_2} \rho_2 dF_2 q'' + f' Q r' = \\ &= f \iint_{F_1} \sqrt{x_1^2 + y_1^2} q' dx_1 dy_1 + f \iint_{F_2} \sqrt{x_2^2 + y_2^2} q'' dx_2 dy_2 + f' Q r', \end{aligned}$$

где q' и q'' – соответственно удельные давления на пластинках 1 и 2.

Распределение удельного давления вдоль пластинок зависит от смещения e_y точки приложения силы Q . Приняв линейный закон распределения (показатель степени в зависимости осадка заготовки – удельное давление равен единице), будем иметь эпюру удельного давления в виде трапеции (рис. 37, б). Этот случай имеет место при $e_y < \frac{l}{6}$, где l – длина пластинки.

Изменение удельного давления по длине пластинки 1 можно выразить уравнением

$$q' = q_1' + k(y + a_1),$$

где

$$k = \frac{q_2' - q_1'}{l}; \quad q_1' = \frac{Q'}{l} \left(1 - \frac{6e_y}{l} \right); \quad q_2' = \frac{Q'}{l} \left(1 + \frac{6e_y}{l} \right).$$

После преобразований получим для пластинок 1 и 2

$$q' = A' + B' y \quad \text{и} \quad q'' = A'' + B'' y;$$

здесь

$$A' = \frac{Q'}{l} \left(1 + \frac{6e_y}{l} + \frac{12e_y a_1}{l^2} \right) \quad \text{и} \quad B' = \frac{12Q' e_y}{l^3}.$$

В выражениях для A'' и B'' вместо Q' берется Q'' .

Применив по аналогии с случаем $q = \text{const}$ замену $\sqrt{x^2 + y^2} = 0,96x + 0,4y$ (при $x > y$) $\sqrt{x^2 + y^2} = 0,96y + 0,4x$ (при $y > x$), получим более простое приближенное решение. Зная $M_{\text{тр}}$, определяем силу зажима, решая приведенные выше уравнения относительно Q .

Расчетные факторы для определения сил зажима. Для расчета сил зажима необходимо знать жесткости систем установочных и зажимных элементов приспособления по нормали и в тангенциальном направлении, величины коэффициентов статического трения f , а также значения коэффициента запаса K .

Жесткость системы установочных элементов по нормали J_2 может быть определена из следующего основного уравнения

$$\frac{1}{J_2} = \frac{1}{J_1''} + \frac{1}{J_2''} + \frac{1}{J_3''} + \dots + \frac{1}{J_n''}, \quad (15)$$

где J_1' – жесткость стыка заготовки с опорами приспособления; J_2'', \dots, J_n'' – жесткости постоянных стыков приспособления и его элементов, через которые передается сила зажима.

Жесткость системы зажимных элементов J_1 можно найти по аналогичному уравнению

$$\frac{1}{J_1} = \frac{1}{J_1'} + \frac{1}{J_2'} + \frac{1}{J_3'} + \dots + \frac{1}{J_n'},$$

где J_1' – жесткость стыка заготовки с зажимающим элементом приспособления; J_2', J_3', \dots, J_n' – жесткость стыков и элементов приспособления, через которые передается сила зажима.

Величины J_1'' и J_1' можно найти из зависимостей (см. "Методика расчета сил зажима"), приняв среднее значение силы, действующей на рассматриваемый элемент. Остальные величины в расчетных зависимостях можно найти по формулам сопротивления материалов.

В общем балансе величин $\frac{1}{J_2}$ и $\frac{1}{J_1}$ обычно наибольший вес имеют составляющие $\frac{1}{J_2''}$ и $\frac{1}{J_1'}$. На основе анализа ряда различных приспособлений можно рекомендовать приближенные формулы

$$J_1 = (0,4 \dots 0,6) J_1' \quad \text{и} \quad J_2 = (0,6 \dots 0,8) J_1''.$$

Меньшие значения коэффициентов относятся к многосвязным, нежестким системам. В большинстве случаев $J_2 > J_1$. Соотношение между ними можно выразить формулой $J_2 = (1,5 \dots 2,5) J_1$. Если неизвестны величины жесткостей J_1 и J_2 , то в приведенных ранее формулах для расчета зажимных сил можно брать приближенно

$$\frac{J_1}{J_1 + J_2} = 0,3 \dots 0,4 \quad \text{и} \quad \frac{J_2}{J_1 + J_2} = 0,6 \dots 0,7.$$

Меньшие значения в первом соотношении и большие во втором соотношении следует брать для зажимных систем пониженной жесткости.

Тангенциальная податливость ω_{τ} плоских стыков заготовка – опоры приспособления при удельном давлении до 15 кГс/см² составляет 10 – 12 мкм · см²/кГс. Величину упругих перемещений в касательном направлении можно подсчитать по формуле

$$y = \omega_{\tau} \tau \text{ мкм},$$

где τ – касательное напряжение в стыке, кГс/см².

Упругие перемещения в стыке происходят до значения тангенциальной силы, равной примерно половине силы трения покоя. Затем начинаются пластические перемещения (по величине они значительно больше), переходящие в сдвиг стыка. Тангенциальная жесткость стыка заготовка – зажимной элемент обычно в 3 – 4 раза ниже жесткости стыка заготовка – опора. На нее влияют зазоры в сопряжениях зажимного механизма и вылеты (консоли) зажимных элементов.

Результаты исследований показывают, что при контакте обработанных поверхностей заготовок с установочными и зажимными элементами коэффициент статического трения мало зависит от шероховатости поверхности заготовок, удельного давления, материала заготовок и наличия следов смазочно-охлаждающей жидкости. При повышении удельного давления до предельных значений и смачивании поверхностей контакта коэффициент трения уменьшается на одну-две сотых. Для расчетов коэффициент трения можно принимать равным 0,16.

Коэффициент трения при контакте необработанных заготовок (отливок, поковок) с постоянными опорами, имеющими сферическую головку, зависит от нормальной силы и радиуса сферы. С увеличением нормальной силы и уменьшением радиуса сферы коэффициент трения возрастает от 0,18 до 0,30 в результате сопротивления сдвигу при больших контактных деформациях.

При практически применяемых нагрузках на опору коэффициент трения можно брать в пределах 0,2 – 0,25. При контакте заготовок с зажимными и установочными элементами, снабженными рифлениями коэффициент трения в значительной степени зависит от нормальной силы. С ростом нормальной силы увеличивается глубина внедрения рифлений в поверхностные слои заготовки, в связи с чем сопротивление сдвигу возрастает. При больших нормальных силах значение коэффициента трения может достигать 0,7 и выше.

Зависимость между коэффициентом трения и нормальной силой можно представить для заготовок из серого чугуна и конструкционной стали следующим выражением: $f = 0,0005N + 0,2$, где N – нормальная сила на 1 см² рабочей поверхности установочного элемента, кГс.

В расчеты по определению сил зажима вводится коэффициент запаса K . Он учитывает неоднородность обрабатываемых заготовок, затупление режущего инструмента и связанное с ним увеличение сил резания, а также непостоянство условий установки и закрепления заготовок. Применение в расчетах среднего значения K неправильно. При малых значениях K надежность зажимных устройств недостаточна. При больших значениях K получают преувеличенные силы зажима, что влечет за собой увеличение размеров зажимных устройств.

Пример. Определить коэффициент запаса для операции торцевого фрезерования черновой заготовки, закрепленной в приспособлении с ручным зажимом. Положение зажимного устройства недостаточно удобно. Заготовка установлена на планки, а сила резания создает момент, стремящийся сдвинуть ее от опор.

Решение. По характеру выполняемой операции принимаем следующие значения первичных коэффициентов: $K_0 = 1,5$; $K_1 = 1,2$; $K_2 = 1,8$

(табл. 12); $K_3 = 1,0$; $K_4 = 1,3$; $K_5 = 1,2$; $K_6 = 1,5$.

Общий коэффициент запаса $K = K_0 K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 = 7,5$.

При чистовом растачивании заготовки, закрепленной в кулачках пневматического патрона, все первичные коэффициенты равны единице. В этом случае коэффициент запаса имеет минимальное значение, $K = 1,5$.

Последовательность расчета силы зажима:

- 1) определяют место приложения и направление сил зажима;
- 2) определяют величину сил резания и их моментов, действующих на обрабатываемую деталь; при необходимости определяют инерционные и центробежные силы, возникающие при обработке;

12. Значения коэффициентов

Цилиндрическое предварительное и чистовое фрезерование	Окружная сила	K_0 1,6 – 1,8	Для вязких сталей
		K_1 1,2 – 1,4	Для твердых сталей
Торцевое предварительное и чистовое фрезерование	Тангенциальная сила	K_2 1,6 – 1,8	То же
		K_3 1,2 – 1,4	
Шлифование	Окружная сила	K_4, K_5 1,15 – 1,20	–
Протягивание	Сила протягивания	K_6 1,5	При износе по задней поверхности до 0,5 мм

3) решая задачу статики на равновесие твердого тела, находящегося под действием всех приложенных к нему сил, определяют величину сил зажима;

4) определяют требуемую величину сил зажима, умножая найденное значение сил зажима на коэффициент запаса K .

Коэффициент K определяется применительно к конкретным условиям обработки по формуле

$$K = K_0 K_1 K_2 K_3 K_4 K_5,$$

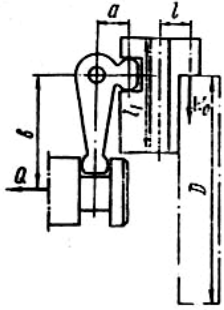
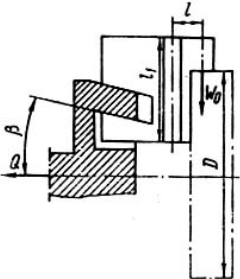
где $K_0 = 1,5$ – гарантированный коэффициент запаса для всех случаев; K_1 – коэффициент, учитывающий состояние поверхности заготовок, для черновой заготовки $K_1 = 1,2$, для чистовой заготовки $K_1 = 1,0$; K_2 – коэффициент, учитывающий увеличение сил резания от прогрессирующего затупления инструмента ($K_2 = 1,0 \dots 1,9$). Значения K_2 приведены в табл. 13; K_3 – коэффициент, учитывающий увеличение сил резания при прерывистом резании. При точении $K_3 = 1,2$; K_4 – коэффициент, учитывающий постоянство силы зажима, развиваемый силовым приводом приспособления, $K_4 = 1$ для механизированных силовых приводов (пневматического, гидравлического и т.д.), $K_4 = 1,3$ для ручного привода с удобным расположением рукояток, $K_4 = 1,6$ для ручного привода с неудобным расположением рукояток (угол отклонения рукояток более 90°, неудобное для работы положение); K_5 – коэффициент, учитываемый только при наличии моментов, стремящихся повернуть обрабатываемую деталь, $K_5 = 1,5$, если обрабатываемая деталь установлена на планки или другие элементы с большой поверхностью контакта, $K_5 = 1,0$ если обрабатываемая деталь установлена базовой плоскостью на опоры с ограниченной площадью контакта.

Схемы крепления заготовки в различных приспособлениях токарных, фрезерных и сверлильных станков и формулы для расчета сил зажима приведены в табл. 13 – 19.

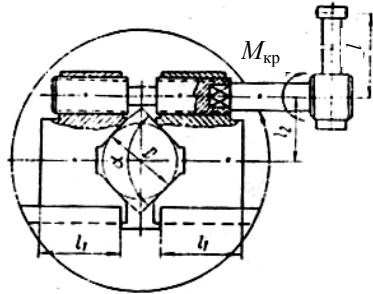
13. Значение коэффициента K_2

Метод обработки	Компонент сил резания	Значение K_2	
		для чугуна	для стали
Сверление	M_k	1,15	
	P_z	1,10	
Зенкерование предварительно (по корке)	M_k	1,3	
	P_z	1,2	
Зенкерование чистовое	M_k	1,2	
	P_z	1,2	
Предварительное точение и растачивание	P_z	1,0	1,0
	P_y	1,2	1,4
	P_x	1,25	1,6
Чистовое точение и растачивание	P_z	1,05	0,95
	P_y	1,75	1,05
	P_x	1,50	1,00
Фрезерование предварительно и чистовое цилиндрической фрезой	P_z	1,2...1,4	1,75...1,90
			1,2...1,4
Фрезерование предварительно и чистовое торцевой фрезой	P_z	1,2...1,4	1,75...1,90
			1,2...1,4
Шлифование	P_z		1,15...1,20
Протягивание	P		1,55

14. Расчет сил зажима при токарной обработке в кулачковом патроне

Схема патрона	Расчетные формулы требуемой силы привода
<p>С рычажным приводом</p> 	$Q = nK \left(1 + \frac{3l}{l_1} f_1 \right) \frac{a}{b} W_0$
<p>С клиновым приводом</p> 	$Q = nK' \left(1 + \frac{3l}{l_1} f_1 \right) \operatorname{tg}(\beta + \varphi) W_0$

С винтовым приводом



$$M_{кр} = QL = \frac{P_z \sin \frac{\alpha}{2} r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha' + \varphi_{пр})}{f \left(1 - \frac{3l}{l_1} f_1\right) \left(1 - \frac{3l_2}{l_1} f_1\right) \frac{W_0}{2}}$$

Примечание. $W_0 = KP_z \frac{\sin(\alpha/2)}{nF} \frac{D_1}{D}$ – требуемая сила зажима на

каждом кулачке, кгс; n – количество кулачков; K – коэффициент запаса; K' – коэффициент, учитывающий дополнительные силы трения в патроне ($K' = 1,05$); P_z – окружная сила резания, кгс; α – угол призмы кулачка ($\alpha = 90^\circ$); при радиусных кулачках $\sin(\alpha/2) = 1$; f – коэффициент трения на рабочих поверхностях кулачков (для кулачков с гладкой поверхностью $f = 0,25$, с кольцевыми канавками $f = 0,35$, с крестообразными канавками $f = 0,45$, с односторонне срезанными зубьями параллельно оси патрона $f = 0,8$); D_1 – диаметр обрабатываемой поверхности, мм; D – диаметр зажимной поверхности, мм; l – вылет кулачка от его опоры до центра приложения силы зажима, мм; l_1 – длина направляющей части кулачка, мм; l_2 – расстояние между осью зажимного винта и продольной осью призмы, мм; β – угол клина; φ – угол трения на наклонной поверхности клина; f_1 – коэффициент трения направляющих кулачков ($f_1 = 0,10 - 0,15$); l – длина рукоятки ключа, мм; r_{cp} – средний радиус резьбы, мм; $\varphi_{пр}$ – приведенный угол трения в резьбе; α' – угол подъема резьбы винта.

15. Расчет сил зажима при токарной обработке в цанговом патроне

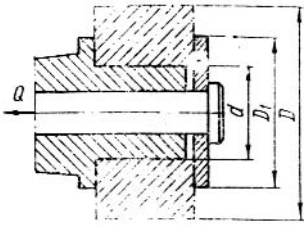
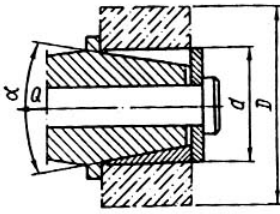
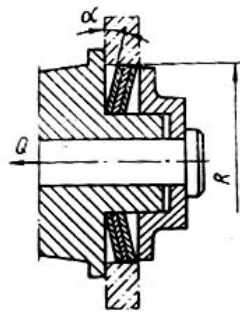
Схема патрона	Расчетные формулы требуемой силы привода, кгс
<p>Без упора, ограничивающего осевое перемещение детали</p>	$Q = (W + W_1) \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) \frac{D}{d}$
<p>С упором, ограничивающим осевое перемещение детали</p>	$Q = (W + W_1) \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) f \right] \frac{D}{d}$

Примечание. $W = \frac{k}{f} \sqrt{P_z^2 + P_x^2} = \frac{k}{f} \sqrt{\frac{M_k^2}{r^2} + P_x^2}$ – требуемая сум-

марная сила зажима, кгс; $W_1 = m \frac{\delta D_1^3 S}{l^3}$ – сила, необходимая для сжатия лепестков цанги до соприкосновения с поверхностью детали, кгс; K – коэффициент запаса; f – коэффициент трения на рабочих поверхностях цанги (для цанг с гладкой поверхностью $f = 0,25$, с кольцевыми канавками $f = 0,35$, с крестообразными канавками $f = 0,45$, с односторонне срезанными зубьями параллельно оси патрона $f = 0,8$); P_z – окружная сила резания, кгс; P_x – осевая сила, кгс; M_k – момент, передаваемый цангой, кгс · мм; r – радиус базовой поверхности детали, мм; α – угол конуса цанги; φ – угол трения между цангой и заготовкой; δ – диаметральный зазор между цангой и заготовкой, мм; D_1 – наружный диаметр лепестка цанги, мм; S – толщина стенки лепестка

цанги, мм; l – длина лепестка цанги от места задела до середины конуса, мм; m – коэффициент, учитывающий количество лепестков цанги, $m = 600$ для трехлепестковой цанги, $m = 200$ для четырехлепестковой цанги; D – диаметр обрабатываемой поверхности, мм; d – диаметр базовой поверхности, мм.

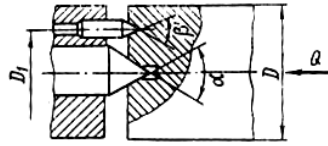
16. Расчет сил зажима при токарной обработке на оправках

Схема оправки	Расчетные формулы требуемой силы привода, кГс
<p>Жесткой</p> 	<p>Приближенная формула:</p> $Q = \frac{2KP_z D}{(D_1 + d)f}$ <p>Уточненная формула:</p> $Q = \frac{2KP_z D}{\frac{2}{3}f \frac{D_1^3 - d^3}{D_1^2 - d^2}}$
<p>С разрезной втулкой</p> 	$Q = K \frac{P_z D}{fd} \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) + f \right]$
<p>С тарельчатыми пружинами</p> 	$Q = 1,33K \operatorname{tg}' \frac{M_k}{fR}$

Примечание. K – коэффициент запаса; P_z – окружная сила резания, кГс; M_k – крутящий момент от силы резания, кГс · мм; D – диаметр обрабатываемой поверхности, мм; D_1 – диаметр упорного бурта оправки, мм; d – диаметр оправки, мм; f – коэффициент трения между буртом и торцом детали ($f_1 = 0,1 \dots 0,15$); α – угол конуса оправки; φ – угол трения на поверхности контакта оправки с разрезной втулкой; α' – угол наклона тарелки в рабочем положении ($\alpha' = 10^\circ$); R – радиус установочной поверхности тарельчатой пружины.

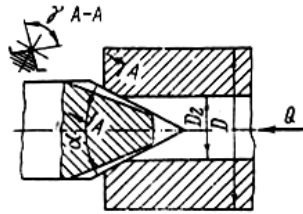
17. Расчет сил зажима при токарной обработке в центрах

Схемы центров	Расчетные формулы требуемой силы зажима, кГс
<p>С силовым приводом пиноли задней бабки</p> 	$Q = K \sqrt{P_z^2 + \left(P_y - P_x \frac{D}{2l} \right)^2} \times$ $l - \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1) \frac{3l}{a} \operatorname{tg} \varphi_2$ $\times \frac{\operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)}$ <p>(проектный расчет)</p>
<p>С поводковым устройством</p>	$Q \geq \pi P_z \frac{\beta' D}{2 D_1}$ <p>необходимая для внедрения поводков в торец детали</p>



(проверочный расчет)

С рифленным поводковым центром



$$Q \geq \frac{2P_z \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}} \frac{D}{D_1} \text{ — сила,}$$

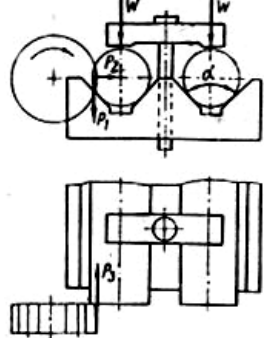
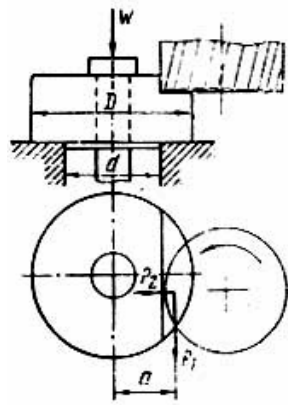
необходимая для внедрения рифленного поводкового центра (проверочный расчет)

Примечания. 1. Для центров с поводковыми устройствами и рифлеными поводковыми центрами требуемая сила зажима центров определяется по формуле проектного расчета и упрочняется по формуле проверочного расчета.

2. K – коэффициент запаса; P_z, P_x, P_y – составляющие сил резания, кгс; D – диаметр обрабатываемой поверхности заготовки, мм; L – длина заготовки, мм; β – угол между образующей конуса центра задней бабки и осью суппорта, $\beta = 90^\circ - \frac{\alpha}{2}$; α – угол при вершине центра; φ_1 – угол трения на поверхности конуса центра ($\varphi_1 = 30^\circ$); φ_2 – угол трения на поверхности пиноли ($\varphi_2 = 30^\circ$); β' – угол при вершине поводка; l – расстояние от середины центрального гнезда до середины пиноли, мм; a – длина пиноли, мм; D_1 – диаметр окружности поводков, мм; γ – угол при вершине сечения рифа.

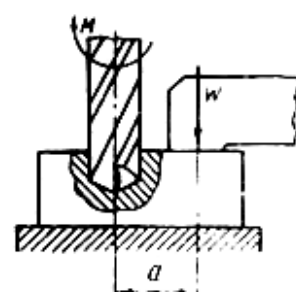
18. Расчет сил зажима при обработке на фрезерных станках

Схема зажима	Расчетные формулы требуемой силы зажима, кгс
<p>Тиски</p>	$W = K \frac{P_2(b + af) + P_1 Z_0}{af^2 + bf + Z}$
<p>Прихваты</p>	$W = \frac{K}{f} \sqrt{P_1^2 + P_2^2}$ $W_0 = W / n$

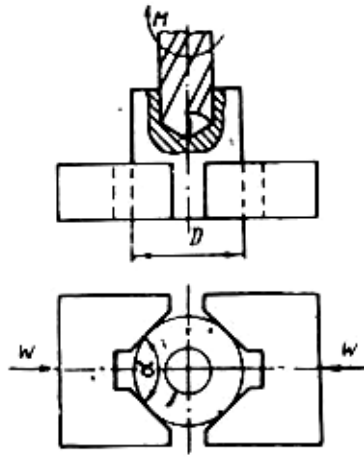
<p>В призме</p> 	$W = \frac{K}{f} \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}$
<p>Центрального торцевого</p> 	$W = K \frac{a \sqrt{P_1^2 + P_2^2}}{\frac{1}{3} f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}}$

Примечание. P_1, P_2, P_3 – составляющие сил резания, кГс; f – коэффициент трения на рабочих поверхностях зажимов (для гладких поверхностей $f = 0,25$, с крестообразно нарезанными канавками $f = 0,45$); K – коэффициент запаса; n – число прихватов; α – угол призмы.

19. Расчет сил зажима при обработке на сверлильных станках

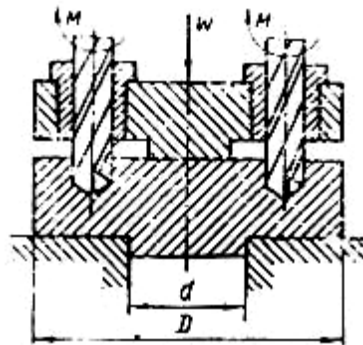
Схема зажима	Расчетные формулы требуемой силы зажима, кГс
<p>Прихваты</p> 	$W = \frac{KM_k}{fd}$

В призмах



$$W = \frac{KM_k \sin \frac{\alpha}{2}}{fD}$$

Торцевого



$$W = \frac{KM_k^n}{\frac{1}{3}f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}}$$

Примечание. M_k – крутящий момент на сверле, кгс · мм; n – число одновременно работающих сверл; f – коэффициент трения на рабочих поверхностях зажимов (для гладких поверхностей $f = 0,25$, с крестообразно нарезанными канавками $f = 0,45$); α – угол призмы; K – коэффициент запаса.

КОНСТРУКЦИИ ПАТРОНОВ К ТОКАРНЫМ СТАНКАМ

Трехкулачковые патроны

Механизм зажима трехкулачкового самоцентрирующего рычажного патрона (рис. 38) состоит из центральной втулки 5, рычага 2, сидящего на оси 3 в корпусе патрона 4, и основного кулачка 1, установленного в Т-образных пазах корпуса. Для увеличения силы, передаваемой от привода, соотношение плеч рычага выбирают не менее чем 3 : 1. Движение от привода передается тягой, связанной с винтом 6.

Клино-рычажной патрон (рис. 39) отличается от рычажного патрона тем, что деталь зажимается при помощи рычага 1. Освобождают деталь при помощи гайки 2, которая укреплена на конце втулки 3. Гайка 2 имеет три скоса под углом 15° , которые образуют клиновые пары со скосами основных кулачков 5.

Рычаги 1 имеют шлифованные опорные поверхности, которыми они упираются в полуцилиндрические поверхности А, имеющиеся в корпусе патрона 4. Такая установка рычагов увеличивает жесткость патрона по сравнению с рычажным патроном, в котором рычаги посажены на осях. В табл. 20 приведены основные размеры клино-рычажных патронов.

В трехкулачковом клиновом патроне (рис. 40) тяга привода соединяется винтом 2 с головкой 1, имеющей три паза под углом 15° , в которые входят выступы основных кулачков 6. Пазы головки и выступы кулачков образуют клиновые пары.

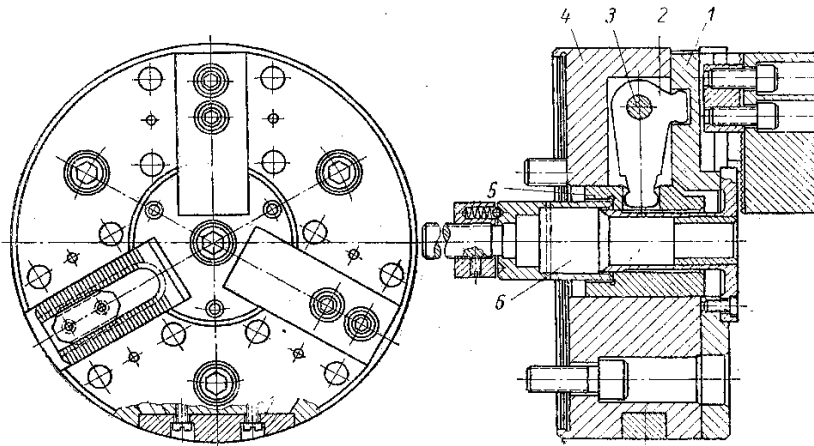
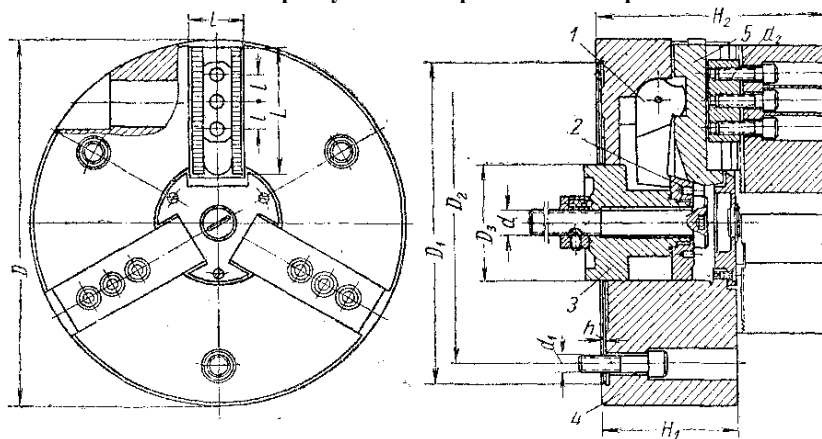


Рис. 38. Трехкулачковый рычажный патрон



Профиль рифления кулачка

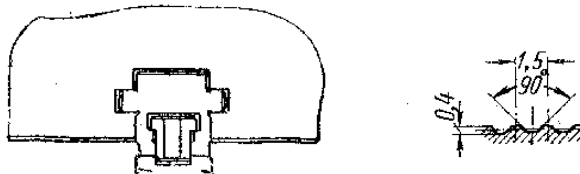
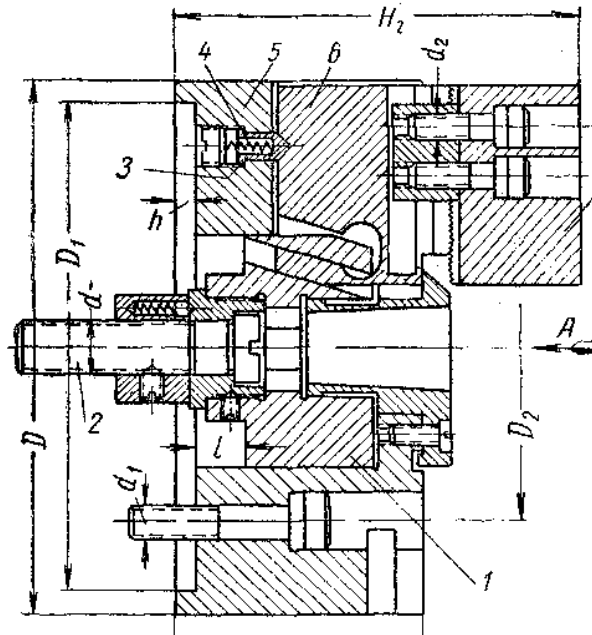


Рис. 39. Трехкулачковый клино-рычажный патрон

20. Основные размеры клино-рычажных патронов

Диаметр патрона D , мм	Размеры, мм											Ход тяги l_1		Максимальное приводное усилие, кГс	
	D_1	D_2	D_3	H_1	H_2	h	d	d_1	d_2	B	L	Ход кулачка			
320	270	230	100	115	203	8	M24	M20	M16	50	110	—	28	7	4200
400	350	310	128	145	248	6	M27	M20	M16	60	140	30	35	10	6500

При перемещении тяги с головкой в осевом направлении в радиальных пазах корпуса 5 перемещаются основные кулачки. Угол клина (15°) выбран с таким расчетом, чтобы получить эффективное увеличение тягового усилия на клине при приемлемой длине хода кулачка (5 – 8 мм) для разных размеров патронов. Увеличение угла клина приводит к уменьшению передаточного отношения, а уменьшение этого угла – к уменьшению хода кулачка.



Вид по стрелке А

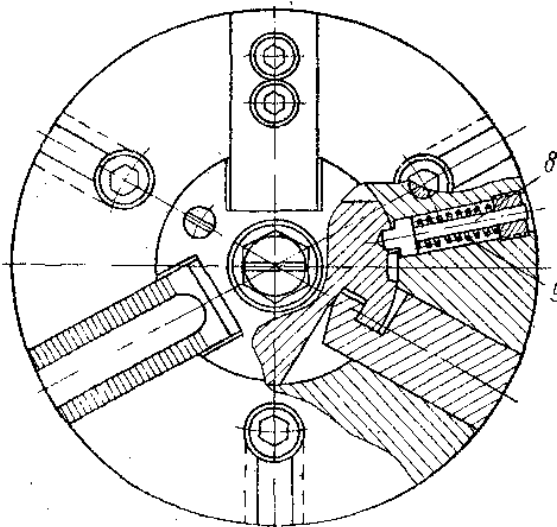


Рис. 40. Трехкулачковый клиновой патрон

Передаточное отношение клинового механизма при угле 15° составляет 1 : 3,7. Так как имеются потери на трение, сила фактически увеличивается только в 2,6 раза.

В этом патроне можно легко заменять основные кулачки, для чего в головке 1 сделано шестигранное отверстие под ключ. При повороте головки против часовой стрелки на угол 15° основные кулачки выходят из зацепления с головкой и могут быть легко вынуты из корпуса патрона.

Головка 1 крепится в корпусе патрона 5 фиксатором 8 с пружиной 9. От выпадания во время замены основные кулачки удерживаются в корпусе фиксаторами 3 с пружинами 4. Эти фиксаторы также облегчают сборку патрона, так как дают воз-

возможность устанавливать все три основных кулачка в нужное положение. Основные кулачки заменяют при наладке патрона на новый размер обработки или при специальной наладке.

Однако такую замену на заводах производят сравнительно редко, так как для этого требуется несколько комплектов основных кулачков, изготовление которых значительно затруднено в технологическом отношении. Поэтому для наладки патрона на новый размер обработки в большинстве случаев переставляют дополнительные кулачки 7 относительно основных кулачков 6.

Особенностью конструкции этого патрона является его жесткость, а также износостойкость, которая достигается контактом рабочих поверхностей (головки и основных кулачков) по плоскостям с равномерно распределенным давлением. Патрон широко применяют при любых условиях работы. В табл. 21 приведены основные размеры клиновых патронов.

Клиновой патрон (рис. 41) дает возможность пропустить пруток через шпиндель станка.

Основными недостатками всех указанных конструкций патронов являются:

- 1) малый ход кулачков, вследствие чего без переналадки нельзя нажимать обрабатываемые детали, значительно отличающиеся по диаметрам. Эти патроны можно использовать только при серийном и крупносерийном производствах;
- 2) у патронов большинства конструкций отсутствуют отверстия для прохода прутка.

При мелкосерийном и особенно при индивидуальном производствах время переналадок существенно влияет на величину штучного времени тем более, что для получения требуемой точности центрирования детали после переналадки дополнительные кулачки приходится протачивать.

21. Основные размеры клиновых патронов

Диаметр патрона D , мм	Размеры, мм								Ход кулачка	Винты присоединительные		Максимальное приводное усилие, кГс
	D_1	D_2	D_3	H_1	H_2	h	d_2	l		d_1 , мм	количество	
150	120	104,8	71	132	8	M16	M10	15	4	M10	3	1850
160	130	104,8	80	148	8	M16	M10	16	4,3	M10	3	1850
200	165	133,4	100	168	8	M20	M12	22,5	6	M12	6	3000
250	210	171,5	110	182	8	M20	M16	26	7	M16	6	3000

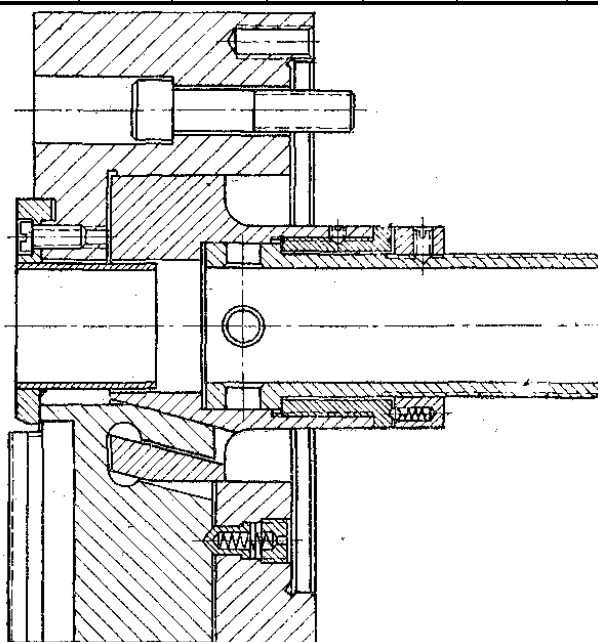


Рис. 41. Трехкулачковый клиновой патрон, позволяющий обрабатывать прутковый материал.

Чтобы сократить время переналадки, в последний период начали применять патроны с двумя самостоятельными кинематическими цепями привода кулачков: для переналадки и зажима.

Универсальный рычажный трехкулачковый патрон (рис. 42) имеет две независимые кинематические цепи: одну для зажима заготовки с помощью привода, а другую – для ручной переналадки кулачков.

Тяга от привода ввернута в гайку 1, которая закреплена в центральной втулке 4 гайкой 2 с шариковым фиксатором 3. При перемещении центральной втулки 4 в осевом направлении рычаг 6 поворачивается на оси 7 в корпусе патрона 8, передвигая при этом своим коротким плечом вкладыш 10 в пазу корпуса в радиальном направлении. Вместе с вкладышем двигается винт 11, установленный в цилиндрических расточках вкладыша, а следовательно, основной кулачок 12, сцепленный с винтом, перемещается в Т-образных радиальных пазах корпуса. Таким образом осуществляется закрепление и освобождение детали. Передаточное отношение плеч рычага 1 : 3. Контакт на рабочих поверхностях создается с помощью сухарей 5 и 9, установленных на осях в рычаге.

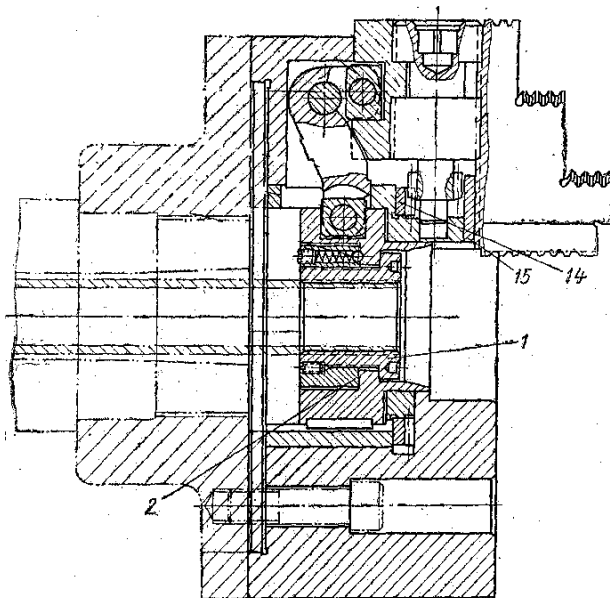


Рис. 42. Трехкулачковый универсальный рычажный патрон

Винт 11 центрирован во вкладыше 10 наружной поверхностью и во втулке 13 хвостовиком.

Для переналадки патрона на новый диаметр обрабатываемой детали вращают вручную ключом один из винтов 11, имеющий трапецеидальную резьбу и зубчатый венец. Вращение одного из винтов 11 передается двум другим винтам через центральную плоскую шестерню 14, сидящей на втулке 13.

При этом приходят в движение все три основных кулачка 12.

При закреплении и освобождении детали с помощью привода зубчатый венец винта 11 перемещается относительно зубьев центральной плоской шестерни.

Для получения постоянного зацепления зубьев применена плоская коническая передача.

Щитки 15 предохраняют зубчатую передачу от попадания грязи и стружки. Основной закаленный кулачок может быть прямым и обратным, поэтому не требуется дополнительный комплект обратных кулачков, как при обычных самоцентрирующихся токарных патронах с цельными кулачками. Кулачки имеют специальную расточку для зажима кольца при расточке рабочих поверхностей кулачка.

В патроне можно обрабатывать прутковый материал диаметром до 40 мм.

Точность самоцентрирования при наладке в основном зависит от точности выполнения винтовой нарезки на винтах и кулачках и также от точности зубчатой передачи; при высоком качестве изготовления деталей точность составляет около 0,03 мм.

Четырехкулачковые патроны

Четырехкулачковый патрон (рис. 43) конструкции завода имени Орджоникидзе, применяют в тех же случаях, что и четырехкулачковый патрон с независимым перемещением кулачков. В этом патроне деталь зажимают в четырех точках, что достигается последовательным подводом каждой пары кулачков к зажимаемой детали.

При зажиме детали тяга, соединенная с винтом 2, перемещает втулку 3 влево, при этом плавающие секторы 7 передвигают, втулки 4 и 5.

Каждая из втулок имеет по две диаметрально противоположные прорези, в которые входят концы рычагов 6 и 9, приводящие в действие основные кулачки 8. Таким образом каждая втулка может поворачивать только одну пару рычагов, действующих на два противоположно расположенных кулачка.

Поочередность зажатия детали каждой парой кулачков достигается плавающими в радиальном направлении относительно втулки 3 секторами 7.

Освобождение детали происходит попарным разжатием кулачков при движении втулки 3 вправо; при этом действуют противоположные секторы 7.

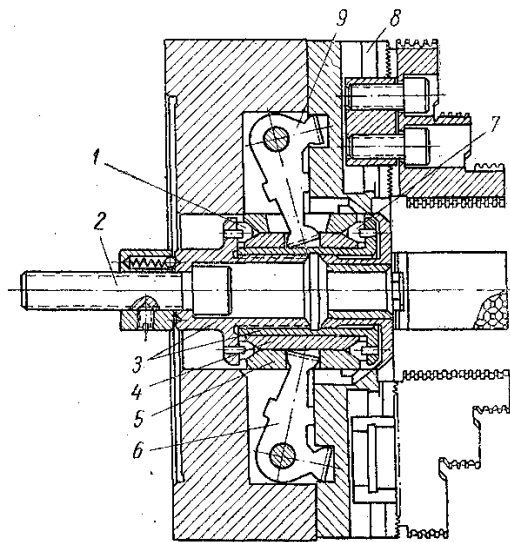


Рис. 43. Четырехкулачковый рычажный патрон

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

За последние годы в приспособлениях для механической обработки деталей пневматические приводы получили широкое распространение не только в массовом и крупносерийном, но и в мелкосерийном и даже в индивидуальном производстве. Если раньше пневмоприводы использовались преимущественно на токарных, revolverных, внутришлифовальных, фрезерных станках, то теперь они применяются для закрепления деталей на зубообрабатывающих, шлицефрезерных, карусельных, расточных и других станках.

Пневматические приводы применяются не только для закрепления деталей в приспособлениях, но и для закрепления быстросменного инструмента, для снятия обрабатываемой детали с базовых мест приспособления, для автоматического деления и для осуществления других технологических приемов. Так, например, для сокращения вспомогательного времени и облегчения труда станочника на горизонтально- и вертикально-фрезерных станках для затяжки фрез используются пневматические устройства, которые работают от обычной сети сжатого воздуха.

Широкому распространению пневматических приводов способствует как большое разнообразие их конструкций, так и присущие им преимущества:

- 1) быстрота действия привода, которая достигается благодаря большой скорости течения сжатого воздуха по трубопроводам (15 – 20 м/с);
- 2) стабильность силы зажима в течение всего периода обработки детали;
- 3) возможность регулирования зажимного усилия в широких пределах;
- 4) работоспособность привода независимо от колебаний температуры окружающей среды (при низких температурах окружающей среды сжатый воздух не замерзает в трубопроводах);
- 5) простота конструкции.

Применяя пневматический привод, конструктор должен учитывать и его недостатки по сравнению с электрическим и гидравлическим приводами. К ним относятся:

- 1) недостаточная плавность перемещения рабочих органов, особенно при переменной нагрузке;
- 2) низкое давление воздуха в заводских сетях (0,4 – 0,6 МПа), обуславливающее относительно большие размеры приводов для приложения значительных усилий;
- 3) шум при выпуске воздуха из приводов;
- 4) большая стоимость энергии сжатого воздуха по сравнению с электроэнергией при выполнении той же работы.

Некоторые недостатки пневмопривода могут быть устранены использованием пневмогидравлических систем. Борьбу с шумом ведут, применяя глушители или выводя воздух из выхлопных отверстий в общий воздухопровод, уходящий за пределы цеха.

Пневматические приводы применяются:

- 1) для вращающихся приспособлений, устанавливаемых на шпинделях токарных, revolverных, внутришлифовальных и других станков с главным вращательным движением;
- 2) для стационарных приспособлений, закрепляемых на столах фрезерных, расточных, сверлильных и других станков;
- 3) для приспособлений, устанавливаемых на поворотных и делительных столах при непрерывном фрезеровании и позиционной обработке;
- 4) для установки и снятия обрабатываемой детали с базовых мест приспособления;
- 5) для автоматического деления;
- 6) для крепления режущего инструмента.

Во всех этих случаях монтажные схемы приводов имеют свои особенности.

Типовые схемы пневмоприводов

Надежность и долговечность работы пневмопривода во многом зависит от правильного построения и выбора схемы подвода сжатого воздуха и применяемой пневмоаппаратуры.

Простейшая схема пневмопривода может состоять из цилиндра или пневмокамеры, распределительного крана и впускного вентиля, соединенных между собой резиноканевым шлангом. В более сложную схему пневмоприводов входят еще 5 – 6 пневматических приборов (например, пневмоконтактор, обратный клапан, масленка, манометр и др.).

При разработке схемы включения пневмоприводов в каждом отдельном случае приходится решать, какие приборы из пневмоаппаратуры должны быть включены в схему и в какой последовательности. От правильного составления схемы включения пневмопривода зависит безопасность, и надежность работы зажимного устройства. Недостаточное внимание к этим вопросам может привести к выходу из строя приспособления и станка или, что совершенно недопустимо, к травмированию рабочего.

Типовая схема поршневого пневмопривода для вращающихся приспособлений изображена на рис. 44. В нее, кроме пневмоцилиндра двустороннего действия 7, действующего через тягу 8, включена следующая аппаратура, обеспечивающая надежную и безопасную работу

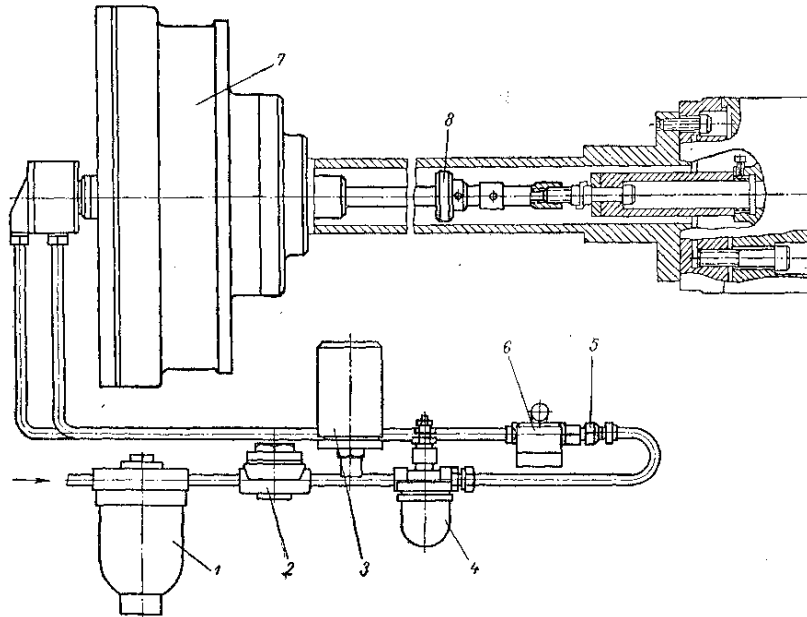


Рис. 44. Типовая схема поршневого пневмопривода для вращающихся приспособлений

привода: водоотделитель 1 с фильтром, предназначенный для конденсации и улавливания влаги, содержащейся в сжатом воздухе, а также для очистки воздуха от пыли и грязи; регулятор давления 2 с манометром, служащий для регулирования и стабилизации давления сжатого воздуха в полостях цилиндра; реле давления (пневмоконтактор) 3, отключающий электропитание двигателя станка при падении давления сжатого воздуха в сети ниже допустимого; масленка 4, обеспечивающая подачу в цилиндр вместе с воздушным потоком небольшой порции распыленного масла, что улучшает работу уплотнений и удлиняет срок их службы (на некоторых предприятиях устанавливают одну общую масленку и один общий водоотделитель на группу из трех-пяти станков, оснащенных поршневым пневмоприводом); обратный клапан 5, предотвращающий быструю утечку воздуха из рабочей полости привода в случае падения давления в сети; трехходовой распределительный кран 6.

В зависимости от тех или иных особенностей и назначения пневмопривода монтажная схема может изменяться. Так, например, при наличии диафрагменного привода одностороннего действия нет необходимости включать в схему масленку. Кроме того, распределительный кран и обратный клапан часто монтируются непосредственно на корпусе пневмокамеры.

Для магистрального воздухопровода от компрессора к рабочим местам обычно применяются газовые трубы. Подвод воздуха от труб к пневмоприводу приспособления в большинстве случаев осуществляется с помощью гибких резиноканевых шлангов, которые надевают на присоединительные ниппели и закрепляют хомутиками.

С целью унификации присоединительных ниппелей рекомендуется применять резино-тканевые шланги одного размера. Так, например, шланг с внутренним диаметром 13 мм практически обеспечивает нормальное питание сжатым воздухом большинство пневматических приспособлений.

Следует иметь в виду, что резино-тканевые шланги выдерживают 15 – 20 установок на ниппель, после чего конец шланга расслаивается и для дальнейшего его использования приходится некоторую часть шланга отрезать.

Когда требуется включение нескольких пневмоцилиндров или пневмокамер при условии одновременного их срабатывания, необходимо, чтобы длина трубопроводов от мест подвода и отвода сжатого воздуха до пневмоприводов была по возможности одинаковой. В противном случае из-за разницы пути прохождения сжатого воздуха они не будут срабатывать одновременно, что может вызвать нарушение правильного положения детали, заданного ей при базировании.

В ряде случаев необходимо, чтобы пневмоприводы срабатывали последовательно. Это требуется, например в случаях, когда один пневмопривод предназначается для поджима обрабатываемой детали к установочным поверхностям, приспособления, а второй – для ее окончательного закрепления.

Схемы последовательного включения двух пневмоприводов могут быть выполнены в четырех вариантах:

1) с двумя цилиндрами разных диаметров, а следовательно, и разных объемов, включаемыми одновременно обычным трехходовым краном.

В этом случае срабатывание происходит быстрее в цилиндре меньшего диаметра, так как его объем быстрее заполняется сжатым воздухом;

2) с применением в трубопроводе одного из цилиндров дросселя;

3) с применением четырехходового распределительного крана;

4) с применением регулятора последовательного включения.

Необходимо отметить, что выбор и построение схемы пневмопривода следует производить после анализа каждого конкретного случая его применения и согласовывать схему с отделом техники безопасности завода.

Конструкции поршневых и диафрагменных приводов

В качестве пневматических силовых приводов в станочных приспособлениях применяются поршневые приводы и диафрагменные камеры. Полученное от пневмопривода усилие передается зажимным деталям приспособления. Это усилие передается либо непосредственно, либо через механические усилители, которые позволяют получить значительный выигрыш в силе без увеличения размеров пневматического привода.

Поршневые приводы

По использованию сжатого воздуха поршневые пневматические приводы разделяются на приводы двустороннего и одностороннего действия.

Привод двустороннего действия (рис. 45) состоит из цилиндра 5 с двумя крышками 1 и 6, поршня 3 со штоком 4 и уплотнений 2 и 7; рабочий и холостой ход поршня со штоком обеспечиваются поочередной подачей сжатого воздуха в полости цилиндра. В приводе одностороннего действия холостой или режущий ход производится пружиной. Несмотря на то, что использование пружины упрощает конструкцию привода, почти все нормализованные поршневые пневмоприводы выполняются как приводы двустороннего действия, так как в большинстве случаев звенья, передающие усилия штока на деталь, требуют большой энергии для возврата их в исходное положение. Кроме того, в поршневых приводах одностороннего действия затрачивается дополнительное усилие на сжатие пружины, в связи с чем они могут быть применены только в случаях, когда рабочий ход штока не превышает 30 – 35 мм. При значительном ходе пружина должна иметь большую длину, что приводит к увеличению габарита привода.

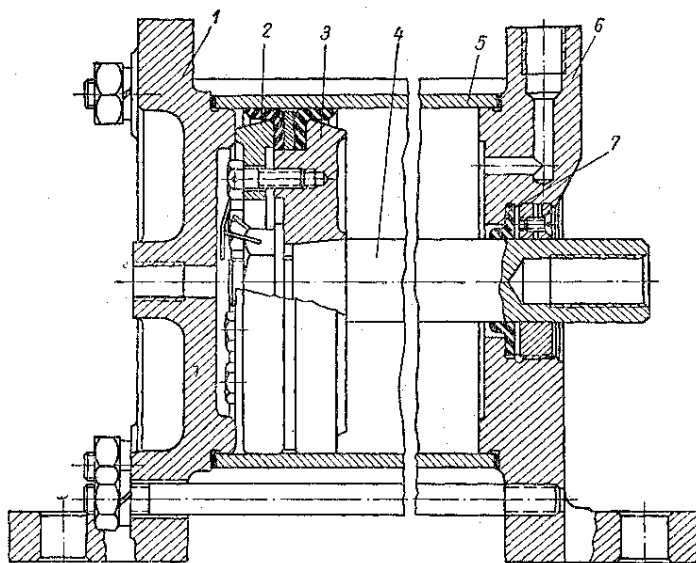


Рис. 45. Поршневой привод двустороннего действия

Скорость движения поршня пневмоцилиндра двустороннего действия даже при постоянном давлении в трубопроводе не постоянна. Наибольшую скорость поршень получает в конце хода. При значительном ходе она достигает такой величины, которая является нежелательной для большинства механизмов. Для плавного гашения скорости поршня в конце хода в пневмоцилиндр встраивают специальные тормозные устройства. Качающийся пневмоцилиндр двустороннего действия с тормозным устройством показан на рис. 46.

Под действием сжатого воздуха, поступающего через правое конусное отверстие, поршень 4 пневмоцилиндра перемещается влево. При этом воздух из нерабочей полости выходит в атмосферу через левое конусное отверстие. В конце хода поршня манжета 3 входит в отверстие крышки 2 и тем самым перекрывает свободный выход воздуха в атмосферу. Теперь воздух из нерабочей полости пневмоцилиндра может пройти к конусному отверстию и далее в атмосферу только через отверстие А. Проходное сечение отверстия А регулируется жиклерной иглой 1, тем самым производится регулировка скорости движения поршня на участке торможения, которое должно быть плавным без рывков.

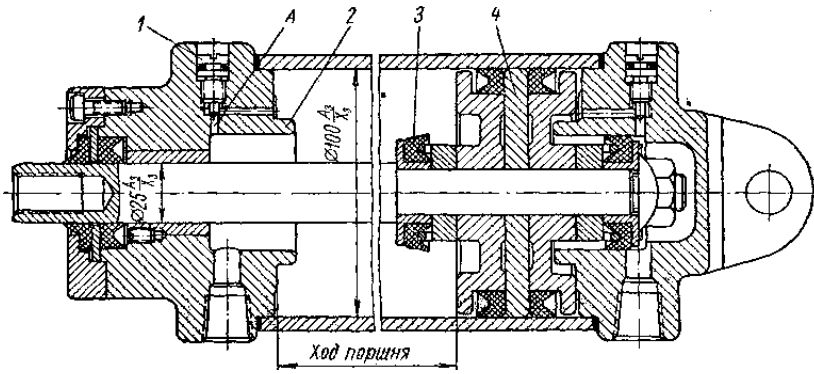


Рис. 46. Качающийся пневмоцилиндр двустороннего действия с тормозным устройством

Пневматические цилиндры с удлиненным ходом поршня используются в приспособлениях в основном для подачи заготовок на базовые места. Поэтому скорость движения штока на участке торможения рекомендуется устанавливать окончательно на приспособлении под нагрузкой.

Вращающийся воздушный цилиндр двустороннего действия (рис. 47) центрируется на буртике переходного фланца расточкой D_1 и закрепляется на нем винтами. Посадочный буртик переходного фланца выполнен под плотную посадку. Переходной фланец крепится на заднем конце шпинделя станка и стопорится от проворачивания.

Шток поршня связан через промежуточную тягу с патроном.

Сжатый воздух через неподвижную распределительную муфту 1, установленную на хвостовике цилиндра 12, поступает в левую или правую полости цилиндра, перемещая при этом поршень 3.

Корпус 5, крышка 4 и поршень 3 изготовлены из алюминиевого сплава. Поршень уплотнен двумя Г-образными манжетами 8, между которыми установлено промежуточное кольцо 7. Манжеты закреплены кольцом 6.

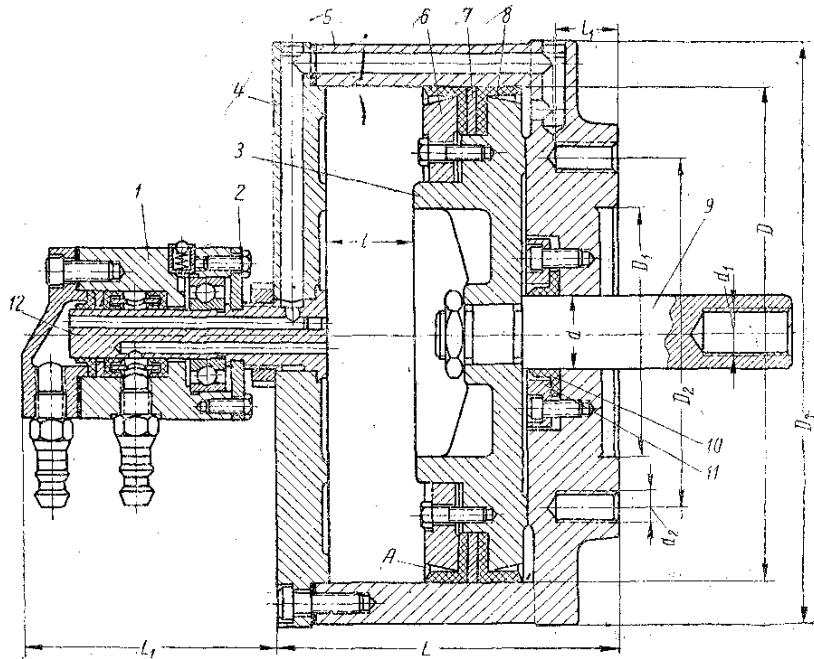


Рис. 47. Вращающийся воздушный цилиндр двустороннего действия

Сжатый воздух, поступая в пространство A под манжетой, поджимает борта ее к поверхности цилиндра, в результате чего создается необходимое уплотнение. Шток 9 и цилиндр уплотнены манжетой 10 при помощи кольца 11.

Хвостовик 12 запрессован в крышку 4 и закреплен гайкой.

Муфта 1 центрирована на хвостовике шарикоподшипником и удерживается от осевого перемещения бронзовыми полукольцами 2.

Внутри муфты имеются две полости. Сжатый воздух, попадая в полости муфты, прижимает манжеты к валику, создавая надежную герметичность. Все манжеты изготовлены из хлорвинила или кожи.

Вращающиеся цилиндры подбираются по табл. 22 в зависимости от силы на штоке, которая может быть определена с учетом необходимой силы зажима детали в патроне.

Силу Q , кгс, на штоке, зависящую от давления: сжатого воздуха и внутреннего диаметра цилиндра, подсчитывают по формулам:

1) воздух находится в задней полости, цилиндра (освобождение детали)

$$Q = \rho \frac{\pi D^2}{4} \eta;$$

2) воздух находится в передней полости цилиндра (зажим детали)

$$Q = \rho \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \eta,$$

где ρ – давление воздуха в цилиндре, кгс/см²; D – диаметр поршня, см; d – диаметр штока, см; η – КПД воздушного цилиндра (обычно принимают равным 0,9 – 0,95).

22. Основные размеры вращающихся цилиндров

D , мм	Размеры, мм									Резьба		Максимальное усилие, кгс, на штоке при давлении, кгс/см ²	Расход воздуха, л, на один двойной ход при давлении, кгс/см ²
	l	D_1	D_2	D_3	d	d_1	L	L_1	l_1	d_2 , мм	количество		
150	35	100	140	184	30	M20	138	105	25	M12	4	1000	13
200	35	100	140	242	30	M20	140	105	25	M12	4	1850	23
250	45	125	170	292	40	M27	173	118	30	M16	6	2900	47
300	45	125	170	345	40	M27	177	118	30	M16	6	4200	66
400	60	150	210	464	50	M36	212	118	35	M20	6	6800	160

Полученный диаметр цилиндра округляют до ближайшего большего размера.

Недостатком вращающихся воздушных цилиндров с неподвижной распределительной муфтой (см. рис. 48) является быстрый выход из строя манжеты муфты при числе оборотов шпинделя станка свыше 1000 в минуту.

Распределительная муфта (рис. 48) сконструирована таким образом, что шпиндель станка может вращаться со скоростью до 1500 мин⁻¹, при прохождении сжатого воздуха через полость, образуемую манжетами 1, и до 1200 мин⁻¹, при прохождении сжатого воздуха через полость, образуемую манжетами 2.

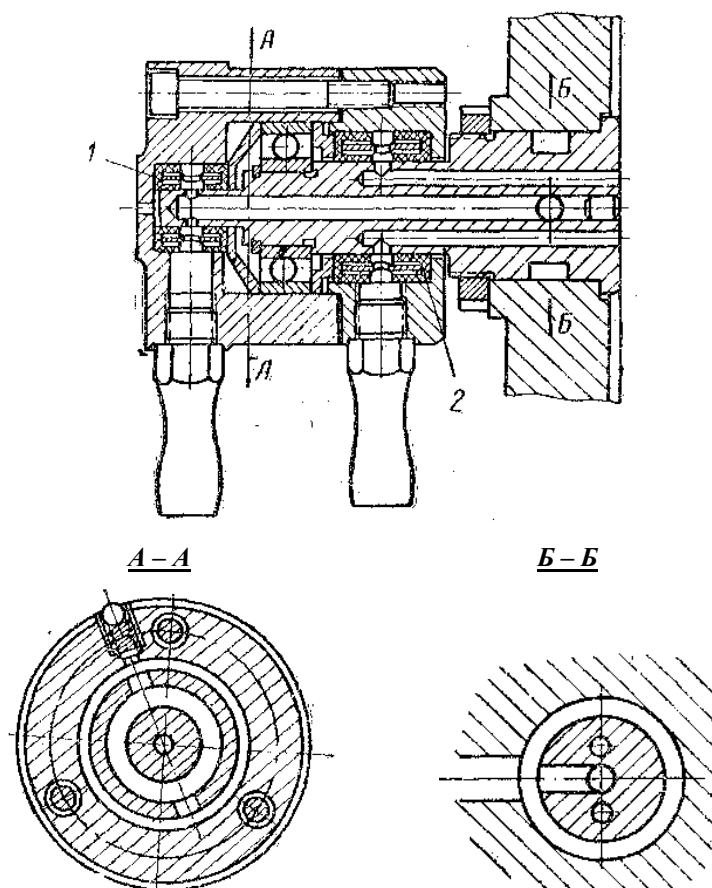


Рис. 48. Скоростная распределительная муфта

Повышенные скорости получены в этой конструкции вследствие уменьшения окружных скоростей на трущихся поверхностях манжет и вращающегося хвостовика ввиду уменьшения диаметров хвостовика.

Это уменьшает нагрев манжет, а следовательно, повышает их срок службы. Кроме того, в приведенной конструкции улучшено центрирование муфты относительно хвостовика и отсутствует осевая сила, стремящаяся вдвинуть муфту.

В рассмотренных воздушных цилиндрах нельзя пропускать прутки через шпиндель станка, что является их недостатком.

Применение вращающегося воздушного цилиндра с полым штоком (рис. 49) возможно при небольших числах оборотов шпинделя станка из-за больших трущихся поверхностей хвостовика и манжет; при высоких числах оборотов может произойти значительное выделение тепла и быстрый выход манжет из строя.

Для увеличения силы на штоке цилиндра применяют сдвоенные вращающиеся воздушные цилиндры (рис. 50). Сжатый воздух из распределительной муфты поступает одновременно в одноименные полости цилиндров и давит на оба поршня. Усилие Q , кГс, на штоке этих цилиндров подсчитывают по формулам:

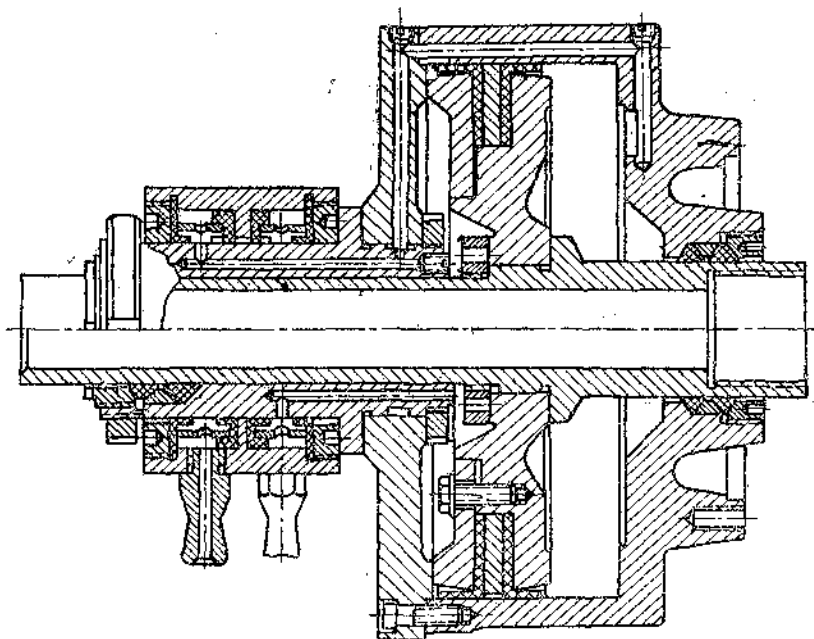


Рис. 49. Вращающийся воздушный цилиндр с полым штоком

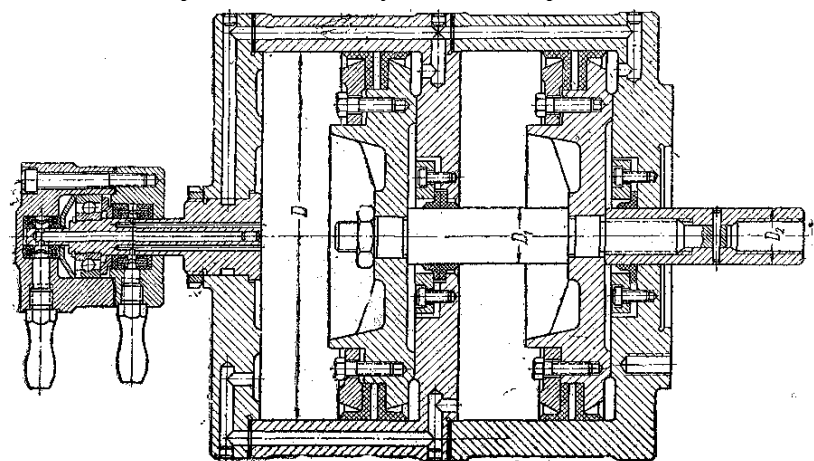


Рис. 50. Сдвоенный вращающийся цилиндр

- 1) воздух находится в задней полости цилиндра (освобождение детали)

$$Q = \rho \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \eta;$$

- 2) воздух находится в передней полости цилиндра (зажим детали)

$$Q = \rho \frac{\pi}{4} [(D^2 - D_2^2) + (D^2 - D_1^2)] \eta.$$

Для быстроходных токарных станков рекомендуется применять воздухоприемник, аналогичный изображенному на рис. 50 (слева).

На рис. 51 показан пневматический привод для токарных приспособлений, закрепляемый неподвижно на заднем торце передней бабки при помощи фланца. В отверстие поршня 3 вставлены роликовые подшипники 4, благодаря которым вращение шпинделя и тяги не передается поршню; последний, перемещаясь вдоль оси, через тягу 5, пропущенную в полости шпинделя станка, приводит в движение зажимные элементы приспособления. Ход поршня, уплотненного резиновыми кольцами круглого сечения, равен 35 мм. Зажимное усилие на штоке 950 кГс.

Преимущество данной конструкции в том, что шпиндель станка не нагружается весом цилиндра и не требуется специального воздухораспределительного устройства. Недостаток конструкции – осевое усилие, создаваемое пневмоцилиндром 2, воспринимается упорным подшипником шпинделя станка.

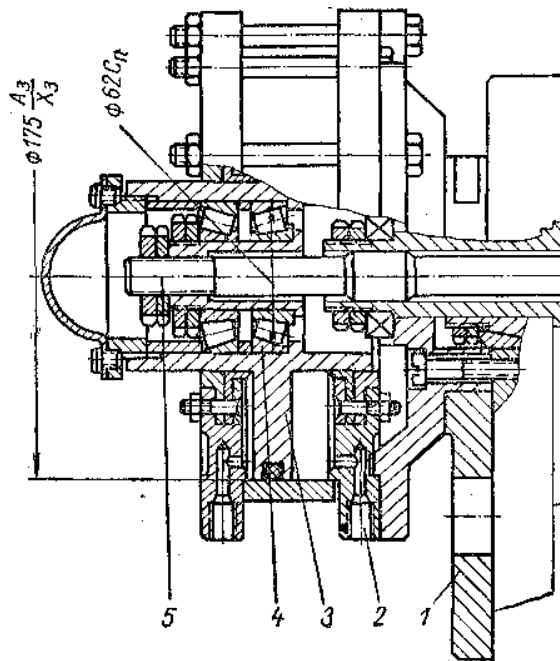


Рис. 51. Невращающийся пневмоцилиндр двустороннего действия к токарным станкам

Усилие на штоке зависит от удельного давления сжатого воздуха, а также от полезной площади поршня привода и определяется по формулам:

а) для приводов двустороннего действия, когда рабочая полость находится со стороны штока,

$$P = 0,785(D^2 - d^2)\rho\eta;$$

б) для приводов двустороннего действия, когда рабочая полость находится со стороны, противоположной штоку,

$$P = 0,785D^2\rho\eta;$$

в) для приводов одностороннего действия, когда рабочая полость находится со стороны штока,

$$P = 0,785(D^2 - d^2)\rho\eta - Q;$$

г) для приводов одностороннего действия, когда рабочая полость находится со стороны, противоположной штоку,

$$P = 0,785D^2\rho\eta - Q,$$

где D – диаметр поршня, см; d – диаметр штока, см; p – удельное давление воздуха, кгс/см² (обычно в расчетах принимается $p = 4$ кгс/см²); Q – сопротивление пружины, кгс; η – КПД привода, зависящий от потерь на трение и от утечки воздуха; при расчетах принимается $\eta = 0,8 \dots 0,85$.

Диафрагменные приводы

Диафрагменный пневматический привод представляет собой камеру, разделенную эластичной диафрагмой на две изолированные полости. При поступлении сжатого воздуха в рабочую полость камеры диафрагма выгибается (деформируется) и перемещает прижатый к ней опорный диск со штоком.

Диафрагменные приводы, так же как и поршневые, могут быть одностороннего и двустороннего действия, стационарные и вращающиеся.

По сравнению с поршневыми приводами диафрагменные имеют следующие преимущества:

1) у камер одностороннего действия отсутствует уплотнение и исключается утечка воздуха, а у камер двустороннего действия требуется только уплотнение штока;

2) изготовление камер значительно проще и дешевле;

3) камеры компактны и имеют небольшой вес;

4) не требуется смазки;

5) резинотканевые диафрагмы пневмокамер долговечны и ремонт их несложен (до полного износа они выдерживают в среднем 600 000 включений, тогда как манжеты поршневого привода – примерно 10 000 включений).

Основным недостатком диафрагменных приводов является относительно небольшой ход штока (до 35 – 40 мм), что ограничивает их применение.

Кроме того, в отличие от поршневых приводов, где усилие на штоке остается постоянным на всей длине хода, усилие у диафрагменного привода по мере увеличения длины хода уменьшается, так как часть полезной мощности привода тратится на деформацию диафрагмы (растяжение). С увеличением хода возрастает сопротивление растяжению, а следовательно, снижается усилие на штоке.

Несмотря на отмеченные недостатки, во всех случаях, когда не требуется больших перемещений и сил на штоке, следует отдавать предпочтение пневмокамерам.

Материалом для изготовления выпуклых диафрагм служит прорезиненная ткань толщиной 6 – 7 мм.

Необходимо, однако, отметить, что этот материал не обладает полностью упругими свойствами резины, поэтому радиальный зазор между опорным диском штока и корпусом камеры принимают равным $\approx 4 - 4,5$ толщины диафрагмы. Применяются также плоские диафрагмы, изготавливаемые из листовой резины толщиной $2 - 3$ мм или из прорезиненной ткани толщиной $4 - 5$ мм.

Сила на штоке при неизменном диаметре диафрагмы зависит от величины хода штока и от отношения между диаметром D диафрагмы и диаметром d опорного диска. С увеличением отношения $\frac{d}{D}$ усилие на штоке растет, однако резко уменьшается величина предельного хода штока. Как для выпуклых, так и плоских диафрагм, изготовленных из прорезиненной ткани, рекомендуется брать отношение $\frac{d}{D} \approx 0,7$. При этом расчетную длину хода штока следует принимать:

- а) для выпуклых диафрагм $(0,25 - 0,35)D$ от исходного положения;
- б) для плоских диафрагм $(0,18 - 0,22)D$, в том числе $(0,12 - 0,15)D$ назад от исходного положения и $(0,06 - 0,07)D$ вперед на зажим.

При использовании плоских диафрагм следует предусматривать зажим в тот момент, когда диафрагма находится в недеформированном состоянии. При этом перемещение назад (холостой ход) должно быть достаточным для отвода зажимных элементов приспособления в исходное положение.

Сила на штоке диафрагменного привода одностороннего действия может быть рассчитана по формуле

$$P = \frac{\pi}{12} \rho (D^2 + dD + d^2) - Q,$$

где P – усилие на штоке, кгс; D – диаметр рабочей части диафрагмы, см; d – диаметр опорного диска, см; p – давление воздуха в сети, кгс/см²; Q – усилие возвратных пружин, кгс.

При соотношении $\frac{d}{D} = 0,7$ и давлении воздуха в сети, равном $0,4$ МПа, силу на штоке с достаточной для практики точностью можно подсчитывать по формуле

$$P = 2,3D^2 - Q.$$

Иногда применяют сдвоенные и строенные диафрагменные пневмоприводы с повышенным общим усилием на штоке. На рис. 52 изображен стационарный диафрагменный привод одностороннего действия, используемый в кондукторах и других приспособлениях, не требующих больших усилий зажима. Привод состоит из крышки 1 и корпуса 2, между которыми закреплена выпуклая диафрагма. Сжатый воздух поступает в левую полость пневмокамеры, давит на диафрагму 3 и перемещает шток 5 посредством присоединенного к нему диска 4.

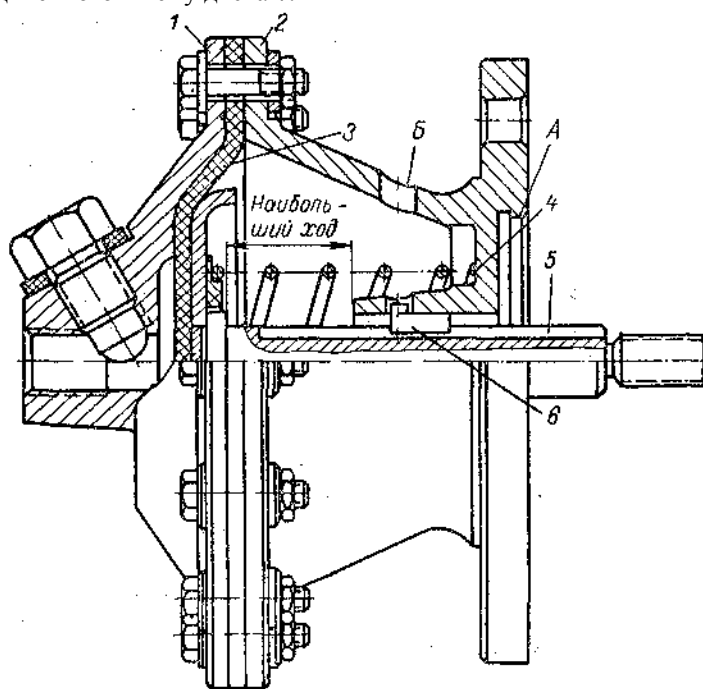


Рис. 52. Стационарный диафрагменный привод одностороннего действия

На резьбовой конец штока навинчиваются сменные детали, связанные с зажимным устройством приспособления. При выпуске сжатого воздуха из рабочей полости привода шток и диафрагма возвращаются в исходное положение под действием пружины 4. Диафрагменный привод центрируется выточкой А на корпусе приспособления и крепится болтами. В корпусе 2 привода имеется отверстие В, которое служит для выхода воздуха из правой полости пневмокамеры при рабочем ходе штока. Для предотвращения поворота штока предусмотрена закладная шпонка 6. В крышке 1 для удобства монтажа имеются два резьбовых отверстия под штуцер; одно из них (не использованное) глушится при помощи пробки с прокладкой.

Диафрагменные приводы данного типа нормализованы и изготавливаются трех размеров с усилием на штоке в $300, 350$ и 550 кгс при давлении воздуха $0,4$ МПа ход штока соответственно $30, 35$ и 40 мм.

На рис. 53 изображена нормализованная конструкция стационарного диафрагменного привода двустороннего действия с выпуклой диафрагмой.

Привод состоит из двух тарелок 1 и 2, изготовляемых из серого чугуна или малоуглеродистой стали, и закрепленной между ними диафрагмы 3; средняя часть диафрагмы вырезана. К диафрагме с помощью шайбы 7 и заклепок 6 прикреплен промежуточный диск 5, связанный со штоком 4 корончатой гайкой. В тарелках имеются резьбовые отверстия под штуцер.

Под действием сжатого воздуха диафрагма 3 перемещается вправо или влево вместе со штоком 4; последний при помощи резьбового отверстия соединяется с зажимным устройством приспособления. Пневмопривод центрируется на корпусе приспособления кольцевым выступом и болтами 9 поджимается к нему кольцевой плоскостью А. В случае необходимости привод может крепиться плоскостями В или В', для чего на них предусмотрены сквозные отверстия, расположенные на том же диаметре, что и винты 8.

Для вращающихся приспособлений, устанавливаемых на шпинделях токарных, внутришлифовальных и других станках средних размеров, применяется нормализованная пневмокамера двустороннего действия (рис. 54), которая монтируется с помощью переходной планшайбы на левом конце шпинделя.

Корпус пневмокамеры состоит из двух тонкостенных тарелок 1 и 4, изготовляемых из стали 40Х. Между тарелками вместе с промежуточным кольцом 2 из малоуглеродистой стали закреплены две диафрагмы 3 из листовой резины.

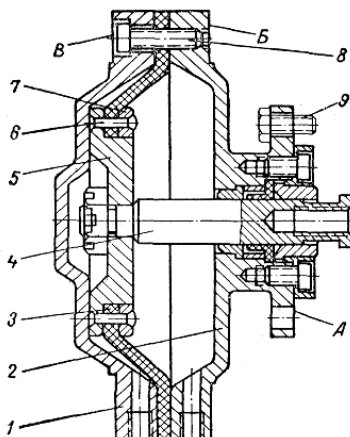


Рис. 53. Стационарный диафрагменный привод двустороннего действия

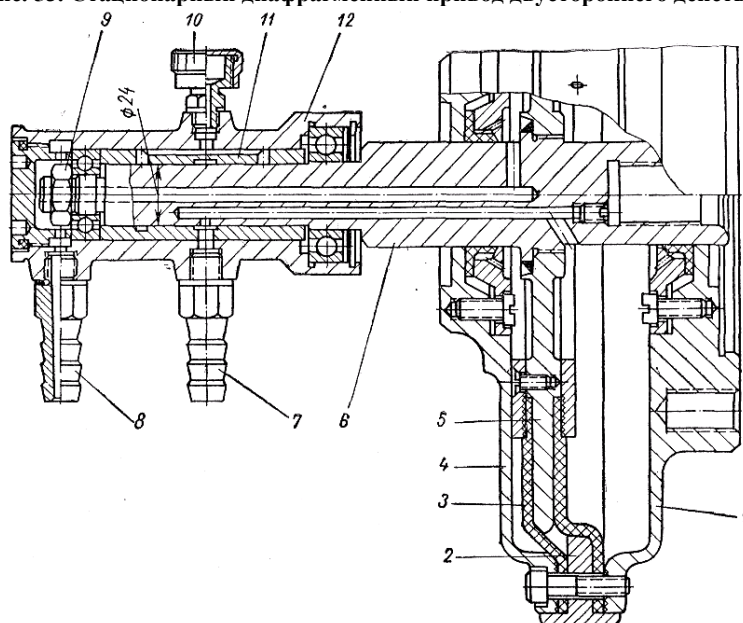


Рис. 54. Типовая вращающаяся пневмокамера двустороннего действия

Применение двух диафрагм с опорным диском 5 исключает их отрыв от диска как при рабочем, так и при холостом ходе штока 6, который перемещается в двух направляющих отверстиях с манжетными уплотнениями. Шток 6 посредством резьбового отверстия соединяется с зажимным устройством приспособления.

Воздухоприемная муфта во время работы не вращается и перемещается в осевом направлении вместе со штоком 6 пневмокамеры. От продольных смещений воздухоприемную муфту удерживает гайка 9.

Воздухоприемная муфта, обеспечивающая подачу сжатого воздуха через штуцер 8 в левую полость привода, а через штуцер 7 – в правую, состоит из корпуса 12, который покоится на двух шарикоподшипниках; корпус 12 не вращается, а перемещается линейно со штоком. Между шарикоподшипниками в корпус муфты запрессована втулка 11 и ввернута масленка 10, с помощью которой периодически (1 – 2 раза в смену) производят смазку трущихся поверхностей втулки 11 и штока 6. Такая конструкция воздухоприемника обеспечивает надежную работу пневмокамеры при достаточно высоких числах оборотов шпинделя станка.

Для облегчения веса вращающихся пневмокамер рекомендуется корпуса и крышки изготавливать из алюминиевого сплава АЛ-6 или АЛ-9.

Пневматическая силовая головка

Универсальная пневматическая силовая головка, конструкция которой приведена на рис. 55, предназначена в качестве привода для фрезерных, сверлильных, долбежных и других приспособлений. Вследствие своей универсальности, заключающейся в двустороннем действии и наличии специальной формы рычага, позволяющей направлять усилие вперед назад или вверх вниз, пневматическая силовая головка может быть применена как в серийном, так и в индивидуальном производствах.

Одной и той же пневматической силовой головкой, установленной на столе станка, можно последовательно обслуживать несколько специальных приспособлений.

Анализ большого количества приспособлений для фрезерных и сверлильных операций, в которых в качестве силового привода применена рассматриваемая пневматическая силовая головка, показал, что почти во всех этих приспособлениях использован нижний ролик 1 рычага с направлением зажимного усилия вниз. Направление зажимного усилия вниз в некоторой степени усложняет рычажную систему приспособления, но зато обеспечивает основное условие стабильного получения годной детали, обрабатываемой в данном приспособлении.

При направлении зажимного усилия вертикально вверх оно стремится оторвать приспособление от стола станка и опрокинуть. При этом снижается жесткость и координация приспособления относительно режущего инструмента. В то время как при направлении зажимного усилия вертикальна вниз оно дополнительно прижимает приспособление к столу станка.

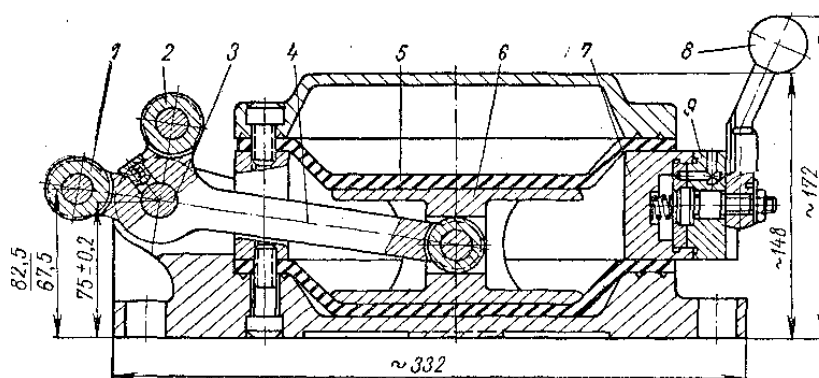


Рис. 55. Универсальная пневматическая силовая головка

Пневматическая силовая головка состоит из корпуса 7, в который вмонтированы две выпуклые диафрагмы 5. Между диафрагмами помещен шток 6. В сквозном прямоугольном окне штока находится конец рычага 4, качающегося на оси 3. Для уменьшения потерь на трение концы рычага 4 оснащены роликами 1, посаженными на оси 2.

Управление подачей воздуха производится поворотом рукоятки 8 воздухораспределительного устройства 9, смонтированного непосредственно на корпусе силовой головки. Переключением плоского золотника воздух подводится в верхнюю или нижнюю полость головки; соответственно поворачивается рычаг, действующий на зажимное устройство приспособления.

Имеющиеся круговые пазы в лапах корпуса пневматической головки позволяют закреплять последнюю на столе станка в различных положениях. Раскрепление детали во время работы в случае резкого падения давления или разрыва шланга предотвращается обратным клапаном, служащим одновременно штуцером (на рисунке не показан). Пневматическая силовая головка развивает зажимное усилие (при давлении воздуха 0,4 МПа), равное 2000 кгс при максимальном ходе 15 мм.

Уплотнения

Важнейшую роль в обеспечении нормальной работы поршневого привода играют уплотнения из эластичных материалов, которые благодаря своим упругим свойствам, а также под действием сжатого воздуха устраняют зазоры в соединениях привода и создают необходимую герметичность. Уплотнения подвижных соединений должны обладать износостойкостью при минимальных потерях на трение.

Основным материалом для изготовления уплотнений является маслостойкая резина. Применявшаяся раньше для изготовления уплотнительных манжет и воротников кожа при длительных перерывах в работе ссыхалась, что нарушало герметичность.

На рис. 56 показаны типовые конструкции поршней, в которых применены уплотнения в виде угловых резиновых манжет (рис. 56, а), V-образных резиновых манжет (рис. 56, б), резиновых колец круглого сечения (рис. 56, в) и уплотнения с асбесто-графитовым шнуром (рис. 56, г). Существенным недостатком уплотнений угловыми манжетами является их выпучивание при затягивании кольцом и значительная потеря на трение вследствие большой площади их соприкосновения с рабочей поверхностью цилиндра. Поэтому уплотнения типа уголкового манжеты не рекомендуется применять для цилиндров диаметром менее 100 мм. Кроме того, герметичность соединения одной уголкового манжетой обеспечивается только в одном направлении, поэтому для поршневых приводов двустороннего действия в сопряжении цилиндра

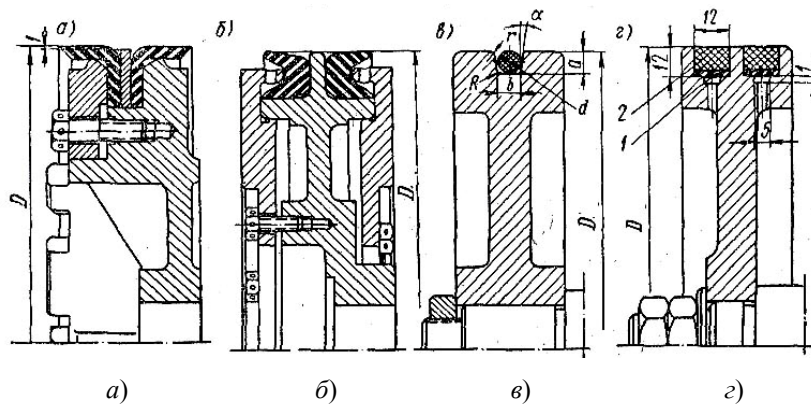


Рис. 56. Типовые конструкции поршней с применением различных уплотнений

с поршнем необходимо монтировать две манжеты, но при этом следует иметь в виду, что при увеличении диаметра манжеты и силы затяга в плоскости днища, нарушается герметичность у стенок цилиндра. При слабой затяжке кольца нарушается герметичность по плоскостям торцов кольца и поршня.

Более совершенной конструкцией уплотнений, свободной от указанного недостатка, являются манжеты *V*-образного профиля. Они не нуждаются в жестком креплении к поршню, и герметичность соединения поршня с цилиндром достигается давлением сжатого воздуха на манжету.

В настоящее время наряду с уголковыми и *V*-образными манжетами получили распространение уплотнения из круглых резиновых колец. Уплотнительные кольца круглого сечения также относятся к самоуплотняющимся и при относительной простоте они обеспечивают одинаково надежное уплотнение при изменяющемся направлении движения сжатого воздуха. В пневматических системах установка их допускается при давлении не более 0,6 МПа и при скорости перемещения поршня цилиндра, не превышающей 0,5 м/с.

Для получения надежной герметичности и исключения выдавливания резины из канавки, а следовательно, разрушения кольца, необходимо при изготовлении канавок пользоваться следующими зависимостями (рис. 56, в): $b = 1,3d$; $R = 0,5 \dots 0,8$ мм; $r = 0,1 \dots 0,25$ мм; $a = (0,75 \dots 0,85)d$; $\alpha = 0 \dots 1^\circ$.

Шероховатость внутренней поверхности цилиндра и отверстия под шток должна быть не ниже $\nabla 8$, а канавок $\nabla 6$.

На рис. 56, г приведен поршень пневматического цилиндра двустороннего действия. В поршне проточены две кольцевые канавки, которые соединены 12 радиально расположенными отверстиями с полостями пневматического цилиндра (по 6 отверстий в каждой кольцевой канавке). Резиновые ленты 1, склеенные в кольцо, вставлены в выточку поршня. На эти кольца плотно наматывают графито-асбестовый шнур $\varnothing 2$ мм до заполнения выточек поршня.

При подаче сжатого воздуха в рабочую полость он одновременно действует как на торец поршня, так и на резиновую ленту (через радиальные отверстия и кольцевую выточку); тем самым графито-асбестовый шнур 2 прижимается к внутренней поверхности цилиндра, создавая надежное уплотнение.

Нормальная работа пневмопривода поршневого типа с минимальными потерями на трение и утечку сжатого воздуха зависит не только от качественного уплотнения поршня, но и от качества и надежности уплотнения штока. Как нельзя допустить протекание сжатого воздуха из одной полости пневматического цилиндра в другую вследствие потери силы на штоке и, следовательно, нарушения работы всего приспособления, так недопустимо просачивание сжатого воздуха из цилиндра в атмосферу, так как это ведет к излишнему расходу сжатого воздуха, а следовательно, к удорожанию эксплуатации приспособлений. Кроме того, увеличенные зазоры между направляющей втулкой и штоком ведут к загрязнению цилиндра пылью и грязью из внешней среды.

Типовые конструкции уплотнения штоков показаны на рис. 57. Все типы уплотнений относятся к числу самоуплотняющихся, у которых степень уплотнения возрастает пропорционально давлению сжатого воздуха. На рис. 57, а представлено уплотнение штока, состоящее из кольца, изготовленного из резиновой ленты и асбесто-графитового шнура $\varnothing 2$ мм, которым плотно заполнена кольцевая канавка. При впуске воздуха в рабочую полость последний действует на торец поршня и, проходя через отверстие в крышке поршня, заполняет кольцевую канавку и действует одновременно на резиновую ленту, прижимая асбесто-графитовый шнур к поверхности штока; тем самым создается надежное уплотнение.

Остальные три типа уплотнений изготавливают из синтетических, маслостойких резиновых смесей путем их прессования.

На рис. 57, б изображено двустороннее уплотнение штока с применением *V*-образных резиновых манжет. Причем у левой манжеты, служащей для предохранения цилиндра пылью и грязью из внешней среды, наружная форма несколько видоизменена.

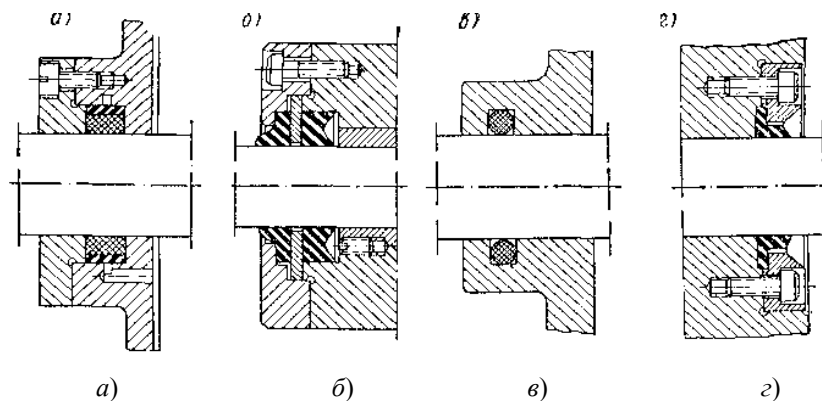


Рис. 57. Типовые конструкции уплотнения штоков

Практика эксплуатации последних лет показала, что V-образные манжеты в работе надежны и достаточно долговечны. Потери на трение у них меньше, чем у уголкового резинового манжет (рис. 57, г) и резиновых колец круглого сечения (рис. 57, в). Кроме того, они не требуют обильной смазки.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Весьма ценным свойством гидравлических систем является возможность получения больших усилий зажима. При равных усилиях зажима приспособление с гидравлическим приводом значительно меньше по габаритам, чем приспособление с пневматическим приводом, так как давление жидкости, как правило, в 10 – 15 раз выше давления сжатого воздуха.

Гидравлические приводы наиболее целесообразно применять в многоместных приспособлениях, а также в приспособлениях для зажима крупных деталей в нескольких точках одновременно.

Питание приспособлений жидкостью, подаваемой под высоким давлением, достигается различными способами:

- 1) ручным насосом;
- 2) насосной установкой гидрофицированного станка;
- 3) отдельной насосной установкой с электромоторным приводом;
- 4) сжатым воздухом с помощью повысителя давления.

Следует, однако, заметить, что в промышленности большое применение получили приспособления с пневматическими или пневмогидравлическими приводами. Объясняется это тем, что большинство предприятий имеют компрессорные установки и обеспечены сжатым воздухом.

Вместе с этим необходимо учитывать, что пневмоприводы, работающие при давлении сжатого воздуха 0,4 – 0,6 МПа имеют сравнительно большие габариты.

Введение в конструкцию приспособлений различных усиливающих передач позволяет уменьшить диаметры воздушных цилиндров, но одновременно приводит к снижению коэффициента полезного действия и увеличению длины хода штока, а следовательно, и длины воздушного цилиндра.

Пневмогидравлические приводы, сохраняя почти все положительные качества пневматических, обладают вместе с тем преимуществами гидроприводов.

Применение пневмогидравлических усилителей давления в сравнении с гидронасосными установками и пневматическими приводами в ряде случаев является наиболее выгодным.

Пневмогидравлические приводы (усилители давления) обычно работают в два этапа:

- 1) подвод зажимов до соприкосновения с зажимаемым изделием при низком давлении масла;
- 2) закрепление изделия при высоком давлении масла.

Высокое давление масла создается плунжером, соединенным с поршнем, на который периодически действует сжатый воздух.

Повышенное давление в гидравлической системе, создаваемое пневмогидравлическим приводом, можно определить по формуле

$$P_r = \frac{D^2}{d^2} P_v \eta,$$

где P_r – давление в гидравлической системе, МПа; P_v – давление воздуха, МПа; D – диаметр поршня, см; d – диаметр плунжера, см; η – коэффициент полезного действия системы.

При окончательном зажиме давление в гидросистеме достигает 6 – 8 МПа при давлении воздуха 0,4 – 0,6 МПа.

Для заполнения гидросистемы привода применяется масло следующие марок:

- 1) индустриальное 12;
- 2) индустриальное 20;
- 3) турбинное 22;

На рис. 58 изображен пневмогидропривод последовательного действия, представляющий собой систему двух блоков; каждый блок состоит из пневматического и гидравлического цилиндров.

Цикл работы привода обеспечивает предварительное закрепление обрабатываемых деталей, окончательное их закрепление и открепление.

Предварительное закрепление детали. Сжатый воздух через штуцер 5 подается в полость привода и деформирует резиновые диафрагмы 6. Под действием диафрагм масло из полости привода через канал Г проходит в нижнюю полость золотника 7 и далее через шариковый клапан – в полость высокого давления Д. Кроме того, через отверстие В масло заполняет трубопроводы и рабочие цилиндры (на рисунке не показаны). Таким образом, происходит подвод прихватов (плунжеров) к поверхности заготовки и предварительный ее зажим.

Окончательное закрепление детали. Через штуцер 1 в левую полость цилиндра подается сжатый воздух, который, действуя на поршень 2, передвигает шток 3, выжимая масло из полости Д.

Создавшееся высокое давление разобщает посредством шарика 8 полости Д и Б, благодаря чему масло идет по каналу в верхнюю полость золотника 7 и, передвинув клапан вниз, плотно закрывает отверстие, ведущее в полость низкого давления Б. Одновременно каналы золотника соединяются с отверстием В, масло через трубопроводы поступает в поршни рабочих цилиндров, которые окончательно зажимают деталь.

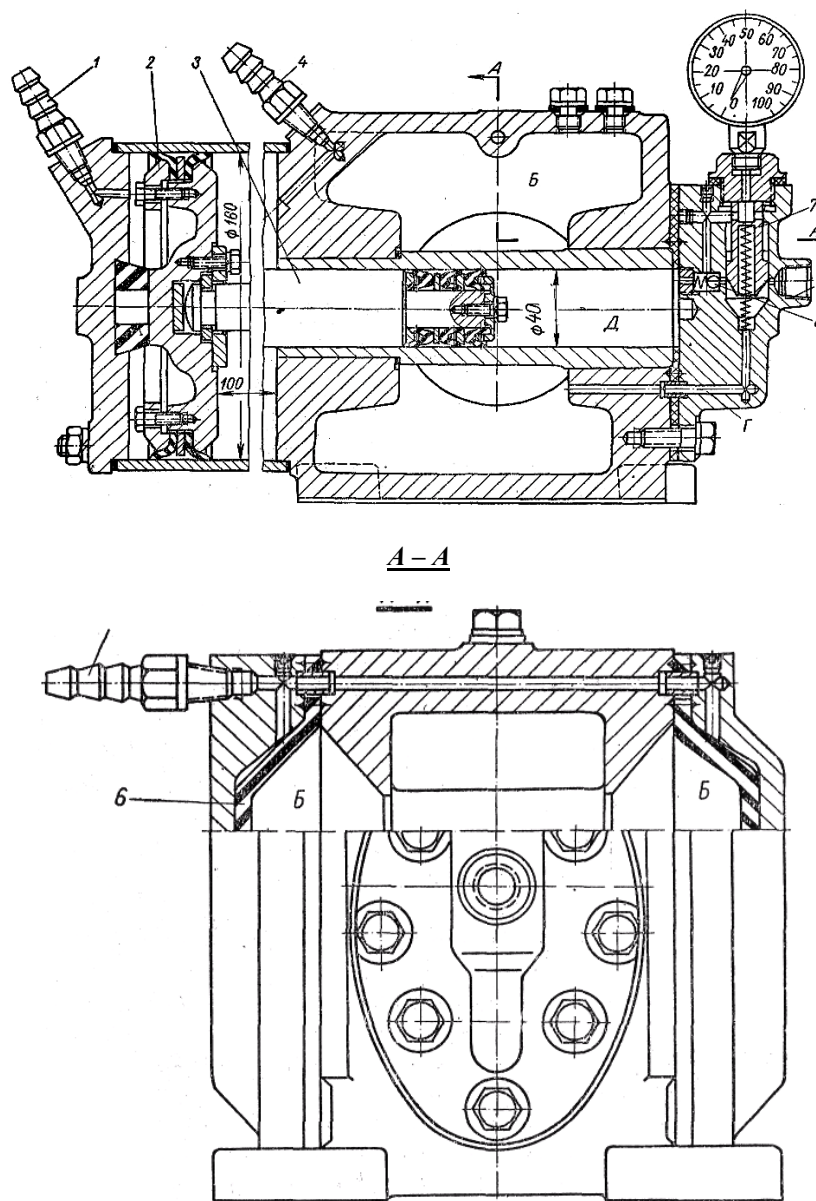


Рис. 58. Пневмогидропривод

Открепление детали. Через штуцер 4 в правую полость цилиндра подается сжатый воздух, который, действуя на поршень 2, передвигает шток 3 влево, освобождая от масла рабочие цилиндры. Одновременно воздух из левой полости цилиндра и полостей резиновых диафрагм соединяется с атмосферой.

Как уже указывалось, наибольшее количество цилиндров, которое может быть подключено к пневмогидроприводу, определяется объемом масла, вытесняемым двумя диафрагмами с одной стороны, и объемом рабочих цилиндров – с другой.

К данному пневмогидроприводу временно можно подключить 30 цилиндров с усилием 750 кгс, или 20 цилиндров с усилием 1000 кгс, или 15 цилиндров с усилием 1400 кгс.

На рис. 59 показан типовой гидравлический цилиндр с неподвижным корпусом, являющимся универсальным узлом привода и при давлении в сети 6 МПа развивающим усилие, равное 1400 кгс. Он неподвижно крепится на корпусе приспособления.

собрания за фланец с помощью винтов. Для удобства пользования фланец имеет два отверстия с конической резьбой, расположенные под углом 90°; одно из отверстий присоединяется к гидравлической магистрали, второе заглушается пробкой. Поршень может перемещаться только в одном направлении; возврат его в исходное положение после выключения давления масла осуществляется с помощью пружины.

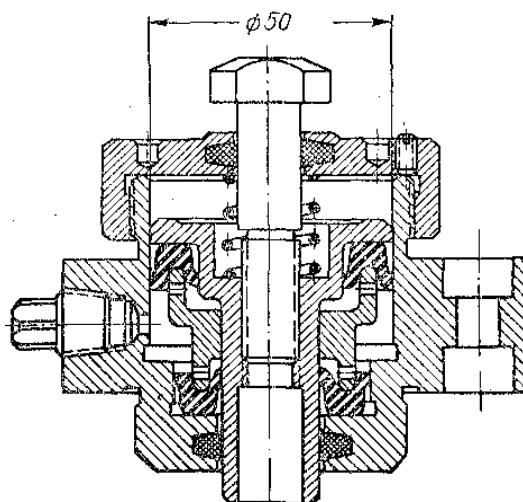


Рис. 59. Типовой гидроцилиндр с неподвижным корпусом

ПАТРОНЫ С ВСТРОЕННЫМИ ПРИВОДАМИ

Пневмозажимное устройство для токарных, карусельных и других металлорежущих станков обычно состоит из двух взаимно связанных узлов: силового привода, установленного на заднем конце шпинделя, и зажимного приспособления, закрепленного на переднем конце шпинделя. Связь их осуществляется посредством тяги.

К недостаткам таких устройств относится их громоздкость и дороговизна, а также усложненный монтаж и демонтаж. Кроме того, наличие тяги, проходящей внутри шпинделя, снижает технологические возможности станка, а дополнительная нагрузка заднего конца шпинделя ведет к преждевременному износу его подшипников и к потере точности.

На ряде заводов появились новые типы пневмозажимных устройств, лишенные указанных недостатков. Существенным их отличием от обычных патронов является соединение в них непосредственно зажимного приспособления и пневматического привода.

Некоторые пневмозажимные патроны такого типа широко известны, поэтому остановимся на рассмотрении только двух конструкций: пневматического трехкулачкового патрона с диафрагменным приводом, предназначенным для токарных и револьверных станков средних размеров, и пневматического трехкулачкового патрона с качающимися цилиндрами – на карусельный станок.

На рис. 60 представлена конструкция пневматического трехкулачкового патрона со встроенным диафрагменным приводом, позволяющим закреплять при зажиме детали диаметром от 12 до 130 мм, при разжиме уступами кулачков – диаметром от 80 до 160 мм, при зажиме перевернутыми кулачками – диаметром до 270 мм. В патроне можно закреплять прутковый материал, так как полость шпинделя станка остается открытой.

Патрон состоит из корпуса 3, фланца 1 и закрепленной между ними диафрагмы 2. Диафрагма 2 скреплена с шайбой 7 и диском 8, имеющим Т-образные прорези, в которых размещены концы трех штоков 11, получающих точное направление в отверстиях корпуса патрона. В пазу каждого штока расположен флажковый прилив 10 винта 4.

Винт 4 верхней и нижней резьбовыми частями связан с верхней 9 и нижней 5 гайками. Верхняя гайка жестко скреплена с корпусом, а нижняя имеет возможность перемещаться в пазу корпуса патрона и буртиками соединяется с кольцевой канавкой регулировочного винта 16.

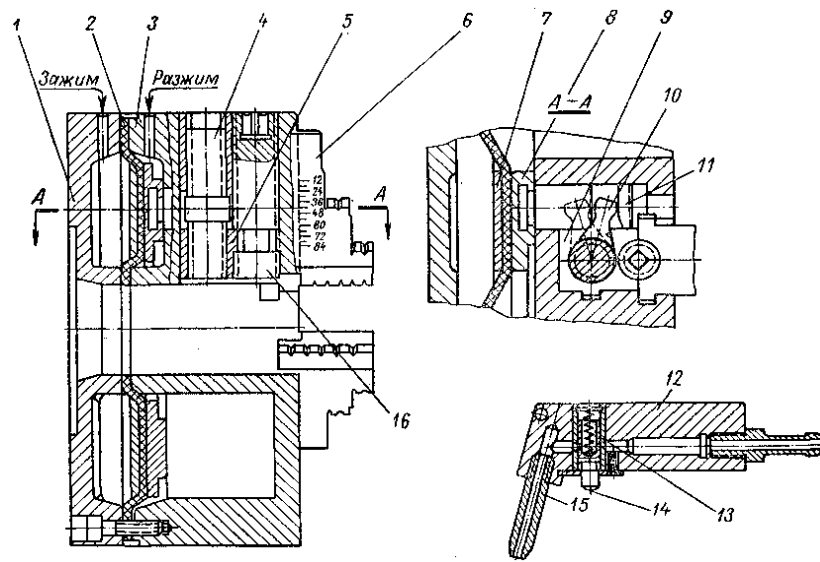


Рис. 60. Трехкулачковый патрон со встроенным диафрагменным приводом

Верхняя гайка 9 имеет правую резьбу, а нижняя 5 – левую. Резьба ленточная, специальная, диаметром 24 мм, шаг 6 мм. Такое сочетание правой и левой резьбы винта 4 при одной неподвижной гайке 9 и второй плавающей гайке 5 позволяет удваивать величину осевого перемещения плавающей гайки 5, а следовательно, и рабочий ход кулачка. Ход кулачка при данной системе можно подсчитать по формуле

$$h = (t + t_1) \frac{\alpha}{360^\circ},$$

где h – ход одного кулачка, мм; t – шаг резьбы неподвижной гайки, мм; t_1 – шаг резьбы плавающей гайки, мм; α – угол поворота винта 4 с приливом 10, град.

В данном патроне ход каждого кулачка от пневматики равен ~1,1 мм, что соответствует по диаметру ~2,2 мм.

При впуске сжатого воздуха в левую полость пневматической камеры диафрагма 2 прогибается и перемещает все три штока 11 одновременно вправо; последние приливами 10 поворачивают винты 4 вокруг оси. При этом каждый винт, выдвигаясь из верхней гайки 9, передает ускоренное перемещение гайки 5 регулировочному винту 16, а через него – кулачку 6.

Для разжима кулачков сжатый воздух направляется в правую полость. Впуск сжатого воздуха в полости камеры производится через отверстия в корпусе, около которых клеймом выбиты слова: "Разжим", "Зажим".

Впуск сжатого воздуха производится посредством одноходового крана пистолетного типа. Он состоит из корпуса 12, ствола 15 и золотника 14, который под действием пружины 13 перекрывает проход сжатого воздуха. После ввода сжатого воздуха в соответствующую полость камеры и закрепления обрабатываемой детали пистолет-кран убирается, и воздух из камеры свободно выходит в атмосферу. Надежный зажим детали в процессе обработки обеспечивается самоторможением винтового механизма.

Регулировка кулачков 6 на требуемый диаметр выполняется отдельно, что является недостатком конструкции патрона.

Для получения высокой концентричности (в пределах 0,04 – 0,05 мм) производят специальную наладку. Для этого с помощью пистолета-крана впускают сжатый воздух в левую полость камеры и сводят кулачки к центру. Затем, вращая винты 16, закрепляют технологическое кольцо, имеющее наружный диаметр на 0,2 – 0,3 мм меньший, чем диаметр предназначенной для обработки детали, и производят выверку его с помощью индикатора по внутреннему диаметру с точностью 0,01 мм; допуск на концентричность наружной поверхности кольца относительно внутренней не должен превышать 0,01 мм.

Затем впускают сжатый воздух в правую полость камеры; кулачки при этом расходятся, и патрон готов для закрепления обрабатываемых деталей.

Изображенный на рис. 61 трехкулачковый самоцентрирующий патрон с встроенными пневмоцилиндрами предназначен для карусельного станка.

Патрон состоит из чугунного корпуса-планшайбы 2 диаметром 1000 мм, спирального диска 5 и поводкового диска 4 с шестью отростками, к которым через оси 3 прикреплены штоки 13 шести качающихся цилиндров 14.

Корпус каждого цилиндра посредством специального прилива, имеющегося в его задней крышке, шарнирно соединен с корпусом 2 патрона и имеет возможность поворачиваться на некоторый угол. Во впадине корпуса патрона смонтирован трехходовой распределительный кран с плоским золотником, а его выходные отверстия соединены воздухопроводными шлангами 6 с двумя кольцевыми коллекторами 12 и 11. От нижнего и верхнего коллекторов подведены шланги соответственно в заднюю и переднюю полости всех шести плавающих цилиндров.

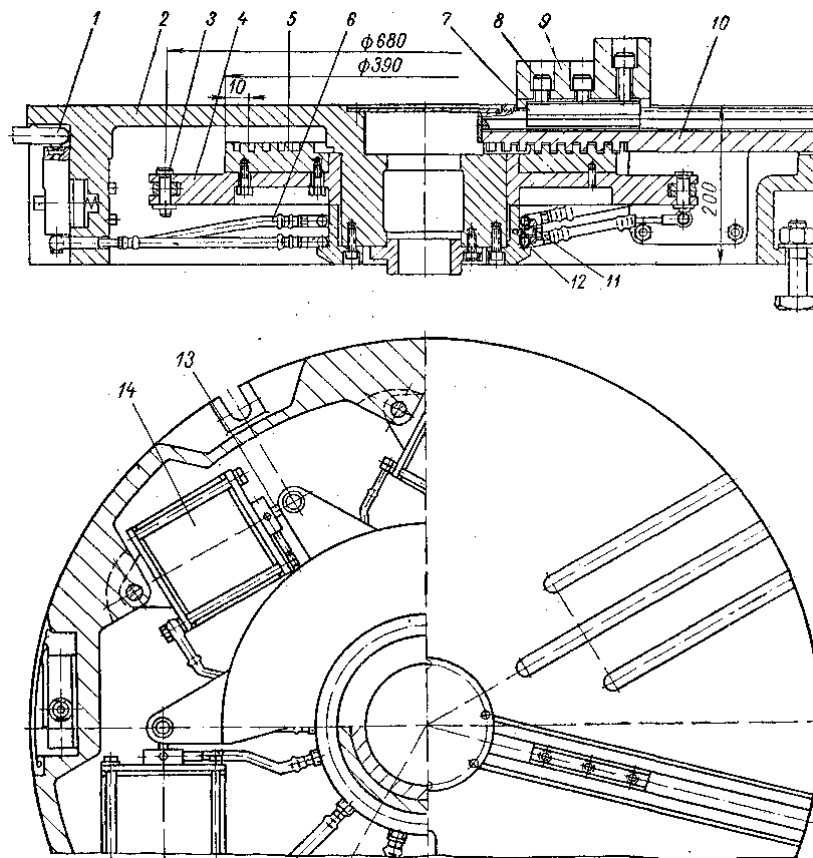


Рис. 61. Трехкулачковый самоцентрирующий патрон со встроенными пневмоцилиндрами

Трехходовый распределительный кран служит для направления сжатого воздуха в тот или иной коллектор. В распределительный кран сжатый воздух подается из сети через одноходовой кран 1, смонтированный на гибком шланге.

В направляющих пазах корпуса 2, расположенных один относительно другого под углом 120° , помещены основные кулачки 10, соединенные с архимедовой спиралью диска. На их наружной поверхности имеются рифления с шагом 5 мм, по которым фиксируются сменные накладные кулачки 9. Закрепление кулачков 9 производится при помощи колодок 7 и винтов 8.

При работе на "Зажим" сжатый воздух подают в нижний коллектор 12 и далее в передние полости всех шести цилиндров. Штоки 13 поворачивают диск 4 и закрепленный на нем спиральный диск 5. При повороте диска 5 кулачки 10 и 9 сходятся, центрируя и закрепляя установленную деталь.

После закрепления детали сжатый воздух из полостей цилиндров выходит в атмосферу, а зажим детали в процессе обработки обеспечивается за счет самоторможения механизма архимедовой спирали с рейками основных кулачков.

Ход каждого кулачка от пневмопривода равен 7,5 мм, что составляет по диаметру 15 мм.

При раскреплении обрабатываемой детали рукоятка трехходового распределительного крана переводится во второе положение, а сжатый воздух снова подводится при помощи одноходового крана 1, смонтированного на гибком шланге.

В этом случае сжатый воздух направляется в верхний коллектор 11 и затем в задние полости цилиндров 14; кулачки 9 возвращаются при этом в исходное положение.

Патрон может работать как на "Зажим", так и на "Разжим"; усилие, получаемое при работе на "Зажим", меньше, чем усилие при работе на "Разжим".

Ниже приводится силовой расчет патрона при давлении воздуха в сети 0,4 МПа.

Согласно схеме (рис. 62), суммарное усилие на штоках всех шести цилиндров при работе на "Зажим" определяется по формуле

$$Q_{\text{сум}} = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) n p,$$

где $Q_{\text{сум}}$ – суммарное усилие, кГс; D – диаметр цилиндра, равный 14 см; d – диаметр штока, равный 2,5 см; p – удельное давление воздуха 0,4 МПа; n – количество цилиндров.

Тогда

$$Q_{\text{сум}} = \left(\frac{3,14 \cdot 14^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 2,5^2}{4} \right) 6 \cdot 0,4 = 3580 \text{ кГс.}$$

Диск со спиралью имеет наружный диаметр 390 мм. Ход спирали 160 мм. Спираль многозаходная шаг спирали 10 мм.

Найдем суммарное усилие, отнесенное к наибольшему радиусу спирального диска, и определим силу зажима, развиваемую кулачками,

$$Q_1 = Q_{\text{сум}} \frac{L}{l} = 3580 \cdot \frac{34}{19,5} = 6250 \text{ кГ}; \quad W_{\text{сум}} = Q_1 \text{ctg}(\alpha + \varphi),$$

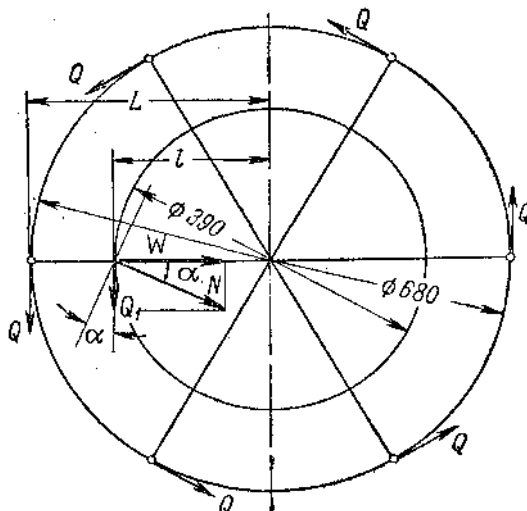


Рис. 62. Схема расчета силового зажима патрона, изображенного на рис. 61

где $W_{\text{сум}}$ – усилие зажима, кГс; α – угол подъема спирали на диаметре 390 мм; φ – угол трения.
Угол подъема спирали

$$\text{tg } \alpha = \frac{s}{\pi D_1} = \frac{160}{1225} = 0,1302; \quad \alpha = 7^\circ 25',$$

где s – ход спирали, мм; D_1 – наибольший диаметр спирального диска, мм.

При работе стали примем коэффициент трения $f = 0,2$; тогда $\text{tg } \varphi = 0,2$ и соответственно $\varphi = 11^\circ 20'$.
Окончательно

$$W_{\text{сум}} = Q_1 \text{ctg}(\alpha + \varphi) = Q_1 \text{ctg} 18^\circ 45' = 6250 \cdot 2,9459 = 18\,220 \text{ кГс}.$$

При работе на "Разжим":

$$Q'_{\text{сум}} = \frac{\pi D^2}{4} n p = \frac{3,14 \cdot 14^2}{4} \cdot 6 \cdot 0,4 = 3690 \text{ кГс};$$

$$Q'_1 = Q'_{\text{сум}} \frac{L}{l} = 3690 \frac{34}{19,5} = 6435 \text{ кГс};$$

$$W'_{\text{сум}} = Q'_1 \text{ctg}(\alpha + \varphi) = 6435 \cdot 2,9459 = 18956 \text{ кГс}.$$

В отличие от известных в технической литературе патронов с отдельными пневматическими и гидравлическими силовыми приводами, закрепленными на заднем конце шпинделя станка или встроенными, но требующими отдельной компрессорной станции или специального насоса, на рис. 63 приведен трехкулачковый клиновой самоцентрирующий гидроаккумуляторный патрон, в котором жидкость, используемая для перемещения трех самоцентрирующих кулачков, получает высокое давление за счет вращения самого патрона.

При использовании рассматриваемого гидроаккумуляторного самоцентрирующего патрона достигается:

- 1) разгрузка заднего конца шпинделя станка;
- 2) возможность обработки в патроне пруткового материала, так как полость шпинделя станка остается пустотелой;
- 3) изменение усилий зажима в результате перемены давления жидкости;
- 4) возможность установки после свинчивания патрона совместно с планшайбой другого токарного приспособления.

При вращении шпинделя токарного станка, а следовательно, и патрона плунжер 5 насоса при помощи копира 16, закрепленного неподвижно на переднем торце коробки скоростей, совершает возвратно-поступательное движение, и жидкость из резервуара А по соответствующим каналам (рис. 64) нагнетается в полость гидравлического аккумулятора, сжимая при этом пружины 11 и 12 (рис. 63). Одновременно жидкость нагнетается и в рабочие цилиндры, перемещая три поршня 9 и тем самым сжимая пружины 10. При этом все три кулачка 14 одновременно перемещаются к центру, совершая максимальный ход.

Когда давление в гидравлическом аккумуляторе достигает 2,5 МПа, то при движении плунжера 5 вправо шток 6, сжимая тарированную пружину 3, перемещается влево и своей конусообразной частью вталкивает деталь 4 в кольцевую выточку плунжера 5, который останавливается в правом крайнем положении и дальнейшее нагнетание жидкости в гидравлический аккумулятор прекращается.

В момент понижения давления процесс возобновляется автоматически, так как пружина 3 перемещает шток 6 вправо, освобождая ход детали 4, а пружина 2 сдвигает плунжер 5 влево до соприкосновения ролика 1 с криволинейной поверхно-

стью копира 16. После этого оператор нажимает кнопку "Стоп" и жидкость из рабочих цилиндров по соответствующим каналам вытесняется под усилием пружин 10 в резервуар А и кулачки 14 расходятся.

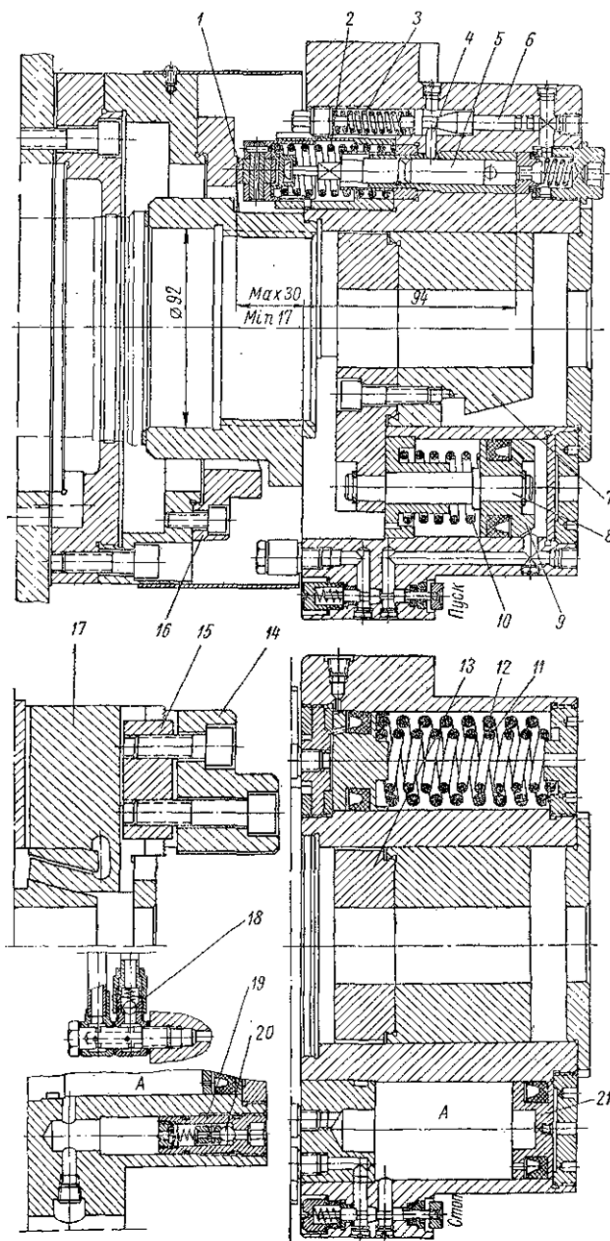


Рис. 63. Самоцентрирующий клиновой трехкулачковый гидроаккумуляторный патрон

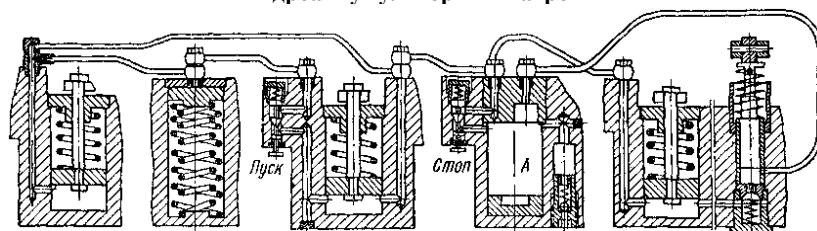


Рис. 64. Гидравлическая схема гидроаккумуляторного патрона

При нажатии кнопки "Пуск" жидкость из гидравлического аккумулятора по трубопроводу поступает в три зажимных цилиндра, перемещая поршни 9, которые, сжимая пружины 10, перемещают влево крестовину 13 при помощи трех штоков 8. Вместе с крестовиной 13 перемещается муфта 7, которая концевыми захватами перемещает к центру одновременно три основания 17 с кулачками 14, закрепленные винтами через сухари 15. В момент перемещения кулачков 14 к центру обрабатываемое изделие предварительно зажимается с меньшим усилием (примерно 1100 кгс), что дает возможность выверки биения изделия.

Затем включается вращение шпинделя станка и подводится резец для обработки изделия, причем за этот короткий промежуток времени (1 – 2 с) давление в гидравлическом аккумуляторе и в рабочих цилиндрах повышается благодаря наличию перепускного клапана 18, и изделие закрепляется кулачками с максимальным усилием 2500 кгс, а вместе с этим гидравлический аккумулятор оказывается подготовленным для предварительного закрепления следующего изделия.

После обработки изделия и остановки вращения шпинделя станка нажимается кнопка "Смон", и жидкость из рабочих цилиндров вытесняется под усилием пружин 10 в резервуар А; кулачки расходятся, освобождая обрабатываемое изделие.

В процессе эксплуатации гидроаккумуляторного патрона жидкость благодаря высокому давлению, просачиваясь через уплотнения, вытекает наружу и, следовательно, объем ее в резервуаре уменьшается. Пополнение жидкости в резервуаре производят при необходимости (не чаще одного раза в неделю) с помощью заправочного устройства. Для этого при помощи ключа поворачивают по часовой стрелке пробку 19 на несколько оборотов. При использовании всего хода (22 мм) пробки заправочного устройства ее возвращают в первоначальное положение (указанное на рисунке) и затем отжимают подпружиненный шарик 20 и при помощи шприца впрыскивают недостающее количество жидкости в заправочное устройство, полость которого сообщается с резервуаром А. Наполнение жидкости производят до тех пор, пока поршень 21 не займет положение, изображенное на рисунке.

В качестве рабочей жидкости в патроне используется тщательно профильтрованное масло: веретенное 3 или турбинное Л.

Патрон должен быть испытан на герметичность маслом под давлением 5МПа в течение двух часов. При этом течь масла через уплотнительные устройства и сопрягаемые поверхности не допускается.

Патрон удовлетворительно работает только на зажим при максимальном числе оборотов шпинделя, равном 1200 мин^{-1} , и минимальном – 100 мин^{-1} . Суммарный ход кулачков равен 4 мм. При зажиме можно закреплять детали диаметром от 8 до 110 мм, при зажиме перевернутыми кулачками – до диаметра 200 мм. В патроне можно зажимать прутковый материал с использованием полностью отверстия в шпинделе станка.

Симметричность копира 16 позволяет использовать патрон при правом и левом вращениях шпинделя станка.

РАСЧЕТ УСИЛИЙ ЗАЖИМА И СИЛОВОГО ПРИВОДА

При конструировании и эксплуатации силового привода к кулачковым патронам должны быть определены потребные усилия зажима на кулачках патрона и в зависимости от этого рассчитана необходимая тяговая сила привода. Усилия зажима на кулачках определяются в зависимости от конфигурации обрабатываемой детали и применяемых режимов резания. В условиях работы универсальных патронов, когда обработке подвергаются разные детали, для расчета следует выбрать наиболее тяжелый случай черновой обработки заготовок, обоснованный рациональной технологией.

Установленная в результате расчетов тяговая сила привода позволит далее рассчитать необходимый диаметр пневматического цилиндра для пневмопривода или установить потребное давление воздуха в воздухопроводе для имеющегося пневмопривода.

В процессе резания на обрабатываемую деталь, закрепленную консольно в кулачках патрона, действует вертикальная составляющая усилия резания P_z , стремящаяся повернуть заготовку в кулачках, радиальная составляющая P_y , стремящаяся вывернуть заготовку, и осевая составляющая P_x , сдвигающая заготовку вдоль, оси (рис. 65).

Величина потребных зажимных усилий на кулачках, противодействующих возникающим при резании крутящим и опрокидывающим моментам, зависит еще и от соотношения диаметров заготовки в месте зажима и на поверхности обработки D/D_1 и от отношения длины заготовки к диаметру зажима L/D . Сила зажима определяется еще и коэффициентом μ сцепления контактных поверхностей кулачков с поверхностью детали, величина которого определяется: при гладких

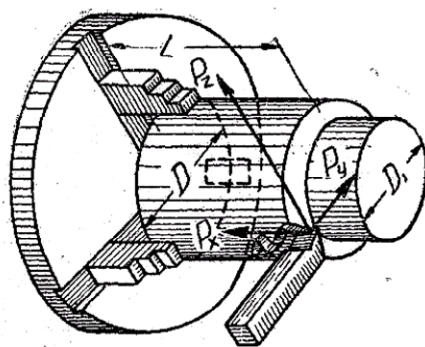


Рис. 65. Схема расположения действующих сил при закреплении детали в патроне

губках $\mu = 0,25$, при губках с уменьшенной за счет кольцевых канавок площадью контакта $\mu = 0,3 - 0,4$, при губках с взаимно перпендикулярными канавками $\mu = 0,4 - 0,5$, при губках с острым зубом и закаленной зажимной поверхностью $\mu = 0,8 - 1$. Момент сил резания M_p от действия суммарной касательной силы на поверхностях зажима от вертикальной составляющей P_z и осевой P_x с учетом действия радиальной составляющей P_y , отдельным коэффициентом K , должен быть меньше или равным моменту трения $M_{тр}$ от усилий зажима, т.е.

$$M_{тр} \geq M_p .$$

Если D – диаметр зажима и D_1 – диаметр обработки, то

$$W\mu \frac{D}{2} \geq \sqrt{P_z^2 + P_x^2} \frac{D_1}{2} K ,$$

где W – сила зажима на всех трех кулачках патрона, кг.

Величина коэффициента запаса K в зависимости от вылета и диаметра зажима при закреплении на малой длине уступа-ми кулачков берется при $L/D = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$, $K = 1; 1,5; 2,5; 4,0$.

Отсюда находим расчетную силу зажима W

$$W \geq \frac{\sqrt{P_z^2 + P_x^2} \frac{D_1}{D} K}{\mu}$$

Требуемая величина силы зажима W , выраженная в отношении W_0/P_z , может быть определена по графику (рис. 66) для трехкулачковых патронов как произведение $W = W_0 n$, где число кулачков патрона $n = 3$.

При закреплении заготовки основной поверхностью кулачков или поджиме заготовки центром отношение W_0/P_z на графике определяется горизонтальными участками кривых, расположенными у оси ординат. На этом графике сила зажима на кулачке W_0 определяется в зависимости от P_z (вертикальной составляющей, силы резания), отношения D/D_1 , коэффициента сцепления μ и от отношения вылета к диаметру закрепления L/D . Получив таким образом расчетную силу зажима на кулачках, решаем основную задачу – определение необходимой тяговой силы механизированного привода.

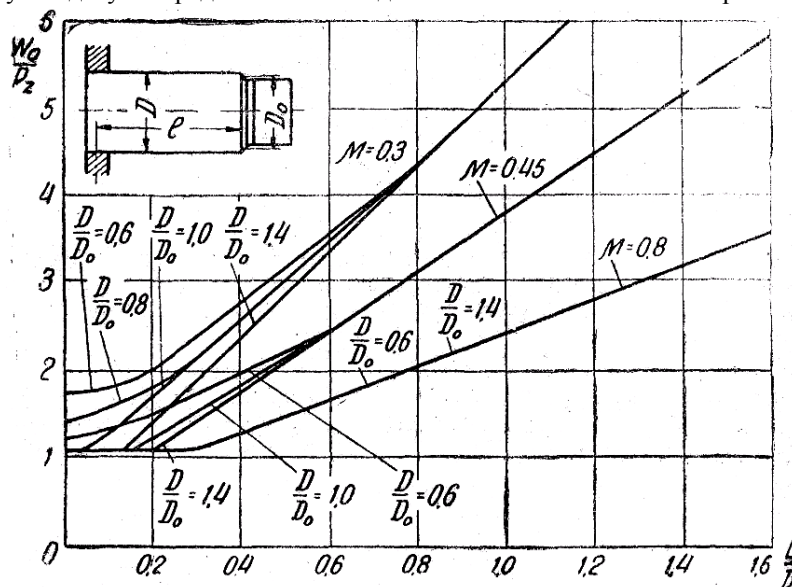


Рис. 66. Диаграмма определения погрешной силы зажима для трехкулачковых патронов

Так, для рычажных универсальных патронов со второй кинематической цепью типа УТР-250 тяговая сила определится из выражения

$$Q = W \frac{l}{l_1} \left(1 + \frac{3a\varphi}{h} \right) \left(1 + \frac{3a_1\varphi_1}{2h_1} \right) K,$$

а для универсальных клиновых патронов типа УПК-250М (со второй кинематической цепью)

$$Q = W \left(1 + \frac{3a\varphi}{h} \right) \left(1 + \frac{3a_1\varphi_1}{2h_1} \right) \operatorname{tg}(\beta + \varphi_2) K,$$

где Q – тяговая сила; W – зажимное усилие на трех кулачках патрона; l – малое плечо рычага; l_1 – большое плечо рычага; a – расстояние точки приложения силы зажима от оси направляющих кулачка; h – длина направляющих кулачка; φ – коэффициент трения на направляющих кулачка; a_1 – расстояние оси контакта кассеты с винтом от центра давления рычага на кассету; a_1 – (для клиновых патронов) расстояние от середины клиновой поверхности кассеты до оси контакта кассеты с винтом; h_1 – длина направления опоры кассеты; φ_1 – коэффициент трения опоры кассеты; β – угол клина механизма; φ_2 – угол трения в клиновом механизме; K – коэффициент, учитывающий прочие потери на трение, $K = 1,05$.

В универсальном рычажном патроне УТР-250 твердосплавным резцом obtачивается заготовка-штамп из стали 40 ($D = 150$ мм, длина $L = 60$ мм, закрепленная в обратных кулачках ступеньками). Режим резания: глубина резания $t = 5,7$ мм, подача $S = 0,47$ мм, скорость $v = 106$ м/мин. По справочнику технолога по обработке металла резанием определяем P_z , для данного случая $P_z = 402$ кгс. По графику для определения силы зажима (рис. 66) при работе ступеньками кулачков с кольцевыми канавками $\mu = 0,3$. Находим по кривой значения $L/D = 60/150 = 0,4$; $W_0/P_z = 2,5$ и W – усилие зажима на трех кулачках.

$$W = 3W_0 = 3P_z \cdot 2,5 = 3 \cdot 402 \cdot 2,5 = 3015 \text{ кгс.}$$

Тяговая сила для рычажных универсальных патронов определится

$$Q = W \frac{l}{l_1} \left(1 + \frac{3a\varphi}{h} \right) \left(1 + \frac{3a_1\varphi_1}{3h_1} \right) K.$$

Подставляя конкретные значения из размеров патрона:

$$l = 17; l_1 = 42; a = 46; h = 60; a_1 = 17; h_1 = 64; K = 1,5$$

и определив по расчету для данного случая нагружения

$$\varphi = \varphi_1 = 0,16,$$

получим

$$Q = 3015 \frac{17}{42} \left(1 + \frac{3 \cdot 46 \cdot 0,16}{60} \right) \left(1 + \frac{3 \cdot 17 \cdot 0,16}{2,64} \right) 105 = 1880 \text{ кгс.}$$

Подсчитаем диаметр пневмоцилиндра, обеспечивающего потребную силу тяги Q , кгс. Усилие тяги для пневмоцилиндра двойного действия, работающего с кулачковым патроном, определится по формуле

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

где D – диаметр пневмоцилиндра, см; d – диаметр штока, см; η – коэффициент полезного действия пневмоцилиндра, определенный экспериментально для цилиндров размера 250 мм, $\eta = 0,9$; p – давление сжатого воздуха, подводимого к пневмоцилиндру (для расчета возьмем 4 атм).

Принимая соотношение для средних цилиндров $d/D = 0,15$, получим

$$D = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi p \eta \cdot 0,975}} = 2 \sqrt{\frac{Q}{2,75P}}.$$

Подставляя значения Q и p , имеем

$$D = 2 \sqrt{\frac{1880}{2,75 \cdot 4}} = 26,2 \text{ см.}$$

Принимаем ближайший больший нормальный диаметр пневмоцилиндра $D = 300$ мм.

Имея уже установленный пневмоцилиндр $\varnothing 250$ и 300 мм, можно решить обратную задачу и определить потребное давление воздуха в пневмоцилиндре при известной силе тяги. При небольших значениях Q давление воздуха в 4 атм. может оказаться большим, и с помощью регулятора давления его можно снизить до требуемой величины осевой тяги.

Пример. Определить силу на штоке диафрагменной камеры двустороннего действия при среднем положении диафрагмы исходные данные: $D_n = 125$ мм; $p = 0,39$ МПа.

Решение. Сила на штоке

$$Q_d = 0,58 D_n^2 p \eta = 0,58 \cdot 125^2 \cdot 0,39 \cdot 0,85 = 3004,22 \text{ Н.}$$

Длину хода штока пневмокамеры определим из соотношения $l_x = (0,25 \dots 0,35) D_n$

$$l_x = 0,25 D_n = 0,25 \cdot 125 = 31,25 \text{ мм.}$$

Время срабатывания диафрагменного пневмопривода по формуле

$$T_c = \frac{l_x (D_n^2 + D_n d_d + d_d^2)}{3 v_b d_o^2} = \frac{31,25 (125^2 + 125 \cdot 87 + 87^2)}{3 \cdot 18000 \cdot 6^2} = 0,54 \text{ с.}$$

Определим диаметр опорного диска для резинотканевой диафрагмы из условия $d_d = 0,7 D_n$

$$d_d = 0,7 \cdot 125 = 87,5 \text{ мм.}$$

Диаметр диска диафрагмы примем $d_d = 87$ мм; v_b – скорость воздуха в магистрали, см/с; $v_b = 1500 \dots 2500$ см/с; d_o – диаметр воздухопровода, $d_o = 6$ мм.

Расчет силы зажима в кулачковых патронах. В машиностроении наибольшее применение имеют трехкулачковые самоцентрирующиеся клиновые и рычажные патроны с винтовым и механизированным приводом для перемещения кулачков. С механизированным приводом перемещения кулачков патроны используют в крупносерийном и массовом производстве для закрепления штучных заготовок на различных токарных станках.

Основные размеры клиновых и рычажных патронов выбирают по ГОСТ 24351–80.

Определим силу, передаваемую штоком пневмоцилиндра,

$$Q_n = W_k n_k K_{тр} \left(1 + \frac{3a_k f_k}{h_k} \right) \frac{l_1}{l_k},$$

где W_k – сила зажима на одном кулачке, Н; n_k – число кулачков; $K_{тр}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные силы трения в патроне, $K_{тр} = 1,05$; a_k – вылет кулачка от его опоры до центра приложения силы зажима (конструктивно $a_k = 40$

мм); h_k – длина направляющей части кулачка, мм; f_k – коэффициент трения в направляющих кулачках, $f_k = 0,1$; l_k – плечи рычага привода, мм (конструктивно $l_1 = 20$ мм и $l_k = 100$ мм до оси штока).

Сила зажима на каждом кулачке

$$W_k = \frac{P_z \sin \alpha / 2D_{o.п}}{n_k f_{k.п} D_{п.к}} K_{зап},$$

где $D_{o.п}$ – диаметр обрабатываемой поверхности заготовки, мм; $f_{k.п}$ – коэффициент трения на рабочих поверхностях кулачков; с гладкой поверхностью $f_{k.п} = 0,25$; с кольцевыми канавками $f_{k.п} = 0,35$; с крестообразными канавками $f_{k.п} = 0,45$; с зубьями параллельно оси патрона $f_{k.п} = 0,8$; $D_{п.к}$ – диаметр зажимаемой поверхности детали, мм; $K_{зап}$ – коэффициент запаса.

Передаваемая штоком сила в пневмоцилиндре двустороннего действия

$$Q_{шт} = \frac{\pi D_{ц}^2}{4} p \eta_{ц},$$

где $D_{ц}$ – диаметр поршня пневмоцилиндра, мм; $\eta_{ц}$ – коэффициент полезного действия пневмопривода, $\eta_{ц} = 0,85$.

Диаметр поршня пневмоцилиндра

$$D_{п} = 1,44 \sqrt{Q_{шт} / p}. \quad (16)$$

Установлен ряд стандартизованных диаметров вращающихся пневмоцилиндров двустороннего действия: 150, 200, 300, 400 мм.

Время срабатывания пневмоцилиндра

$$T_c = D_{ц} l_x / (d_B^2 v_B),$$

где l_x – длина хода поршня, мм (устанавливается конструктивно).

Пример. Операция – токарная черновая. Наружный диаметр обрабатываемой поверхности $D_{o.п} = 95$ мм, диаметр заготовки $D_{п.к} = 103$ мм, длина заготовки $L_3 = 110$ мм. Глубина резания $t = 3$ мм, подача $s_{ср} = 1,04$ мм/об; частота вращения шпинделя станка $n = 315$ об/мин; скорость резания $v = 1,7$ м/с. Токарно-винторезный станок 16К20; патрон трехкулачковый с рычажным перемещением кулачков, осуществляемый зажим от вращающегося пневматического цилиндра двустороннего действия (рис. 67). Материал заготовки – сталь 45 ГОСТ 1050–74.

Подобрать пневматический цилиндр для совместной работы с трехкулачковым самоцентрирующим рычажным патроном.

Решение. Определим силу резания на данной операции

$$P_z = C_p t^x p_s y_p K_p^{n_p} = 300 \cdot 3 \cdot 1,04^{0,75} \cdot 6,06 = 5617,62 \text{ Н},$$

где C_p – коэффициент силы резания; $C_p = 300$; x_p, y_p, n_p – показатели степени для тангенциальной силы резания P_z .

$$x_p = 1,0; \quad y_p = 0,75; \quad n_p = -0,15.$$

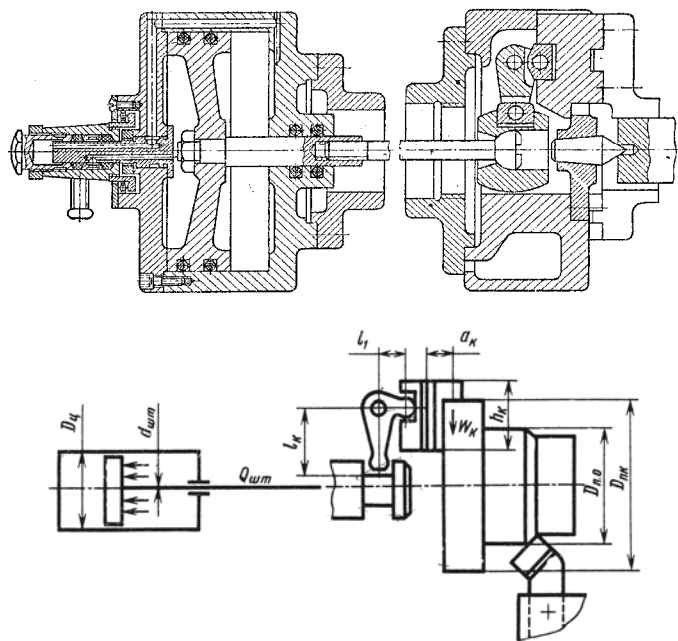


Рис. 67. Типовая компоновка и расчетная схема трехкулачкового патрона с пневматическим приводом

Определим поправочный коэффициент K_p

$$K_p = K_{M_p} K_{\varphi_p} K_{\lambda_p} K_{r_p} = 4,85 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 6,06,$$

где K_{M_p} – коэффициент, учитывающий влияние механических свойств конструкционных сталей на силы резания,

$$K_{M_p} = (\sigma_b / 75)^{n_p} = (610 / 75)^{0,75} = 4,85,$$

где σ_b – временное сопротивление разрыву, Н/мм. Для стали 45 $\sigma_b = 610$ Н/мм²; n_p – показатель степени для расчета коэффициента K_{M_p} , $n_p = 0,75$; K_{γ_p} , K_{ϕ_p} , K_{λ_p} , K_{r_p} – поправочные коэффициенты, учитывающие влияние геометрических параметров режущей части инструмента на составляющие силы резания при обработке стали, $K_{\phi_p} = 1,0$; $K_{\gamma_p} = 1,25$; $K_{\lambda_p} = 0,1$; $K_{r_p} = 1,0$.

Определим коэффициент запаса для самоцентрирующегося трехкулачкового патрона с пневматическим приводом зажима

$$K_{зап} = K_0 K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 = 1,5 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 = 2,7,$$

где K_0 – гарантированный коэффициент запаса при всех случаях обработки.

Определяем силу зажима детали одним кулачком патрона

$$W_k = \frac{P_z \sin \alpha / 2D_{о.п}}{n_k f_{т.п} D_{п.к}} K_{зап} = 5617,62 \frac{1 \cdot 95}{3 \cdot 0,8 \cdot 103} 2,7 = 5828,96 \text{ Н},$$

где $D_{о.п}$ – диаметр обрабатываемой поверхности детали, мм, $D_{о.п} = 95$ мм; n_k – число кулачков в патроне, $n_k = 3$ шт.; $f_{т.п}$ – коэффициент трения на рабочих поверхностях кулачков, $f_{т.п} = 0,8$ (с зубьями параллельно оси патрона); $D_{п.к}$ – диаметр зажимаемой поверхности, мм, $D_{п.к} = 103$ мм.

Определим силу $Q_{шт}$ на штоке механизированного привода трехкулачкового патрона:

$$\begin{aligned} Q_{шт} &= W_k n_k K_{тр} \left(1 + \frac{3a_k}{h_k} f_k \right) \frac{l_1}{l_k} = \\ &= 5828,96 \cdot 3 \cdot 1,05 \left(1 + \frac{3 \cdot 40}{65} \cdot 0,1 \right) \frac{20}{100} = 4351,61 \text{ Н}, \end{aligned}$$

где $K_{тр}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные силы трения в патроне, $K_{тр} = 1,05$; a_k – вылет кулачка от середины его опоры в пазу патрона до центра приложения силы зажима на одном кулачке, $a_k = 40$ мм; h_k – длина направляющей части кулачка, $h_k = 65$ мм; f_k – коэффициент трения кулачка, $f_k = 0,1$; l_1 и l_k – размеры короткого и длинного плеч двухплечевого рычага (конструктивно $l_1 = 20$ мм и $l_k = 100$ мм до оси штока).

Определим диаметр поршня цилиндра и выберем ближайший больший стандартный размер пневматического вращающегося цилиндра по формуле (16)

$$D_{п} = 1,44 \sqrt{Q_{шт} / p} = 1,44 \sqrt{4351,61 / 0,39} = 152,1 \text{ мм},$$

где p – давление сжатого воздуха, МПа; $p = 0,39$ МПа. Принимаем диаметр пневмоцилиндра $D_{ц} = 200$ мм.

Определим действительную силу зажима детали по принятому диаметру пневмоцилиндра

$$Q_{ш.д} = \frac{\pi D_{ц}^2}{4} p \eta = \frac{3,14 \cdot 200^2}{4} 0,39 \cdot 0,85 = 10409,1 \text{ Н},$$

где η – коэффициент полезного действия, $\eta = 0,85$.

Определим время срабатывания пневмоцилиндра

$$T_c = D_{ц} l_x / (d_b^2 v_b) = 20 \cdot 3,5 / (1,0^2 \cdot 2000) = 0,035 \text{ с},$$

где l_x – длина хода поршня, см (для диаметра $D_{ц} = 200$ мм, $l_x = 35$ мм); рекомендуется $d_b = 8 \dots 10$ мм), $d_b = 10$ мм; v_b – скорость перемещения сжатого воздуха, см/с ($v_b = 1500 \dots 2500$ см/с; принимаем $v_b = 2000$ см/с).

МНОГОШПИНДЕЛЬНЫЕ И МНОГОПОЗИЦИОННЫЕ СВЕРЛИЛЬНЫЕ ГОЛОВКИ

Наиболее производительным способом обработки на универсальных сверлильных станках является многоинструментальная обработка с помощью многошпиндельных головок. Такие головки позволяют вести обработку отверстий одновременно несколькими одноименными или разноименными инструментами (сверлами, зенкерами, развертками и т.п.).

Головки могут быть специальными и универсальными.

В крупносерийном и массовом производстве в основном применяются специальные многошпиндельные головки, т. е. головки с неизменным расположением шпинделей. В этих случаях сверлильный станок, оснащенный головкой, как правило, закрепляют за одной, реже за двумя операциями, относящимися к деталям, обрабатываемым большими партиями.

Специальные многошпиндельные головки проектируются как для обработки отверстий одной детали, так и для позиционной обработки отверстий в нескольких деталях одновременно. В последнем случае детали устанавливаются на круглом поворотном столе и на каждую позицию переводятся вручную или автоматически с помощью пневматических или гидравлических приводов.

В серийном и особенно мелкосерийном производстве из-за небольшой величины партий обрабатываемых деталей для полной загрузки станка приходится производить его переналадку два-три раза в смену. В этих производствах получили широкое применение универсальные многошпиндельные сверлильные головки и многошпиндельные сверлильные групповые (переналаживаемые) блоки, которые разрабатываются либо для определенной группы деталей (специально подобранных), либо в виде универсальных, позволяющих изменять координаты расположения шпинделей.

При использовании универсальных многошпиндельных головок производят замену только зажимного приспособления с кондукторной плитой, а расстояние между осями шпинделей устанавливают по кондукторным втулкам. В этих случаях часто используют скальчатые кондукторы.

Для последовательной обработки отверстий несколькими инструментами (сверло, зенкер, черновая развертка, чистовая развертка) целесообразно применять многопозиционные головки револьверного типа, имеющие до шести-семи шпинделей. Такие головки оснащаются быстросменными шпинделями с вмонтированными в них редукторами. При использовании этих головок режущий инструмент вступает в работу последовательно, в соответствии с намеченной очередностью переходов.

По конструкции привода многошпиндельные сверлильные головки делятся на шестеренчатые и бесшестеренчатые.

Специальные многошпиндельные головки

Головки с зубчатыми колесами. На рис. 68 приведена конструкция специальной сверлильной головки, предназначенной для сверления четырех отверстий, равнорасположенных по окружности на $\varnothing 120$ мм.

В головке все зубчатые колеса смонтированы в один ярус и находятся между опорами рабочих шпинделей. Многошпиндельная головка центрируется на гильзе сверлильного станка при помощи цилиндрической выточки *a* и крепится гайками и шпильками 2 к фланцу гильзы шпинделя. Вращение от ведущего валика 1 и закрепленной на нем шестерни 5 через шестерни 4 передается одновременно четырем рабочим шпинделям 6. Зубчатые колеса как на ведущем валике 7, так и на рабочих шпинделях установлены с напряженной посадкой, а от проворота удерживаются сегментными шпонками; на ведущем валике предусмотрены две сегментные шпонки. Ведущий центральный валик и рабочие шпиндели смонтированы на шариковых подшипниках. Для восприятия осевых сил, возникающих при обработке отверстий, на каждом рабочем шпинделе предусмотрен упорный шарикоподшипник.

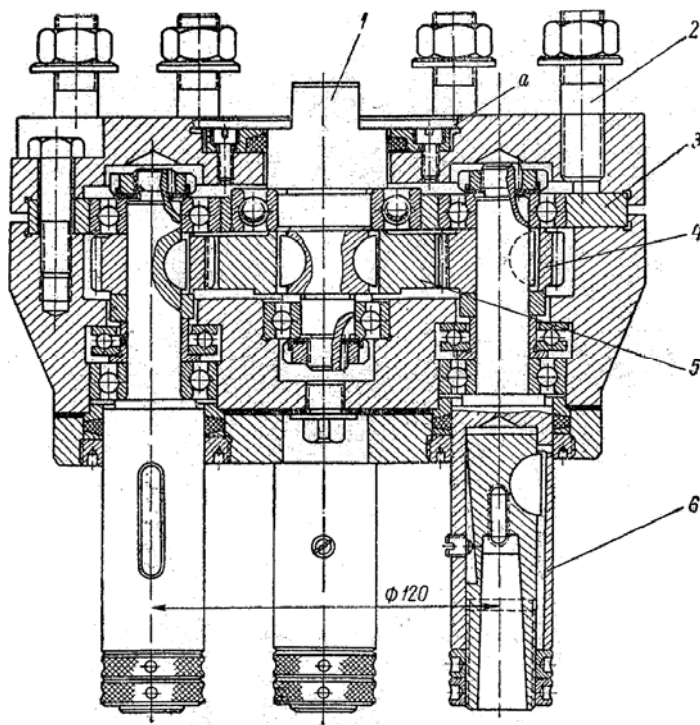


Рис. 68. Головка с одноярусным расположением зубчатых колес, используемая с ручной подачей

Для удобства сборки головки использован промежуточный диск 3, в котором смонтированы верхние радиальные подшипники шпинделей. Этот же диск является центрирующим элементом в соединении нижней и верхней частей корпуса головки.

Головка предназначена для сверления отверстий с ручной подачей, так как для создания нормального вращения рабочих шпинделей и сверл (по часовой стрелке) необходимо давать левое вращение ведущему валику, а следовательно, и шпинделю сверлильного станка. При левом вращении шпиндель автоматической подачи не имеет.

На рис. 69 показана конструкция специальной многошпиндельной сверлильной головки для обработки трех отверстий, размещенных по линии на расстоянии 42 мм одно от другого. Зубчатые колеса расположены в один ярус. Такую головку можно использовать для работы с автоматической подачей, так как направление вращения рабочих шпинделей совпадает с направлением вращения шпинделя станка (по часовой стрелке). Это достигается для крайних рабочих шпинделей наличием

паразитных шестерен 6; средний рабочий шпindel 5 получает вращение непосредственно от шпинделя сверлильного станка.

Многошпиндельная головка центрируется на гильзе шпинделя сверлильного станка при помощи цилиндрической выточки диаметром 100 мм и крепится шпильками 1 и гайками к фланцу гильзы. При отсутствии у гильзы шпинделя фланца головка может быть закреплена при помощи переходника. Шпindel 5, непосредственно связанный со шпинделем сверлильного станка, предназначен для закрепления сверла диаметром 11 мм.

От шестерни 3 через паразитные шестерни 6 вращение передается шестерням 2, которые установлены на рабочие шпиндели с напряженной посадкой и удерживаются от проворота сегментными шпонками 7; крайние рабочие шпиндели предназначены для крепления сверл диаметром 6,6 мм.

Так как при сверлении отверстий диаметром 6,6 мм требуется большая угловая скорость, чем при сверлении отверстия диаметром

11 мм, то от центрального рабочего шпинделя 5 к крайним рабочим шпинделям 4 предусмотрена повышающая передача.

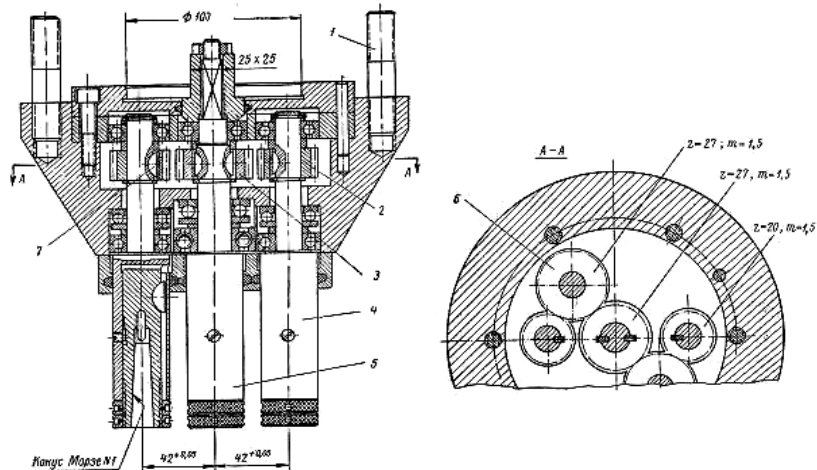


Рис. 69. Головка с одноярусным расположением зубчатых колес, используемая с механической подачей

Для сверления четырех отверстий, расположенных по окружности диаметром 80 мм, была спроектирована головка (рис. 70) на рабочих шпинделях которой зубчатые колеса установлены консольно. Такое расположение зубчатых колес неизбежно в связи с малым расстоянием между осями шпинделей. Оно облегчает сборку головки, но, как показала практика, в этом случае чаще требуется ее ремонт. Из-за консольного расположения колес подшипники рабочих шпинделей работают не в одинаковых условиях. Ближайший к зубчатому колесу подшипник воспринимает максимальную радиальную нагрузку и поэтому целесообразно было бы в верхней части рабочих шпинделей устанавливать два подшипника. Несмотря на указанные недостатки избежать применения таких головок в практике не всегда возможно.

Головка центрируется по кольцевой выточке диаметром 100А и крепится гайками с помощью шпилек к фланцу гильзы шпинделя.

Вращение от центрального валика 1 и установленной на нем шестерни 2 передается через зубчатое колесо 3 промежуточному валику 4, на нижний конец которого насажена шестерня 5, находящаяся в зацеплении с шестерней 6. Последняя установлена по плотной посадке на валике 7 рабочего шпинделя, смонтированного на трех радиальных шарикоподшипниках.

С помощью такой головки можно обрабатывать с автоматической подачей отверстия диаметром 15,5 мм. Корпус головки изготовлен из алюминиевого сплава.

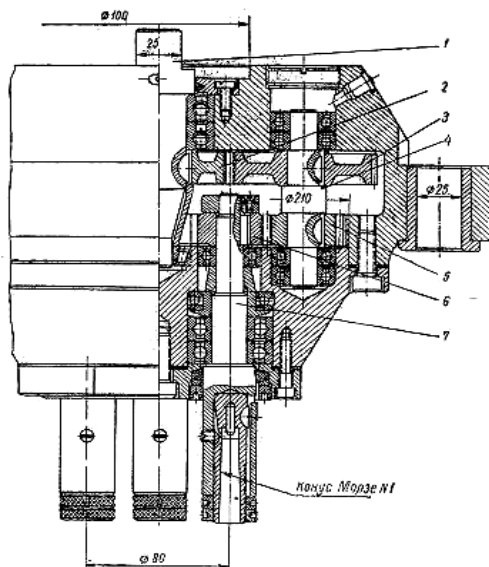


Рис. 70. Головка с двухярусным и консольным расположением зубчатых колес

На рис. 71 показана многошпиндельная сверлильная головка для одновременного сверления семи сквозных расположенных на равном расстоянии по окружности отверстий диаметром 13 мм. Зубчатые колеса 12 рабочих шпинделей 11 находятся над опорами. Для обеспечения требуемого направления вращения сверл при работе с механической подачей использовано зубчатое колесо 13 с внутренними зубьями, которые находятся в зацеплении одновременно со всеми зубчатыми колесами 12. Колесо 13 скреплено с ведущим валиком 2 гайкой и удерживается от проворота двумя призматическими шпонками.

Рабочие шпиндели 11 смонтированы на трех радиальных шарикоподшипниках и имеют упорный подшипник для восприятия осевых сил. Головка крепится к гильзе шпинделя вертикально-сверлильного станка посредством переходника 1.

Многошпиндельная головка работает следующим образом.

После установки обрабатываемой детали на центрирующий палец приспособления многошпиндельную головку опускают совместно с кондукторной плитой 5 по колонкам 4, при этом кондукторная плита 5 через опоры 7 усиливает пружины 3 закрепляет обрабатываемую деталь.

При дальнейшем опускании головки происходит сверление отверстий.

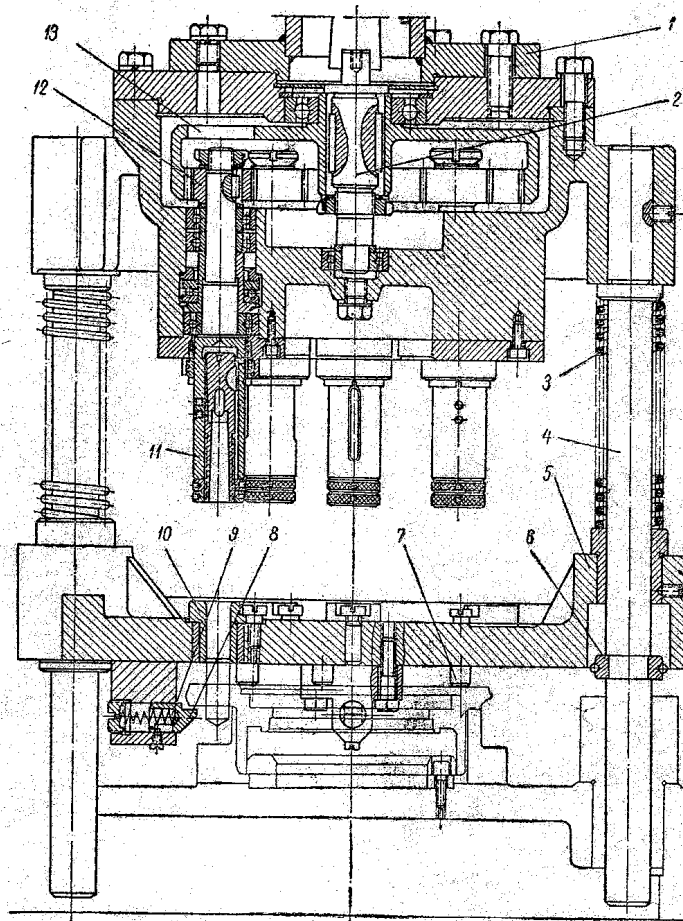


Рис. 71. Головка с консольным расположением зубчатых колес и внутренним зацеплением

При подъеме головки, пока сверла не вышли из обрабатываемого изделия, пружины 3 прижимают кондукторную плиту к изделию. Затем при помощи колец 6 начинает подниматься кондукторная плита, а сухари 8, находящиеся под действием пружины 9, подхватывают в это время деталь и снимают ее с приспособления.

Головка может быть установлена и на станок с фланцевым креплением, для чего снимают переходник 1 и теми же болтами крепят головку к фланцу, гильзы. Сверла направляют по кондукторным втулкам 10.

Головки с кривошипно-шатунным приводом

В тех случаях, когда оси обрабатываемых отверстий находятся на близком расстоянии или когда невозможно без особых усложнений осуществить передачу вращения с помощью зубчатых колес от центрального ведущего валика к рабочим шпинделям, применяют многошпиндельные сверлильные головки, в которых вращение от шпинделя сверлильного станка к рабочим шпинделям головки передается за счет кривошипно-шатунного привода (без зубчатых колес). Многошпиндельные сверлильные головки без зубчатых колес более просты в изготовлении и значительно легче по весу.

На рис. 72 изображена конструкция головки, предназначенной для сверления девяти отверстий диаметром 8,3 мм; расположенных по окружности диаметром 125 мм. Головка крепится на гильзе шпинделя вертикально-сверлильного станка 2А125 при помощи переходника 1. Ведущий валик 2 смонтирован на двух шарикоподшипниках и имеет в нижней части цилиндрический хвостовик, ось которого смещена относительно оси вращения ведущего валика на $12 \pm 0,01$ мм. Каждый рабочий шпиндель 4 смонтирован на двух радиальных и одном упорном шарикоподшипниках. На конце этих шпинделей по тугой посадке установлены поводки 7, которые закреплены на торце винтом. Шпонка 6 препятствует провороту поводка 7 относительно шпинделя 4.

В верхней части поводок имеет цилиндрический хвостовик, ось которого смещена относительно оси вращения рабочего шпинделя также на $12 \pm 0,01$ мм.

Как цилиндрические поводки ведущих валиков, так и поводок 7 вставлены в отверстие шарикоподшипников, которые запрессованы в промежуточную шайбу 8. Расстояние между осями отверстий в промежуточной шайбе равно расстоянию между осью вращения шпинделя станка и осями отверстий в корпусе 5 и кондукторной плите 3; соответственно равны и допуски на межцентровые расстояния.

При вращении шпинделя сверлильного станка и центрального ведущего валика 2 промежуточная шайба 8 совершает движение, при котором ее ось и все геометрические точки, а следовательно, оси цилиндрических хвостовиков поводков 7 движутся по окружности радиусом 12 мм; при этом рабочие шпиндели головки вращаются с таким же числом оборотов, как и шпиндель сверлильного станка.

Многошпиндельные сверлильные головки с кривошипно-шатунным приводом рекомендуется применять для сверления отверстий диаметром до 12 – 15 мм. Так как промежуточная шайба 8 совершает сложное движение, возникает центробежная сила, которая приводит к увеличенному износу шарикоподшипников. Кроме того, при работе с такими головками иногда наблюдаются вибрации, влияющие на чистоту поверхности обрабатываемого отверстия. Поэтому шайбу 8 не рекомендуется делать диаметром больше 200 – 250 мм, а эксцентриситет для быстроходных головок следует выбирать в пределах от 1 до 2,5 диаметров обрабатываемого отверстия. При наибольшем диаметре сверления отверстия (15 мм) эксцентриситет следует брать по наименьшему значению предела, а при наименьшем диаметре сверления отверстия (3 мм) – по наибольшему значению предела.

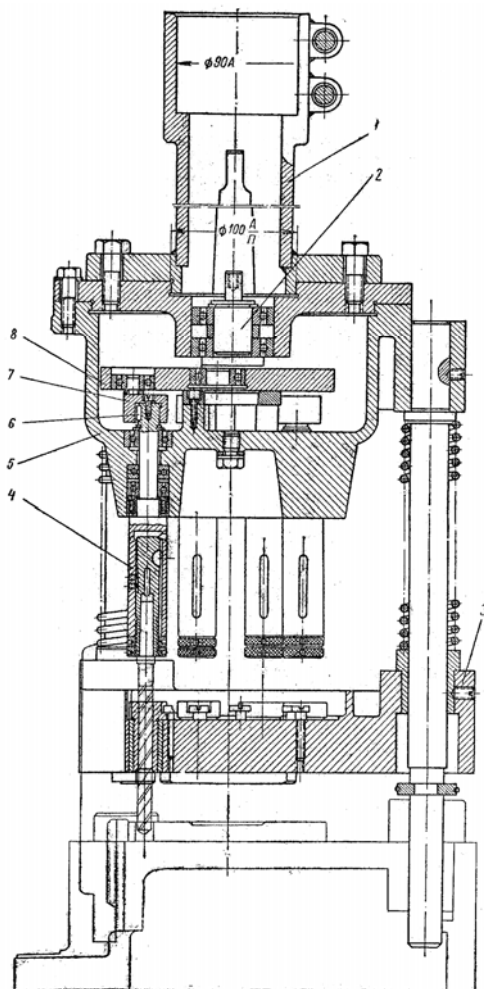


Рис. 72. Головка с кривошипно-шатунным приводом

Как показала практика, головки с кривошипно-шатунным приводом, предназначенные для сверления отверстий, которые не имеют общего центра расположения, работают более плавно.

В рассмотренной конструкции корпус (за исключением верхней крышки) и кондукторная плита изготовлены из алюминиевого сплава АЛ-9.

УНИВЕРСАЛЬНЫЕ МНОГОШПИНДЕЛЬНЫЕ ГОЛОВКИ И СВЕРЛИЛЬНЫЕ БЛОКИ

При групповой обработке деталей широкое применение получили универсальные многошпиндельные сверлильные головки и многошпиндельные сверлильные переналаживаемые блоки. Универсальные многошпиндельные сверлильные головки изготавливаются с регулируемыми расстояниями между шпинделями. В основном они применяются в мелкосерийном и серийном производстве.

Головка с поворотно-передвижными кронштейнами

Для сверления отверстий, расположенных по диагоналям или по окружности диаметром в пределах 72 – 204 мм, применяется универсальная четырехшпиндельная головка (рис. 73) с поворотно-передвижными кронштейнами; такая головка гораздо компактнее широко применяемых головок с раздвижными шарнирными валиками.

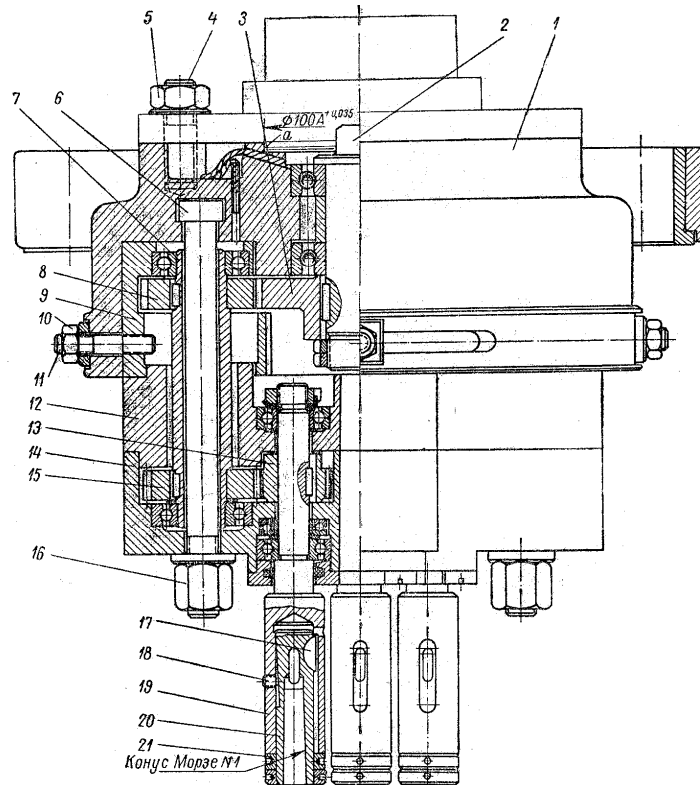


Рис. 73. Универсальная головка, с поворотно-передвижными кронштейнами

Головка может быть использована на вертикально-сверлильных станках моделей 2135, 2А135 для сверления отверстий диаметром до 15,5 мм. Литой чугунный корпус является основной деталью головки. Применять алюминиевое литье для корпусов головок с поворотно-передвижными кронштейнами не рекомендуется ввиду его быстрого износа.

Головка центрируется на гильзе шпинделя станка при помощи цилиндрической выточки *a* и крепится шпильками 4 и гайками 5. В кольцевом пазу корпуса 1 перемещается сектор 9. Для ограничения перемещений и для закрепления сектора служат шпильки 11 и гайки 10.

В нижнюю часть сектора 9 вставлен вкладыш 12, скрепленный с корпусом 14 штифтами. Корпус 14 с вкладышем 12 может поворачиваться вокруг оси пустотелого валика 7 на 360°, а валик 7 при помощи сектора 9 может поворачиваться относительно оси корпуса 1. Это позволяет регулировать расположение рабочих; шпинделей относительно оси головки и между собой.

Корпус 14 закрепляется в необходимом положении болтом 6 и гайкой 16. Детали 12 и 14 образуют поворотный кронштейн с рабочим шпинделем головки.

На концах пустотелого валика 7, смонтированного на шарикоподшипниках, установлены две паразитные шестерни 8 и 15.

Валик 7 получает вращение от ведущей шестерни 3, укрепленной на валике 2, и передает его на шестерню 13 рабочего шпинделя 19 головки. Рабочие шпиндели 19 смонтированы на подшипниках в корпусе 14 и вкладыше 12.

В шпиндель 19 вставлена гильза 20 с внутренним конусом Морзе № 1 для крепления инструмента. От проворота гильзу удерживает шпонка 17, а от выпадания – винт 18. При помощи опорной гайки 21 можно регулировать положение гильзы по высоте.

Втулками, запрессованными в ушках корпуса 1, головка направляется по колонкам, закрепленным в плите зажимного приспособления (на чертеже не показаны).

Для установления возможности использования головки при определенных требованиях к расположению шпинделей пользуются схемой (рис. 74), вычерченной в масштабе 1 : 1.

При построении схемы из прозрачной бумаги необходимо вырезать четыре проекции корпуса поворотных кронштейнов и нанести на них центры O_1 (ось валика 7) и O_2 (ось рабочего шпинделя).

На схеме дуга *AB* соответствует зоне, в пределах которой каждый корпус кронштейна, несущий рабочий шпиндель, может быть повернут вокруг оси шпинделя станка.

Центр O_2 можно повернуть на 360° вокруг оси O_1 .

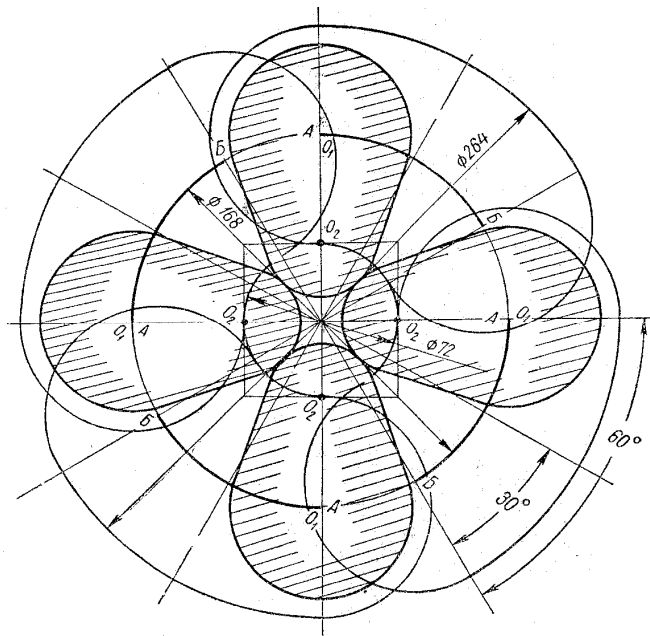


Рис. 74. Схема для проверки расположения шпинделей головки по заданным координатам

Далее на схему наносят центры обрабатываемых отверстий. При этом требуется, чтобы направление равнодействующих осевых давлений рабочих шпинделей при сверлении по возможности совпадало с центром шпинделя станка.

Центры O_2 корпусов поворотных кронштейнов совмещают с нанесенными на схему центрами отверстий, подлежащих сверлению; центры O_1 должны быть при этом расположены на дугах AB .

Головку можно применять, соблюдая два условия:

- 1) корпуса поворотных кронштейнов не должны мешать друг другу;
- 2) все центры O_1 должны располагаться на дугах AB .

Головка с переустанавливаемыми штыкообразными шпинделями

На рис. 75 приведена головка, которая в компоновке со сменными штыкообразными рабочими шпинделями допускает сверление двух, трех, четырех, пяти или шести отверстий одновременно, расположенных на равном расстоянии по окружности диаметром 140 – 300 мм.

Головка крепится на гильзе шпинделя вертикально-сверлильного станка модели 2170 при помощи переходника 1. Основной корпус 8 головки направляется втулками 7 по колонкам. В поворотном корпусе 9 и прикрепленной к нему винтами крышке 6 установлен на подшипниках качения центральный ведущий валик 3. На нем при помощи пружинного кольца 4 и шпонки 11 крепится ведущая шестерня 10 головки, которая через поводок 2 и центральный ведущий валик 3 получает вращение от шпинделя сверлильного станка. В поворотном корпусе 9 по окружности диаметром 220 мм имеется 14 отверстий диаметром 20 мм, расположенных под такими углами, которые обеспечивают деление окружности на две, три, четыре, пять и шесть равных частей.

В зависимости от количества обрабатываемых отверстий, расположенных по окружности на равном расстоянии друг от друга, в соответствующие отверстия диаметром 20 мм поворотного корпуса 9 вставляются штыкообразные шпиндели 5, которые после настройки по кондукторным втулкам крепятся гайками.

Штыкообразный рабочий шпindel (рис. 76) имеет съемную гильзу 1 с конусом Морзе № 2 для крепления сверл диаметром от 16 до 23 мм, которая регулируется по высоте на 15 мм.

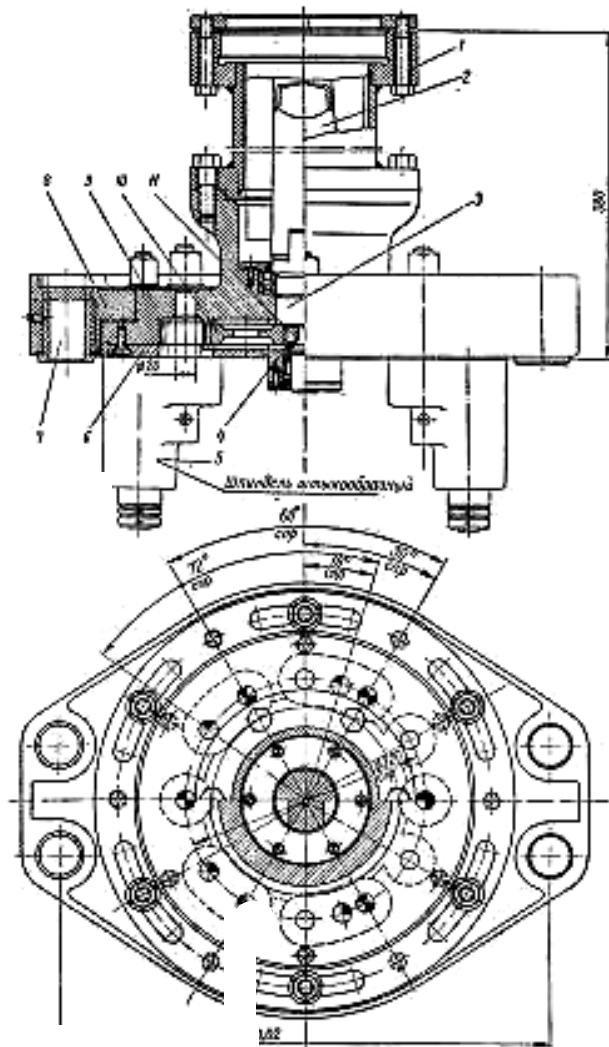


Рис. 75. Универсальная головка с переустанавливаемыми штыкообразными шпинделями

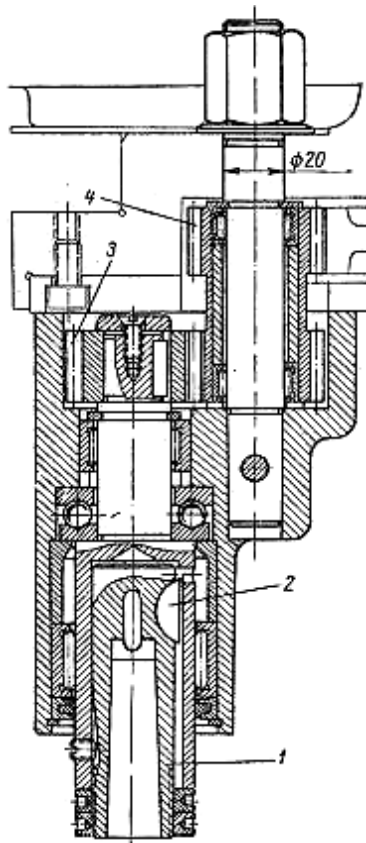


Рис. 76. Штыкообразный сменный шпindel

От проворота съемную гильзу удерживает сегментная шпонка 2. При необходимости сверления отверстий диаметром до 15,5 мм взамен этой гильзы вставляются другие с конусом Морзе № 1. Вращение от ведущей шестерни головки передается через шестерни 4 и 3 рабочему шпинделю и сверлу, закрепленному в съемной гильзе.

Групповой (переналаживаемый) сверлильный блок

Для обработки отверстий у группы деталей, имеющих соответственно по 6, 8, 12, 16, 18, 24 и 36 отверстий, равномерно расположенных по окружности в один или два ряда, применен универсальный групповой сверлильный блок, изображенный на рис. 77.

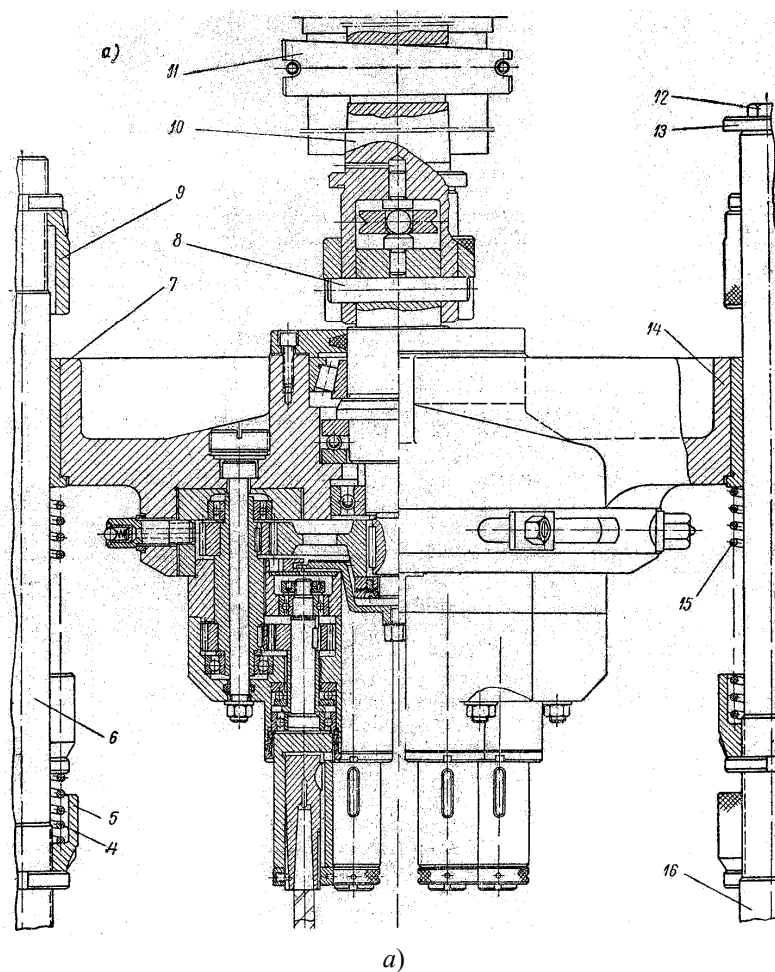
Приводом для него может служить не только вертикально-сверлильный, но и радиально-сверлильный станок. В последнем случае сверлильный блок устанавливают рядом с плитой станка, оставляя тумбу и плиту радиально-сверлильного станка свободной для выполнения других сверлильных работ.

Групповой сверлильный блок состоит из основания 1, подвесной кондукторной плиты 17 и универсальной сверлильной головки 14 с поворотными-передвижными кронштейнами. Все части блока соединены между собой двумя направляющими колонками 16, установленными в основании 1 и закрепленными винтами. На направляющих колонках 16 перемещается подвесная кондукторная плита 17, несущая сменную кондукторную плиту 19 (на рисунке показана тонкими линиями), и универсальная шестишпиндельная головка 14. Плита 17 и головка 14 дополнительно соединены между собой скалками 6, закрепленными в подвесной кондукторной плите гайками 2. Скалки 6 проходят через направляющие втулки 7 и заканчиваются резьбовой частью, на которую накручены гайки 9, служащие упором для подъема подвесной кондукторной плиты при съеме обрабатываемой детали. Между регулируемыми втулками 5 и торцами проушин корпуса универсальной шестишпиндельной головки расположена надета на скалку 6 пружина 4, при помощи которой съемный кондуктор дополнительно прижимает обрабатываемую деталь при движении шпинделя вниз.

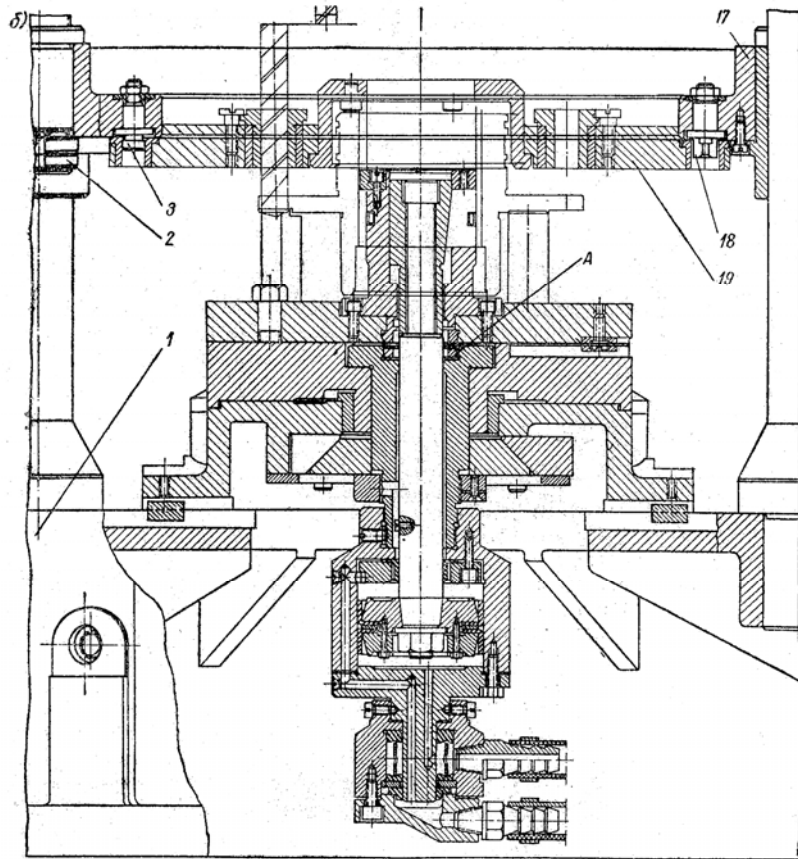
Шайбы 13, закрепленные болтами 12, ограничивают перемещение головки вверх. Пружины 15, упирающиеся во втулки 7, поддерживают снизу головку и все другие элементы конструкции, что облегчает подъем шпинделя станка вверх.

Пружины должны быть рассчитаны примерно на 75 – 80 % всего подвешенного груза.

На основании 1 установлен универсальный делительный стол, служащий для центрирования и крепления зажимных приспособлений и дающий возможность при сверлении отверстий поворачивать закрепленную в приспособление деталь на необходимый угол.



a – верхняя часть;



б – нижняя часть

Рис. 77. Групповой универсальный сверлильный блок:

Закрепление детали в приспособлении достигается с помощью пневматики, для чего на удлиненной оси поворотной части делительного стола закреплен пневмоцилиндр с вращающимся воздухоприемником.

В центре стола имеется выточка *A*, расположенная строго концентрично оси шпинделя станка и служащая базой для установки сменных зажимных приспособлений.

На подвесной кондукторной плите *17* имеются два установочных пальца – цилиндрический *3* и ромбический *18*, служащие для фиксации сменной кондукторной плиты *19*.

Вращение от шпинделя сверлильного станка передается с помощью конусного хвостовика *10*, закрепленного в шпинделе сверлильного станка клином *11*. От хвостовика через поводок *8*, вращение передается центральному валу и далее рабочим шпинделям головки. Установка этих шпинделей производится по кондукторным втулкам съемных кондукторных плит.

При использовании группового сверлильного блока можно обрабатывать отверстия диаметром до 15,5 мм, расположенные на равном расстоянии по окружности в один или несколько рядов с диаметрами в пределах от 121 до 269 мм.

Если в сверлильном блоке взамен универсальной головки с поворотными кронштейнами применять головку с переустанавливаемыми штыкообразными шпинделями, можно обрабатывать расположенные по окружности отверстия, число которых кратно двум, трем, четырем, пяти или шести.

Разные головки

Многошпиндельная сверлильная головка к токарному станку.

В ряде случаев для высвобождения сверлильных станков и устранения непроизводительных затрат на транспортировку, установку и крепление обрабатываемых деталей, когда после токарной обработки требуется произвести сверление отверстий в детали, целесообразно выполнять данную операцию на том же токарном станке без переустановки детали, с помощью многошпиндельной сверлильной головки.

На рис. 78 приведена головка на токарный станок для сверления четырех отверстий диаметром 7,5 мм.

На центральном валике *1* головки неподвижно закреплена гайкой *7* шестерня *6* с внутренним зацеплением; от проворота шестерня удерживается шпонкой *5*. В сборном корпусе *24* на подшипниках скольжения *23* расположены четыре рабочих шпинделя *21*, на концах которых имеются шестерни *8*, находящиеся в зацеплении с шестерней *6*. В кондукторной плите *17* запрессованы кондукторные втулки *16*, оси которых совпадают с осями рабочих шпинделей *21*.

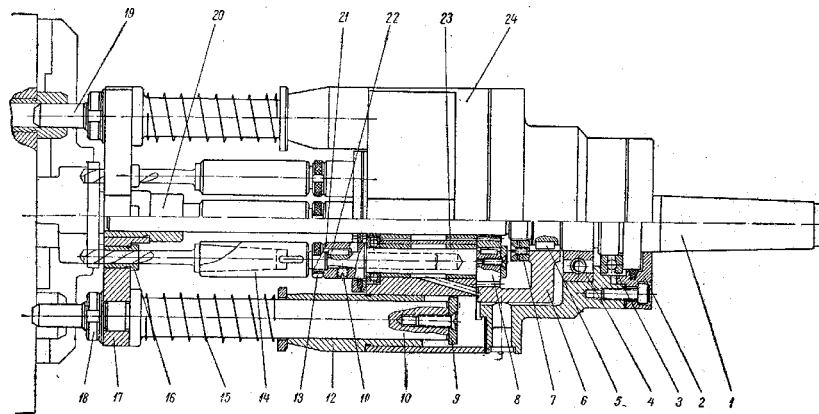


Рис. 78. Многошпиндельная сверлильная головка к токарному станку

Сборный корпус 24 с рабочими шпинделями при помощи радиального подшипника 4 и подшипника скольжения 20, запрессованного в подвесной кондукторной плите, установлен на центральном валике 1. От продольного перемещения вправо корпус удерживается упорным подшипником 3, а от перемещения влево – упорным кольцом 2. Сборный корпус, имеющий форму закрытого картера, заполнен маслом; утечка масла предотвращается сальниками.

Две втулки 12, запрессованные в сборный корпус 24, служат направлением для двух колонок 10 и 19, на которых установлена и закреплена гайками 18 подвесная кондукторная плита 17. Между плитой 17 и торцами втулок 12 установлены пружины 15, постоянно отталкивающие плиту с колонками 10 и 19 от головки в сторону обрабатываемой детали. Ограничителями служат шайбы 9.

Центральный валик имеет конусный хвостовик с конусом Морзе № 4, при посредстве которого головка устанавливается в пиноли задней бабки токарного станка.

Рабочие шпиндели головки для восприятия осевых усилий при сверлении имеют упорные подшипники. В цилиндрическом отверстии каждого шпинделя смонтирована втулка 14 с конусным гнездом для сверл. Гайка 13 и винт 11 служат для настройки сверла на длину, а шпонки 22 предохраняют от провертывания.

Обрабатываемую деталь устанавливают и закрепляют в кулачковом патроне, имеющем две втулки, в которые входят цилиндрические хвостовики колонок 10 и 19.

После того как обрабатываемая деталь, закрепленная в кулачках патрона, будет расточена и подрезана, останавливают шпиндель станка и к нему подводят заднюю бабку с установленной на ней многошпиндельной сверлильной головкой. Когда цилиндрические хвостовики колонок 10 и 19 войдут во втулки кулачкового патрона, включают вращение шпинделя станка, которое через колонки 10 и 19 и втулки 12 передается сборному корпусу 24.

При вращении сборного корпуса 24 со шпинделями 21 вокруг неподвижной шестерни 6 с внутренним зацеплением начинают вращаться шестерни 8 и шпиндели 21 с закрепленными в них сверлами. При дальнейшем перемещении пиноли задней бабки в сторону шпинделя станка плита 17, дойдя до упоров, останавливается; колонки уходят при этом вовнутрь сборного корпуса, а сверла выдвигаются и сверлят отверстия.

Отвод и остановка головки производятся в обратной последовательности.

Обработка деталей на токарных и других станках с применением многошпиндельных сверлильных головок повышает производительность труда.

Шестипозиционная револьверная головка к сверлильным станкам. В целях экономии вспомогательного времени на смену инструмента и переключение скоростей при работе на вертикально-сверлильном станке разработана шестипозиционная револьверная головка с автоматическим поворотом (рис. 79).

Головка при помощи переходника с прорезью, сжимаемого двумя болтами 18, крепится на пиноли вертикально-сверлильного станка. Она состоит из верхнего алюминиевого корпуса 4 и алюминиевого поворотного корпуса 11, в котором набираются сменные шпиндели (рис. 79) в требуемом технологическом порядке. Это дает возможность без остановки и перенастройки станка производить сверление ступенчатых отверстий, подрезку торцов, снятие фасок, зенкерование, развертывание и т.п.

Сменные шпиндели расположены под углом 30° к плоскости разъема корпусов 4 и 11 и веером – под углом 60° – к оси вращения поворотного корпуса 11.

Вращение сменному шпинделю головки, находящемуся в рабочей позиции, передается от шпинделя сверлильного станка через хвостовик 2, шлицевой валик 3 на игольчатых подшипниках и муфту 6, которая под действием пружины 5 находится в зацеплении с муфтой сменного шпинделя.

Для обработки отверстия инструментом, закрепленным в очередном шпинделе, нет необходимости останавливать станок для подвода шпинделя в рабочую позицию и переключения скорости. Достаточно поднять револьверную головку, закрепленную на пиноли станка, до упора в торец шпиндельной бабки.

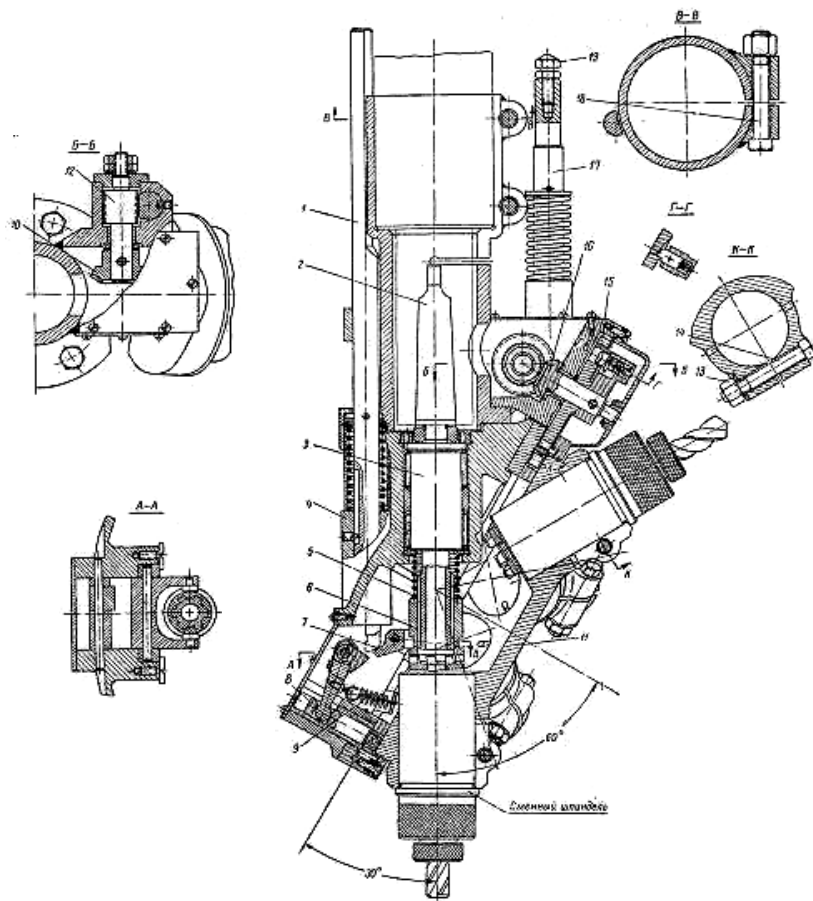


Рис. 79. Шестипозиционная револьверная головка к вертикально-сверлильному станку

При подъеме головки шток 1 упирается в торец шпиндельной бабки и останавливается. При дальнейшем подъеме головки он нажимает на рычаг 7, который, приподнимая муфту 6, отключает вращение сменного рабочего шпинделя. Далее шток 1 нажимает на следующий рычаг, который, поворачиваясь, выводит фиксатор 8 из гнезда.

При дальнейшем подъеме головки соответственно отрегулированный болт 19 также упирается в торец шпиндельной бабки, стержень-рейка 17 перемещается и заставляет вращаться шестерню 12. Последняя через коническую пару 10 и 16 и храповой механизм (см. разрез Г-Г) передает движение шестерне 15. Эта шестерня приводит в движение сцепленную с ней венцовую шестерню, осуществляющую поворот корпуса 11. При этом очередной шпиндель переводится в рабочее положение. Шариковый фиксатор (на чертеже не показан) предварительно фиксирует поворот. При опускании головки механизм работает в обратном порядке, и фиксатор 8, находящийся под действием пружины 9, определяет точное положение очередного шпинделя.

Обратного поворота корпуса при этом не происходит, так как храповой механизм проскакивает вхолостую.

С помощью пружины 5 включается муфта 6 и инструмент, пришедший в рабочую позицию, получает вращение.

Максимальный диаметр сверла, на который рассчитана головка и сменные шпиндели, 15,5 мм.

Сменные шпиндели крепятся в отверстиях поворотного корпуса, имеющего продольные прорезы, при помощи болтов 14 и гаек 13. К головке прикладываются семь сменных шпинделей, которые имеют следующие передаточные отношения: 1 : 1; 1 : 2; 1 : 3; 1 : 4; 4 : 1; 3 : 1 и 2 : 1.

В сменных шпинделях, имеющих передаточное отношение 1 : 3; 1 : 4; 4 : 1 и 3 : 1, использован планетарный редуктор Джемса (рис. 80) и в шпинделях с передаточными отношениями 1 : 2 и 2 : 1 применен обыкновенный двухступенчатый редуктор.

В корпусе 1 сменного шпинделя к шестипозиционной головке (рис. 80), на игольчатых подшипниках покоится основной шпиндель 2, в полость которого вставлена втулка 3, имеющая внутри конус Морзе № 1. Поворот втулки предотвращается шипами, входящими в пазы основного шпинделя 2, а от выпадания она удерживается накладной гайкой 4. В дне втулки 3 имеется продольный паз, удерживающий инструмент от проворачивания.

При смене инструмента в сменном шпинделе отворачивают гайку 4 и инструмент вместе с втулкой вынимают из основного шпинделя 2.

В тех случаях, когда для регулировки сверла по высоте конструкция многошпиндельной головки позволяет вывести стержень сменной гильзы через рабочий шпиндель за пределы его корпуса, рекомендуется пользоваться конструкцией рабочего шпинделя, изображенного на рис. 82, *а*.

В этом случае значительно уменьшается вылет инструмента относительно опоры рабочего шпинделя.

Нижняя и верхняя гайки служат для осевого перемещения инструмента, вставленного в конус Морзе № 1, а также для закрепления гильзы от продольного перемещения. От проворота гильза удерживается двумя штифтами, входящими в ее пазы и не препятствующими продольному, ее перемещению. Подобная конструкция рабочего шпинделя может быть выполнена также с цанговым патроном для крепления сверл с цилиндрическим хвостовиком. В этом случае предварительная регулировка инструмента по высоте производится перемещением его в цанге, а окончательная – перемещением всего цангового патрона.

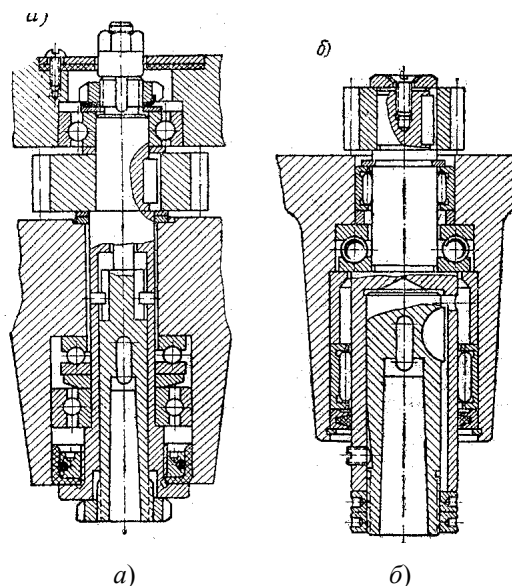


Рис. 82. Рабочие шпиндели:

а – с регулировкой гильзы, вынесенной на верх головки; *б* – усиленный на игольчатых подшипниках с регулируемой гильзой

Регулировка сверла по высоте в основном необходима при сверлении отверстий на определенную глубину. Для сверления сквозных отверстий и для уменьшения общей высоты головки, т.е. для создания более компактной ее конструкции, применяют рабочие шпиндели без регулировки сверла по высоте.

Усиленный рабочий шпиндель для крепления режущего инструмента с конусом Морзе № 2 изображен на рис. 82, *б*. Он установлен на двух игольчатых подшипниках и имеет для восприятия осевых усилий упорный шарикоподшипник. Сменная гильза допускает регулировку по высоте на 15 мм. Такие рабочие шпиндели имеют незначительную длину и консоль, однако их нельзя применять при межцентровом расстоянии менее 58 мм.

На рис. 83, *а* изображен нормализованный рабочий шпиндель для закрепления инструмента с цилиндрическим хвостовиком диаметром до 6 мм при наименьшем расстоянии между осями рабочих шпинделей 28 мм, а на рис. 83, *б* – шпиндель для закрепления инструмента с коническим хвостовиком (конус Морзе № 1) при наименьшем расстоянии между осями рабочих шпинделей 23 мм. Основным недостатком этой конструкции является большой вылет сменной гильзы, что увеличивает высоту головки и снижает жесткость.

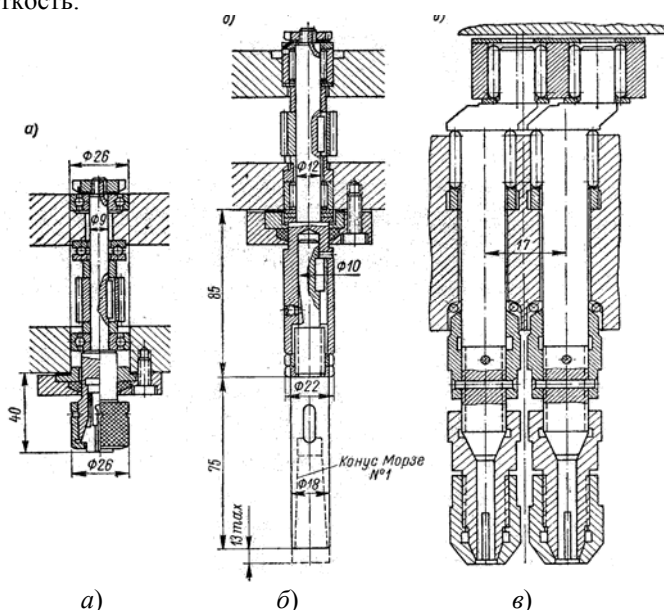


Рис. 83. Рабочие шпиндели:

а – допускающие наименьшее расстояние между центрами 28 мм; *б* – допускающие наименьшее расстояние между центрами 23 мм; *в* – выполненные за одно целое с поводком с наименьшим расстоянием между центрами 17 мм

Для многшпindelной сверлильной головки без зубчатых колес, предназначенной для сверления отверстий диаметром 4,5 мм, оси которых расположены на расстоянии 17 мм одна от другой, разработан специальный рабочий шпindel, представленный на рис 83, в. Следует отметить, что в этом случае поводок выполнен заодно со стержнем рабочего шпинделя, который смонтирован на специальных ролико- и шарикоподшипниках.

Промежуточные (паразитные) зубчатые колеса и центральные валики

Оси паразитных зубчатых колес в многшпindelных головках монтируются в основном на шарикоподшипниках и резе на подшипниках скольжения. По расположению шестерен оси разделяются на две группы: оси с шестернями, расположенными между опорами (рис. 84, б), и оси с консольным расположением шестерен (рис. 84, а).

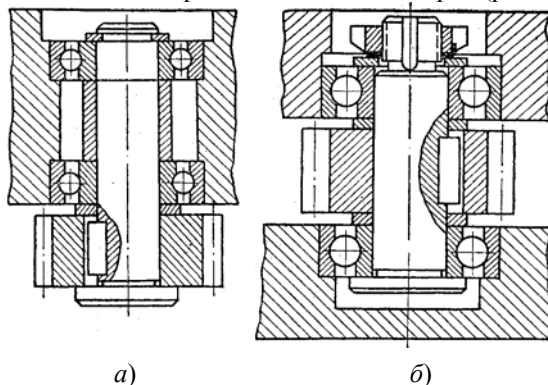


Рис. 84. Оси промежуточных зубчатых колес:
 а – с консольным расположением шестерен;
 б – с расположением шестерен между опорами

Ответственной деталью многшпindelной головки является также центральный ведущий валик, который связан либо со шпинделем станка через переходной конусный поводок, либо непосредственно с торцовым шипом, входящим в паз шпинделя вертикально-сверлильного станка с фланцевым креплением.

Центральный ведущий валик обычно разгружен от действия осевых сил и поэтому монтируется только на радиальных подшипниках. Выполнять его за одно целое с поводком не рекомендуется, так как совместить ось конусного поводка с осью переходника технологически очень трудно.

Широко распространенная нормализованная конструкция центрального ведущего валика с консольным креплением зубчатого колеса показана на рис. 85, а. Валик смонтирован на двух шарикоподшипниках, установленных в корпусе. Шестерня, сидящая на консоли валика по напряженной посадке, удерживается от проворота шпонкой и закрепляется с торца через шайбу винтом.

Для удобства сборки всей головки центральный ведущий валик смонтирован в отдельном корпусе, который болтами крепится к верхнему торцу корпуса многшпindelной головки.

В тех случаях, когда рабочие шпиндели расположены на близком расстоянии друг от друга, рекомендуется применять нормализованный центральный ведущий валик, имеющий, консольно-расположенную шестерню с внутренним зацеплением (рис. 85, б).

При конструировании многшпindelных сверлильных головок одним из важных вопросов, который приходится также решать, является смазка трущихся деталей.

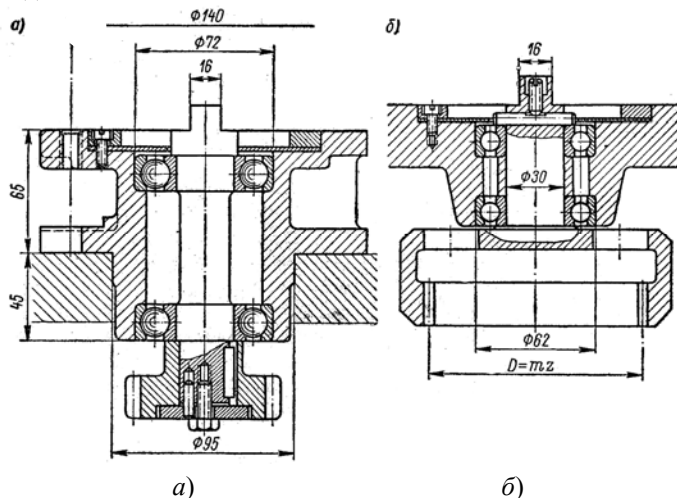


Рис. 85. Центральный ведущий валик:
 а – с консольным расположением зубчатого колеса;
 б – консольный с шестерней, имеющий внутреннее зацепление

Смазка трущихся деталей и элементы уплотнений

Тип смазки выбирается в зависимости от окружных скоростей зубчатых колес. Для тихоходных головок с малым числом рабочих шпинделей обычно ограничиваются заполнением корпуса консистентной смазкой.

Для быстроходных головок применяется принудительная смазка, которая осуществляется либо при помощи фитилей, обвитых вокруг проволоки и помещенных в масляный резервуар, расположенный в верхней части корпуса головки, либо при помощи специального насоса, обеспечивающего непрерывную подачу масла из нижней части головки (поддона) к трущимся деталям.

Для принудительной смазки головок применяются шестеренчатые, плунжерные или лопастные насосы. Конструкция типового лопастного насоса показана на рис. 86.

Насос закрепляется снаружи на нижней крышке головки. Вращение от паразитной шестерни 1 через промежуточные шестерни 2 и 3 передается валу 4, в нижней части которого находятся плавающие под действием пружин 5 лопасти 6. Благодаря эксцентричному расположению отверстия в термически обработанном кольце 7, запрессованном в корпус насоса 8, масло из нижней части головки (поддона) перекачивается по трубке в верхнюю часть головки и разливается по промежуточной плите.

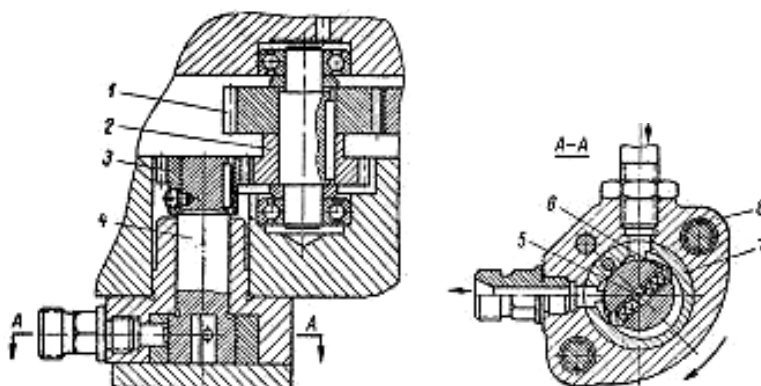


Рис. 86. Лопастной масляный насос к многошпиндельным сверлильным головкам

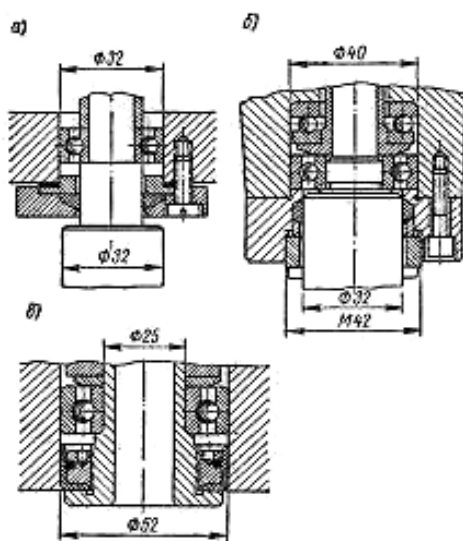


Рис. 87. Уплотнительные устройства к многошпиндельным головкам

Смазав зубчатые колеса и верхние подшипники, масло протекает через нижние подшипники рабочих шпинделей, оси паразитных шестерен и возвращается в поддон, откуда снова, проходя через фильтр, подается вверх.

Для предупреждения утечки масла из головки в местах выхода рабочих шпинделей из корпуса применяются различные виды уплотнений. Самое обычное из них показано на рис. 87, а, где предварительная затяжка фетра осуществляется винтами, предназначенными специально для этой цели. Более совершенная конструкция уплотнения показана на рис. 87, б, применяемая Горьковским автомобильным заводом. В отличие от предыдущей эта конструкция позволяет производить поджатие фетра гайкой с одновременным перемещением нажимного кольца. К наиболее надежной конструкции следует отнести уплотнение, в котором под действием кольцевой пружины кожаное или резиновое кольцо расширяется и прижимается к стенкам отверстия корпуса головки (рис. 87, в).

НИИТавтопром рекомендует при проектировании многошпиндельных головок применять резиновые манжетные уплотнения для валов. В некоторых конструкциях применяют маслоотражатели, которые в совокупности с этими уплотнениями дают хорошие результаты.

рассверливание отверстий с последующей обработкой их двумя или тремя инструментами (зенкером, разверткой и др.); сверление или рассверливание отверстий под нарезание резьбы метчиком, при условии последующей обработки отверстий зенкером или резцом.

При сверлении сквозного отверстия для всех перечисленных случаев подачу следует брать по II группе.

23. Значение коэффициента C_s для определения подачи при сверлении

Обрабатываемый материал и его характеристика	Коэффициент C_s в зависимости от группы подач		
	I	II	III
Сталь:			
HB < 160	0,085	0,063	0,042
HB 160 – 240	0,063	0,047	0,031
HB 240 – 300	0,046	0,038	0,023
HB > 300	0,038	0,028	0,019
Чугун:			
HB < 170	0,130	0,097	0,065
HB > 170	0,078	0,058	0,039
Цветные металлы:			
мягкие	0,170	0,130	0,085
твердые	0,130	0,097	0,065

II группа подач – средние подачи (сверление глухое и на проход): сверление отверстий в деталях, недостаточно жестких (тонкостенные детали коробчатой формы, тонкие выступающие части деталей и т.п.); сверление или рассверливание для последующего нарезания резьбы метчиками или резцом; рассверливание для последующей обработки отверстий одним зенкером с нормальной глубиной резания или двумя развертками.

III группа подач – минимальные подачи (сверление глухое и на проход): сверление или рассверливание для последующей обработки отверстий одним зенкером с малой глубиной резания или одной разверткой.

В крупносерийном и массовом производстве, как правило, принимаются подачи по III группе, если не заданы в технологическом процессе более высокие подачи.

При обработке отверстий длиной более трех диаметров значение принятой подачи умножается на соответствующий коэффициент из табл. 24.

Исходя из заданных условий (сверление трех сквозных отверстий в хромоникелевой стали $\sigma_b = 60 - 80$ кгс/мм² и HB 174–203) по табл. 23 находим коэффициент $C_s = 0,047$. Для установления фактической величины подачи по номограмме (рис. 88) необходимо отрезок, охватывающий участок на левой шкале от диаметра 11 мм до $C_s = 0,047$, перенести на правую шкалу подач s (мм), совместив его конец с точкой A, тогда второй конец отрезка укажет подачу, мм/об; для сверла диаметром 11 мм $s = 0,2$ мм/об. Так же находят подачу для сверла диаметром 6,6 мм; в этом случае $s = 0,148$ мм/об. Скорость резания определяется в зависимости от обрабатываемого материала, материала сверл, их стойкости и ряда других факторов по номограмме (рис. 89):

для сверла $\varnothing 6,6$ мм $v = 16,2$ м/мин;

для сверла $\varnothing 11$ мм $v = 16,6$ м/мин.

Частота оборотов сверл при найденной скорости определяются по формулам:

$$n_{6,6} = \frac{1000v}{\pi d} = \frac{1000 \cdot 16,2}{3,14 \cdot 6,6} = 780 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{11} = \frac{1000v}{\pi d} = \frac{1000 \cdot 16,6}{3,14 \cdot 11} = 480 \text{ мин}^{-1}.$$

24. Поправочные коэффициенты на величину подачи при обработке отверстий длиной более трех диаметров

Обрабатываемый материал и его характеристика	Коэффициент C_s в зависимости от группы подач		
	3 – 5	5 – 7	7 – 10
До 20	0,9	0,85	0,80
До 40	0,9	0,80	0,75
До 60	0,85	0,80	0,75

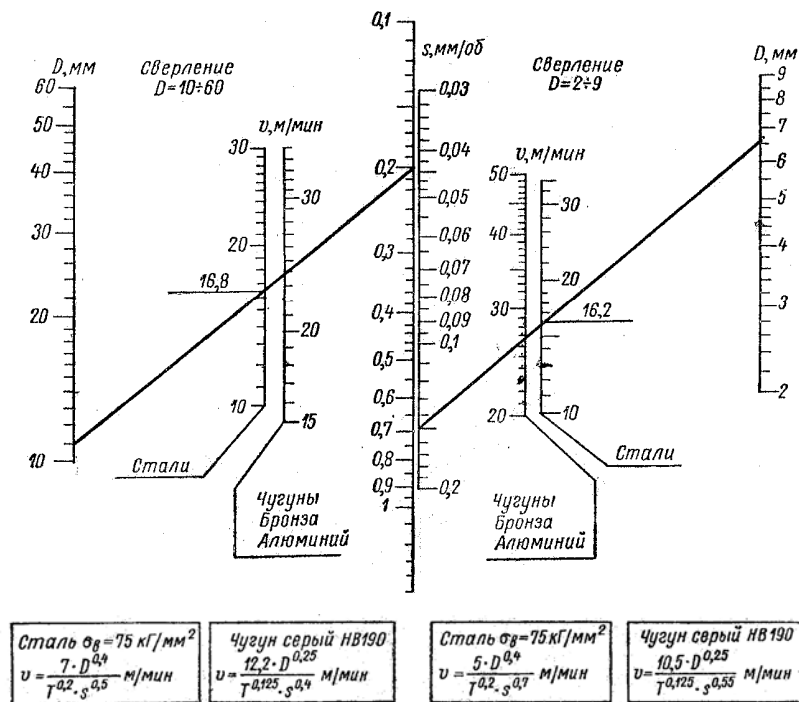


Рис. 89. Номограмма для определения скорости резания

Исходя из требования обеспечить повышенную стойкость сверлу и возможно меньшую потерю времени на смену инструмента, принимаем для сверла диаметром 11 мм ближайшую подачу, имеющуюся на станке, т.е. $s = 0,195 \text{ мм/об}$ и частота вращения шпинделя станка, равное 500 мин^{-1} .

Тогда подача в минуту для сверла диаметром 11 мм будет

$$S_{11} = 0,195 \cdot 500 = 97,5 \text{ мм/мин.}$$

Определим фактическое число оборотов сверла диаметром 6,6 мм (см. рис. 69)

$$n_{6,6} = 500 \cdot \frac{27}{20} = 675 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда фактическая подача на один оборот сверла диаметром 6,6 мм составит

$$s_{6,6} = \frac{S_{11}}{n} = \frac{97,5}{675} = 0,144 \text{ мм/об.}$$

Определение потребной мощности

Усилие подачи для одного сверла P_1 , величину крутящего момента $M_{кр}$ и потребной мощности N (кВт) для сверления одним сверлом определяем по номограмме (рис. 90) Все полученные из номограммы величины необходимо умножить на коэффициент 0,89 (табл. 25). Кроме того, для сверла диаметром 11 мм мощность умножается на коэффициент 5, а для сверла диаметром 6,6 – на коэффициент 6,75, так как номограмма составлена из расчета угловой скорости рабочего шпинделя головки 100 мин^{-1} .

В результате для сверла $\varnothing 11 \text{ мм}$:

$$P_{11} = 312 \cdot 0,89 = 278 \text{ кг};$$

$$M_{кр11} = 1140 \cdot 0,89 = 1115 \text{ кгс/мм};$$

$$N_{11} = 0,158 \cdot 0,89 \cdot 5 = 0,7 \text{ л.с.} = 0,5 \text{ кВт.}$$

Для сверла $\varnothing 6,6 \text{ мм}$:

$$P_{6,6} = 155 \cdot 0,89 = 137 \text{ кгс};$$

$$M_{кр6,6} = 325 \cdot 0,89 = 285 \text{ кгс} \cdot \text{мм};$$

$$N_{6,6} = 0,045 \cdot 0,89 \cdot 6,75 = 0,27 \text{ л.с.} = 0,2 \text{ кВт.}$$

При работе всеми сверлами соответственно потребуется осевое усилие и мощность

$$P = P_{11} + 2P_{6,6} = 278 + 2 \cdot 137 = 552 \text{ кгс};$$

$$N = N_{11} + 2N_{6,6} = 0,7 + 2 \cdot 0,27 = 1,24 \text{ л.с.} = 0,9 \text{ кВт.}$$

К мощности на вращательное движение в процессе обработки будет прибавляться мощность на подачу сверл. Поскольку эта мощность весьма незначительна обычно ею пренебрегают, так как она вполне компенсируется округлениями, допускаемыми при расчете мощности привода главного движения.

Если допустить, что коэффициент полезного действия станка вместе с головкой $\eta = 0,7$, то требуемую мощность электродвигателя станка найдем из соотношения

$$N_{\text{ст}} = \frac{N}{\eta} = \frac{1,24}{0,7} = 1,77 \text{ л.с.} = 1,3 \text{ кВт.}$$

При расчете режимов резания предусматривается запас мощности в 5 – 20 % с учетом возможности дальнейшего их повышения.

Полученный запас мощности гораздо больше указанного и, следовательно, данная головка может быть использована на вертикально-сверлильном станке мод. 2125.

25. Поправочные коэффициенты на осевые усилия, крутящие моменты и мощность

Сталь									
Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, кг/мм ²	30 – 40	40 – 50	50 – 60	60 – 70	70 – 80	80 – 90	90 – 100	100 – 110	110-120
Поправочный коэффициент для P_1 ; $M_{\text{кр}}$; N	0,57	0,67	0,79	0,89	1,0	1,11	1,18	1,28	1,36
	Чугун серый			Чугун ковкий			Алюминий		
Твердость по Бринеллю HB	До 164	164 – 220	Св. 220	До 129	129 – 172	Св. 172	60 – 80	80 – 100	
Поправочный коэффициент для $M_{\text{кр}}$ и N	0,52	0,61	0,73	0,52	0,61	0,73	0,21	0,31	
Поправочный коэффициент для P_2	0,85	1,0	1,2	0,82	1,0	1,2	0,21	0,31	

Примечание. P_1 – усилие подачи для стали; P_2 – усилие подачи для чугуна и алюминия.

Долговечность, нагрузка и число оборотов в минуту шариковых и роликовых подшипников (упорных и радиальных) связаны формулой

$$C = Q(nh)^{0,3},$$

где C – коэффициент работоспособности подшипника, зависящий от конструкции, размера и качества материала подшипника (указывается в каталогах подшипников); Q – условная нагрузка подшипника, кгс; n – число оборотов подшипника в минуту; h – долговечность подшипника, ч.

Расчет подшипников сводится к определению одного из параметров формулы при заданных остальных.

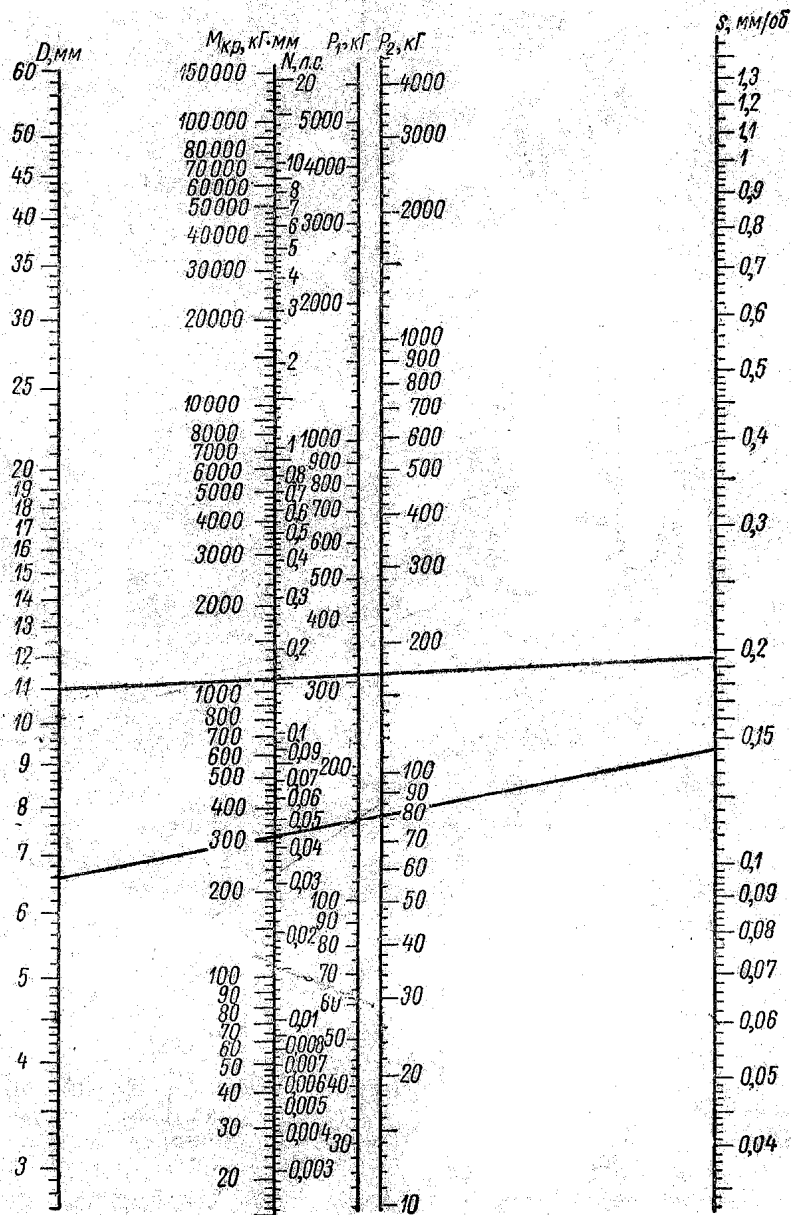


Рис. 90. Номограмма для определения P , $M_{кр}$, N
Подбор подшипников

На рис. 91 приведена номограмма, заменяющая этот расчет. Изменяя режимы обработки детали, следует учитывать, что долговечность подшипника резко снижается при увеличении нагрузки. Например, при увеличении нагрузки в 2 раза долговечность подшипника уменьшается примерно в 10 раз.

Условная нагрузка Q определяется умножением осевого усилия P (для упорного подшипника) или реакции в опорах (для радиальных подшипников) на коэффициент $K_{под} = 1,2$.

Для многошпиндельных головок долговечность подшипников принимается 2 – 3 тыс. ч.

В нашем случае проверке необходимо подвергнуть лишь упорные подшипники рабочих шпинделей, так как радиальные подшипники менее нагружены и подбирались из конструктивных соображений в зависимости от размеров упорных подшипников; по своей работоспособности они значительно превосходят подшипники, которые требуются в данной головке по условиям работы.

Для расчета подшипников качения по номограмме (рис. 91) необходимо отрезок, охватывающий заданные значения левой шкалы, перенести на правую шкалу и одним концом совместить его с точкой заданного значения C . Тогда второй конец укажет долговечность подшипника в часах.

Произведем поверочный расчет упорных подшипников рабочих шпинделей головки, приведенной на рис. 69.

Рабочий шпindel, удерживающий сверло $\varnothing 11$ мм и имеющий 500 мин^{-1} , оснащен подшипником № 8204 (ГОСТ 6874–54), который имеет коэффициент работоспособности $C = 20\,000$.

Тогда

$$Q_{11} = P_{11} K_{под} = 278 \cdot 1,2 \approx 334 \text{ кгс.}$$

По номограмме (рис. 91) находим долговечность: $h = 1600$ ч.

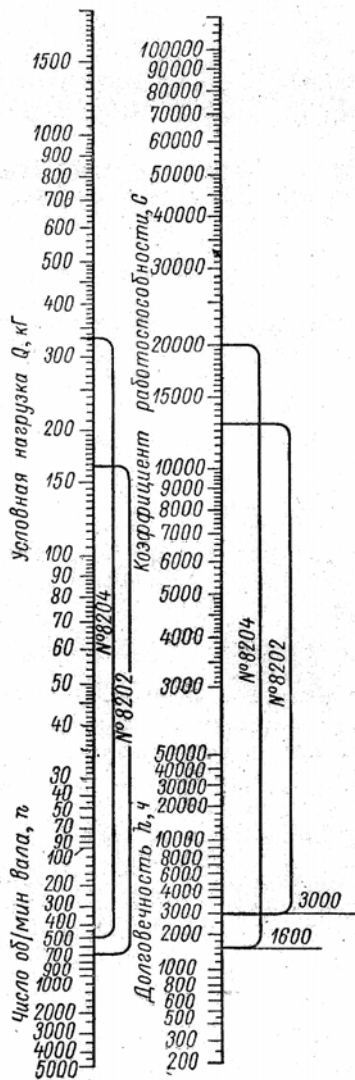


Рис. 91. Номограмма для расчета подшипников качения

Рабочие шпиндели, удерживающие сверла $\varnothing 6,6$ мм и имеющие 675 мин^{-1} , оснащены подшипниками № 8202, который имеет коэффициент работоспособности $C = 13\,000$.

Тогда

$$Q_{6,6} = P_{6,6} K_{\text{под}} = 137 \cdot 1,2 = 165 \text{ кгс.}$$

По номограмме находим долговечность: $h = 3000$ ч.

В первом случае долговечность подшипников меньше, а во втором – больше нормальной (2000 ч).

Выбор диаметров ведущего и рабочих шпинделей и промежуточных валиков

Диаметр центрального ведущего валика определяется по величине преодолеваемого крутящего момента, который шпиндель должен передавать в процессе сверления. Величина последнего связывается с диаметром шпинделя формулой

$$M_{\text{кр}} = \frac{\pi d_1^3 [\tau]}{16},$$

где d_1 – диаметр шпинделя, см; $[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения, кгс/см².

Крутящий момент при рассчитанной выше мощности, составит

$$M_{\text{кр}} = \frac{71620 N}{n} = \frac{71620 \cdot 1,77}{500} = 253 \text{ кгс/см.}$$

Если в качестве материала для центрального ведущего валика принять сталь 45 с допускаемым напряжением $[\tau] = 1500$ кгс/см², то диаметр центрального ведущего валика будет

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 M_{\text{кр}}}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 253}{3,14 \cdot 1500}} \approx 9,6 \text{ мм,}$$

В случае соединения зубчатого колеса с центральным ведущим валиком при помощи сегментных шпонок рассчитанный диаметр должен быть увеличен на удвоенную глубину шпоночного паза. Тогда

$$d = d + 2e = 9,6 + 2 \cdot 3,2 = 16 \text{ мм},$$

где e – глубина шпоночного паза, мм.

В головке принят $d = 18$ мм.

Выбор диаметра рабочего шпинделя рекомендуется производить в соответствии с диаметром посадочного отверстия упорного подшипника на данном шпинделе. При обработке стальных и чугуновых деталей диаметр шпинделя можно определять по следующей таблице:

Диаметр сверл, мм	До 6	До 9	До 12	До 16	До 20	До 25
Диаметр шпинделя, мм	9	12	15	20	25	30

В тех случаях, когда диаметр сверла принимается больше рекомендуемого в таблице для данного шпинделя, необходимо производить поверочный расчет.

В нашем случае диаметр шпинделя принят равным 15 мм (по упорному подшипнику), что значительно больше рекомендуемого по таблице.

Диаметры осей промежуточных колес принимают равными диаметрам рабочих шпинделей, если они передают вращение не более чем двум рабочим шпинделям.

Поверочный расчет зубчатых колес

Прочность зубьев колес должна быть проверена по величине действующих контактных напряжений в поверхностном слое зубьев и напряжений у их основания. Эту проверку можно осуществить косвенным путем, для чего следует вычислить по указываемым в справочниках допускаемым напряжениям и заданным условиям работы величину модуля m и сравнить его с модулем, принятым конструктивно.

Для такой проверки можно воспользоваться следующими формулами:

а) из условий усталости поверхностного слоя металла зубьев модуль $m_{\text{пов}}$ будет равен

$$m_{\text{пов}} = \sqrt[3]{\frac{i+1}{i\psi} \left(\frac{180000}{z[\sigma]_k} \right)^2 \frac{N}{n} \frac{K}{K_v}};$$

б) из условий прочности зуба на изгиб модуль $m_{\text{изг}}$ будет равен

$$m_{\text{изг}} = 10 \sqrt[3]{\frac{455}{z\psi y[\sigma]_и} \frac{N}{n} \frac{K}{K_v}},$$

где z – число зубьев колеса; i – передаточное отношение (отношение числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего); ψ – отношение ширины колеса (длина зуба) к модулю, которое рекомендуется выбирать в пределах 8 – 12; y – коэффициент формы зуба (табл. 26); $[\sigma]_k$ – допускаемое напряжение смятия (контактные напряжения), кгс/мм²; $[\sigma]_и$ – допускаемое напряжение изгиба, кгс/мм²; K и $K_и$ – коэффициенты долговечности по контактным напряжениям и напряжениям изгиба (при более или менее постоянной нагрузке на колеса они могут быть приняты равным единице, за исключением закаленных колес); K_v – коэффициент скорости, который может быть подсчитан по формуле Барта, $K_v = \frac{6}{v+6}$; v – окружная скорость на колесе, м/с.

26. Коэффициент формы зуба y при нормальном зацеплении ($\alpha = 200$; $h = 2,2m$)

z	y	z	y	z	y
14	0,088	21	0,104	43	0,126
15	0,092	23	0,106	50	0,130
16	0,094	25	0,108	60	0,134
17	0,096	27	0,111	75	0,138
18	0,098	30	0,114	100	0,142
19	0,100	34	0,118	150	0,146
20	0,102	38	0,122	300	0,150
				Рейка	0,154

Пользуясь полученными при расчете данными и вспомогательными таблицами, найдем модуль для зубчатой пары: колесо рабочего шпинделя головки – паразитное колесо.

Если $i = \frac{27}{20} = 1,35$; $\psi = 12$; $z = 20$ (число зубьев меньшего колеса); $[\sigma]_k = 85$ кгс/мм²; $N = 0,27$ л.с. = 0,2 кВт;

$n = 675 \cdot \frac{20}{27} = 500$ мин⁻¹; $K = 1$; $K_и = 1$; $K_v = 0,85$; $y = 0,102$; $[\sigma]_и = 18$ кгс/мм², то

$$m_{\text{пов}} = \sqrt[3]{\left(\frac{1,35+1}{1,35 \cdot 12}\right) \left(\frac{180000}{20 \cdot 85}\right)^2 \frac{0,27}{500} \frac{1}{0,85}} = 1,03 \text{ мм.}$$

и

$$m_{\text{изг}} = 10 \sqrt[3]{\frac{455}{20 \cdot 12 \cdot 0,102 \cdot 18} \frac{0,27}{500} \frac{1}{0,85}} = 0,88 \text{ мм.}$$

Таким образом, выбранный нами модуль $m = 1,5$ мм удовлетворяет заданным условиям и по контактным напряжениям, и по напряжениям изгиба.

Предварительный выбор модуля зубчатого колеса рабочего шпинделя (при нагрузке зуба центрального ведущего зубчатого колеса не более чем двумя рабочими шпинделями) можно производить по следующей таблице:

Диаметр сверл, мм	До 6	6 – 14	14 – 19	19 – 23	23 – 30
Рекомендуемый модуль	1,5	2	2 – 2,5	2,5 – 3	3 – 3,5

Вычисление номинального межцентрового расстояния корректированной зубчатой передачи

Кинематическая схема многошпиндельной головки часто определяется характером предстоящей работы, так как количество обрабатываемых отверстий и их расположение задано чертежом обрабатываемой детали и, кроме того, выбранным станком, конструкция которого определяет скорость, мощность и направление вращения шпинделей.

Шпиндели головок должны иметь правое вращение, а так как все сверлильные станки (как правило) имеют также правое вращение шпинделя, то число паразитных шестерен, передающих вращение от ведущего вала к шпинделям, должно быть обязательно нечетным. Некоторые заводы выпускают специализированные станки с левым вращением шпинделя. Это дает возможность обойтись без паразитных колес, передавая вращение непосредственно от ведущего вала к шпинделям. При осуществлении таких схем часто приходится прибегать к корректированию зубчатых колес. Однако, когда нельзя непосредственно передать вращение от ведущего вала к шпинделям, в этих случаях ставят четное число паразитных колес.

Передачу вращения от ведущего вала к рабочим шпинделям следует осуществлять с возможно меньшим количеством паразитных зубчатых колес, приводя в движение по несколько шпинделей от одного паразитного зубчатого колеса. В этих случаях при вписывании зубчатых колес часто приходится увеличивать или уменьшать межцентровое расстояние против теоретического, а следовательно, производить корректирование зацепляющихся зубчатых колес.

Без корректирования зубчатых колес увеличение межцентрового расстояния более чем на $0,03 - 0,05$ модуля не допускается. Уменьшение межцентрового расстояния без корректирования вообще не допускается.

Для сверления отверстий, расположенных по окружности, обычно разрабатывают многошпиндельные головки с консольным расположением зубчатых колес и общей приводной шестерней с внутренним зацеплением (см. рис. 71) и в этом случае иногда приходится корректировать зацепляющиеся зубчатые колеса.

Здесь рассматриваются случаи углового корректирования, когда заданное межцентровое расстояние не равно теоретическому и нарезание корректированного зубчатого колеса производится нормальным режущим инструментом (червячной фрезой, долбяком) с углом профиля основной рейки $\alpha = 20^\circ$.

Номинальным межцентровым расстоянием называют расчетное межцентровое расстояние, соответствующее плотному зацеплению, при номинальном положении обоих исходных контуров колес.

Расчетное межцентровое расстояние обычно определяют по формулам:

$$A = m \frac{z_c}{2} \frac{\cos \alpha_d}{\cos \alpha}; \quad (17)$$

$$\text{inv } \alpha = \text{inv } \alpha_d + 2 \text{tg } \alpha_d \frac{\xi_c}{z_c}, \quad (18)$$

где A – межцентровое расстояние в передаче; m – модуль зацепления исходного контура; α_d – угол профиля исходного контура; α – угол зацепления передачи; ξ_c – сумма коэффициентов смещения исходного контура для обоих колес передачи; z_c – сумма чисел зубьев колес в передаче.

При наружном зацеплении

$$\xi_c = \xi_1 + \xi_2 \quad \text{и} \quad z_c = z_1 + z_2,$$

а при внутреннем зацеплении

$$\xi_c = \xi_2 - \xi_1 \quad \text{и} \quad z_c = z_2 - z_1.$$

Формулы (17) и (18) служат также для решения обратной задачи, когда из заданного наперед межцентрового расстояния A необходимо определить ξ_c .

Вычисления по формулам (17) и (18) представляют некоторую сложность, так как приходится прибегать к вспомогательным таблицам тригонометрических и эвольвентных функций и пользоваться счетной машиной или таблицами логарифмов.

Можно значительно упростить определение величин A и ξ_c , если для этой цели использовать специально составленную (табл. 27), позволяющую производить вычисления с практически необходимой точностью посредством простейших арифметических действий.

Межцентровое расстояние скорректированной передачи можно рассматривать слагающимся из межцентрового расстояния нулевой передачи A_0 и некоторого положительного и отрицательного приращения межцентрового расстояния ΔA , вызванного наличием суммарного смещения исходного контура сопрягающейся пары колес

$$A = A_0 + \Delta A. \quad (19)$$

По аналогии угол зацепления в передаче

$$\alpha = \alpha_d + \Delta\alpha. \quad (20)$$

27. Значения коэффициента K в зависимости от отношения $\Delta A / A$

$\Delta A / A_0$	$K = \frac{\xi_c m}{\Delta A}$	Разность	$\Delta A / A_0$	$K = \frac{\xi_c m}{\Delta A}$	Разность	$\Delta A / A_0$	$K = \frac{\xi_c m}{\Delta A}$	Разность
-0,0400	0,8200	136	+0,0075	1,0278	90	+0,0550	1,1768	70
-0,0375	0,8336	131	+0,0100	1,0367	89	+0,0575	1,1836	68
-0,0350	0,8467	128	+0,0125	1,0453	86	+0,0600	1,1904	68
-0,0325	0,8595	124	+0,0150	1,0539	86	+0,0625	1,1972	68
-0,0300	0,8719	121	+0,0175	1,0625	86	+0,0650	1,2038	66
-0,0275	0,8840	117	+0,0200	1,0708	83	+0,0675	1,2104	66
-0,0250	0,8957	115	+0,0225	1,0791	83	+0,0700	1,2169	65
-0,0225	0,9072	112	+0,0250	1,0871	80	+0,0725	1,2233	64
-0,0200	0,9184	109	+0,0275	1,0951	80	+0,0750	1,2297	64
-0,0175	0,9293	107	+0,0300	1,1030	79	+0,0775	1,2360	63
-0,0150	0,9400	105	+0,0325	1,1108	78	+0,0800	1,2423	63
-0,0125	0,9505	103	+0,0350	1,1185	77	+0,0825	1,2485	62
-0,0100	0,9608	99	+0,0375	1,1261	76	+0,0850	1,2546	61
-0,0075	0,9707	98	+0,0400	1,1336	75	+0,0875	1,2606	60
-0,0050	0,9805	98	+0,0425	1,1410	74	+0,0900	1,2666	60
-0,0025	0,9903	97	+0,0450	1,1483	73	+0,0925	1,2726	60
0,0000	1,0000	97	+0,0475	1,1556	73	+0,0950	1,2785	59
+0,0025	1,0097	91	+0,0500	1,1627	71	+0,0975	1,2843	58
+0,0050	1,0188		+0,0525	1,1698	71	+0,1000	1,2901	58

Подставляя в формулу (17) значение A из уравнения (19) найдем, что

$$A = A_0 \frac{\cos \alpha_d}{\cos \alpha} = A_0 + \Delta A,$$

откуда

$$A = A_0 \frac{\cos \alpha_d}{\cos \alpha} - A_0 = A_0 \left(\frac{\cos \alpha_d}{\cos \alpha} - 1 \right) = A_0 \left(\frac{\sec \alpha_d}{\sec \alpha} - 1 \right) = A_0 \frac{\sec \alpha - \sec \alpha_d}{\sec \alpha} \quad (21)$$

и окончательно

$$\frac{\Delta A}{A_0} = \frac{\Delta \sec \alpha}{\sec \alpha_d}, \quad (22)$$

где

$$\Delta \sec \alpha = \sec \alpha - \sec \alpha_d.$$

Затем, подставляя в формулу (18) значение α из уравнения (20) и преобразовывая, получим

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} (\alpha_d + \Delta\alpha) = \operatorname{inv} \alpha_d + \Delta \operatorname{inv} \alpha, \quad (23)$$

где

$$\Delta \operatorname{inv} \alpha = 2 \operatorname{tg} \alpha_d \frac{\xi_c}{z_c}. \quad (24)$$

Уравнения (22) и (24) являются основными расчетными формулами, по которым в зависимости от $\frac{\Delta A}{A}$ определялись значения K , указанные в табл. 18.

При составлении таблицы принято, что

$$K = \frac{\xi_c m}{\Delta A} = \frac{A \operatorname{inv} \alpha}{\sin \alpha_d \Delta \sec \alpha},$$

где $\alpha_d = 20^\circ$.

Найденный суммарный сдвиг (ξ_c) разбивают для шестерни и колеса (при наружном зацеплении) по формулам:

$$\xi_{\text{ш}} = \xi_c \frac{z_{\text{ш}}}{z_c};$$

$$\xi_{\text{к}} = \xi_c - \xi_{\text{ш}}.$$

У зубчатых колес многошпиндельных головок для величин общего сдвига $\xi_c \leq 0,25$ (при необходимости) допускается при увеличении межцентрового расстояния ($A > A_0$) принимать $\xi_{\text{ш}} = \xi_c$, а при уменьшении ($A < A_0$) принимать $\xi_{\text{к}} = \xi_c$, оставляя при этом второе зубчатое колесо не скорректированным.

Для внутреннего зацепления при передаточном числе, равном 2 или больше, суммарный сдвиг полностью относится к шестерне, т.е. $\xi_{\text{к}} = 0$; при передаточном числе, близком к единице, – разбивается пополам.

После нахождения величин сдвига зубчатые колеса проверяются на подрезание и заострение, а также на коэффициент перекрытия ($\varepsilon \geq 1,15$).

Рассмотрим порядок расчета на конкретных, примерах.

Пример. Многошпиндельная головка (см. рис. 71) имеет $z_{\text{ш}} = 20$; $z_{\text{к}} = 73$; $m = 2$ мм; $A = 52,5$ мм.

Требуется определить величины сдвига для шестерни и колеса.

1. Определяем сумму чисел зубьев в передаче

$$z_c = z_{\text{к}} - z_{\text{ш}} = 73 - 20 = 53.$$

2. Определяем межцентровое расстояние нулевой передачи

$$A_0 = m \frac{z_c}{2} = 2 \cdot \frac{53}{2} = 53 \text{ мм.}$$

3. Определяем приращение межцентрового расстояния

$$\Delta A = A - A_0 = 52,5 - 53 = -0,5 \text{ мм.}$$

4. Находим отношение $\frac{\Delta A}{A_0}$

$$\frac{\Delta A}{A_0} = \frac{-0,5}{53} = -0,009434.$$

5. По табл. 27, интерполируя, найдем

$$K = 0,9630.$$

6. Находим суммарный сдвиг

$$\xi_c = \frac{K \Delta A}{m} = \frac{0,9630 \cdot 0,5}{2} = 0,2407.$$

Так как передаточное отношение больше двух, то суммарный сдвиг полностью отнесем к шестерне, тогда

$$\xi_{\text{ш}} = 0,2407; \quad \xi_{\text{к}} = 0.$$

Пример. Многошпиндельная головка (рис. 68) имеет $z_{\text{ш}} = 44$; $m = 3,5$ мм; $z_{\text{к}} = 24$; $A = 60$.

Требуется определить величины сдвига для шестерни и колеса.

1. $z_c = z_{\text{к}} - z_{\text{ш}} = 24 + 44 = 68.$

2. $A_0 = m \frac{z_c}{2} = 3,5 \cdot \frac{68}{2} = 59,5 \text{ мм.}$

3. $\Delta A = A - A_0 = 60 - 59,5 = 0,5 \text{ мм.}$

4. $\frac{\Delta A}{A_0} = \frac{0,5}{59,5} = 0,008403.$

5. $K = 1,0311$ (по табл. 27).

$$6. \xi_c = \frac{K\Delta A}{m} = \frac{1,0311 \cdot 0,5}{3,5} = 0,1473.$$

$$7. \xi_{ш} = \xi_c \frac{z_{ш}}{z_c} = 0,1473 \frac{44}{68} = 0,09531.$$

$$8. \xi_k = \xi_c - \xi_{ш} = 0,1473 - 0,09531 = 0,05199.$$

Материалы для изготовления деталей головок

Для деталей головок применяются наиболее распространенные материалы: качественные углеродистые стали марок 20, 35, 45, легированные стали марок 20X, 40X, 12ХН3А. Рабочие шпиндели изготавливают из сталей марок 45 и 40X. Для зубчатых колес применяют стали 20X, 12ХН3А, 40X и, когда головка работает с перерывами, используется сталь 45. Корпуса выполняются из серого чугуна СЧ 12 или СЧ 15. Для облегчения веса головки корпуса иногда изготавливают из алюминиевого сплава марки АЛ-9.

РАСЧЕТ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ НА ТОЧНОСТЬ

Выбор расчетных параметров

Приспособление для обработки заготовок является звеном системы СПИД. От точности его изготовления и установки на станке, износостойкости установочных элементов и жесткости в значительной мере зависит точность обработки заготовок. При обработке партии заготовок, имеющих погрешности формы, каждая из них и ее измерительная база при установке в приспособлении занимают различное положение. Поэтому погрешность положения заготовки в приспособлении следует рассчитывать с учетом ее расположения в пространстве, что значительно усложняет расчеты. На практике в технических расчетах приспособлений на точность ограничиваются упрощенными плоскими схемами расчета.

Требуемую точность приспособления можно определить решением размерной цепи технологической системы заготовка – приспособление – станок – инструмент, отражающей роль каждого звена в достижении точности выдерживаемого размера на обрабатываемой заготовке. При этом выявляется роль приспособления в достижении заданной точности выполняемого на заготовке размера – замыкающего звена размерной цепи и методически строго объясняется необходимость деления допуска, ограничивающего отклонения от выполняемого размера, на части, одна из которых выделяется для приспособления. Эта доля допуска размера заготовки и будет допуском размера приспособления (или относительное отклонение положения его поверхностей). Допуск размера приспособления в сборе в процессе решения другой размерной цепи должен быть распределен на допуски размеров деталей приспособления, являющихся ее составляющими звеньями. Такой подход к расчету приспособлений на точность повышает его наглядность и показывает взаимосвязь элементов системы СПИД в обеспечении точности обработки.

Однако специальные приспособления проектируются чаще всего до запуска новых изделий в производство, когда нет возможности уточнения целого ряда вопросов (обрабатываемости примененных в изделии материалов, вида используемого оборудования и др.). Поэтому параметры точности приспособлений чаще всего определяются аналитически по рекомендуемым справочникам и другими литературными источниками. Распределение полученного допуска изготовления приспособления в сборе на допуски размеров деталей, являющихся звеньями размерных цепей приспособления, обеспечивается решением прямой задачи при расчете этих цепей.

Цель расчета на точность заключается в определении требуемой точности изготовления приспособления по выбранному параметру и заданий допусков размеров деталей и элементов приспособления. Расчет, как правило, должен состоять из следующих этапов: 1) выбор одного или нескольких параметров приспособления, которые оказывают влияние на положение и точность обработки заготовки; 2) принятие порядка расчета и выбор расчетных факторов; 3) определение требуемой точности изготовления приспособления по выбранным параметрам; 4) распределение допусков изготовления приспособления на допуски размеров деталей, являющихся звеньями размерных цепей; 5) внесение в ТУ сборочного чертежа пункта об обеспечении точности приспособления обработкой его в сборе (в случае невозможности или экономической нецелесообразности обеспечения полученного расчетом допуска размера приспособления путем, изготовления с соответствующей точностью и сборки деталей).

Выбор расчетных параметров осуществляется в результате анализа принятых схем базирования и закрепления заготовки и приспособления, а также точности обеспечиваемых обработкой размеров. Приспособление рассчитывается на точность по одному параметру в случае, если при обработке заготовки размеры выполняются в одном направлении, по нескольким параметрам, если на заготовке выполняются размеры в нескольких направлениях.

Направление расчетного параметра приспособления должно совпадать с направлением выполняемого размера при обработке заготовки. При получении на обрабатываемой заготовке размеров в нескольких направлениях приспособление можно рассчитывать только по одному параметру в направлении наиболее точного по допуску и наиболее ответственного по чертежу изготавливаемой детали размера (по другим параметрам допуски размеров приспособления можно принимать на основании указаний, изложенных выше).

В зависимости от конкретных условий в качестве расчетных параметров могут выступать: допуск параллельности или перпендикулярности рабочей поверхности установочных элементов к поверхности корпуса приспособления, контактирующей со станком; допуск линейных и угловых размеров; допуск соосности (эксцентриситет) и перпендикулярности осей цилиндрических поверхностей и т.п. Чаще всего расчетный параметр определяет точность положения рабочих поверхностей установочных элементов (их рабочих поверхностей) приспособления относительно опорных (посадочных, присоединительных) поверхностей корпуса, посредством которых приспособление соединяется со столом или шпинделем станка. Другими словами, расчетный параметр должен связывать по точности относительного положения поверхности приспособления, контактирующие с заготовкой и со станком.

Ниже приведены примеры выбора расчетных параметров при расчете точности приспособления. В них отражены случаи, когда расчетным параметром характеризуется точность относительного положения плоских горизонтальных, (рис. 92, а), горизонтальных и вертикальных (рис. 92, б) поверхностей приспособлений; плоских поверхностей и оси внутренней цилиндрической поверхности (рис. 93); плоских, внутренних и наружных цилиндрических поверхностей (рис. 94); наружных цилиндрических разжимных элементов и конических поверхностей приспособления (рис. 95).

Пример 1. В приспособлении, изображенном на рис. 92, а, фрезой 5 обрабатывается плоская поверхность *A* заготовки в размер $\alpha\gamma$ допуском δ_a . Заготовка 4 устанавливается на установочные элементы (опорные пластины) 3 базовой поверхностью *B*. Приспособление опорной поверхностью *B* корпуса 2 контактирует со столом 1 фрезерного станка. Так как направление расчетного параметра должно совпадать с направлением выполняемого при обработке заготовки размера и определять точность относительного положения рабочей поверхности установочных элементов (поверхность *B*) и поверхности корпуса приспособления, контактирующей со станком (поверхность *B*), в качестве расчетного параметра в данном случае следует принять либо допуск параллельности на определенной длине поверхности *B* установочных элементов относительно поверх-

ности B корпуса приспособления, либо допуск конструктивно заданного размера между поверхностями B и B приспособления.

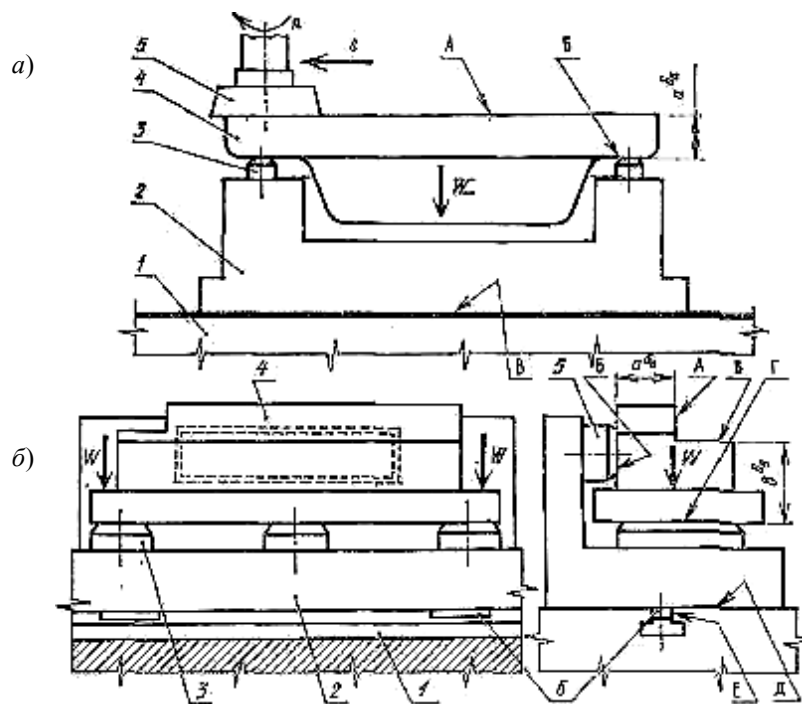


Рис. 92. Схемы установки заготовок в приспособлениях при обработке для обеспечения размеров в одном (а) и двух (б) направлениях

Действительно, отклонение от параллельности обрабатываемой поверхности A относительно базовой поверхности B заготовки должно быть в пределах допуска δ_a размера a . Из этих соображений задание расчетного параметра при расчете приспособления на точность – допуска параллельности поверхности B к поверхности B приспособления на длине опорных пластин 3 является обоснованным. Подобным образом в данном примере можно обосновать выбор в качестве расчетного параметра допуска размера между поверхностями B и B . Условие расположения этих поверхностей при изготовлении приспособления необходимо строго соблюдать, так как при большом отклонении от их параллельности возникает смещение (перекос) базовой поверхности заготовки относительно стола станка, что может привести к браку детали по размеру a .

Пример 2. На фрезерном станке обрабатывается заготовка 4 (рис. 92, б) по поверхностям A и B в размеры a и b с допусками соответственно δ_a и δ_b . Базовыми поверхностями B и Γ заготовка устанавливается на опорные пластины 3 и 5 в корпусе 2 приспособления. Корпус контактирует со столом 1 фрезерного станка плоскостью $Д$. Его положение относительно Т-образных пазов стола обеспечивается направляющими шпонками $б$.

При анализе выполняемых размеров, схем базирования и приспособления можно установить, что допуск параллельности обрабатываемых поверхностей A и B относительно поверхностей B и Γ детали 4 может быть в пределах допусков выполняемых размеров a и b , т.е. δ_a и δ_b . Положение заготовки будет определяться положением рабочих поверхностей установочных элементов 3 и 5 относительно поверхностей, контактирующих с поверхностями стола станка и определяющих положение приспособления на станке.

В качестве расчетных в этом случае следует выбрать два параметра: допуск параллельности плоскости Γ установочных элементов 3 относительно плоскости $Д$ корпуса приспособления и допуск параллельности плоскости B опорной пластины 5 и боковой поверхности E направляющих шпонок $б$ корпуса. Фреза при обработке на станке будет в некотором приближении перемещаться параллельно рабочей поверхности (плоскости) стола и боковым поверхностям продольных Т-образных пазов. Из-за большого отклонения от параллельности поверхностей B и Γ установочных элементов относительно поверхности стола и Т-образных пазов станка возможно недопустимое отклонение положения заготовки от заданного и как результат брак деталей по размерам a и b .

В случае, если допуск δ_a большой (например, $0,75$ мм), а допуск δ_b более жесткий (например, $0,12$ мм), расчет приспособления следует вести по одному параметру – допуску параллельности плоскости Γ установочных элементов 3 и плоскости $Д$ корпуса приспособления. Допустимое отклонение от параллельности плоскости B пластины 5 относительно боковой поверхности E шпонок $б$ можно выявить без расчета по условиям, изложенным ранее. В этом случае допуск параллельности поверхностей A и B заготовки (на всей длине) принимается равным допуску δ_a , т.е. $0,75$ мм. Это отклонение от параллельности приводится к длине установочного элемента 5 . За допуск параллельности плоскости B и боковой поверхности E шпонок $б$ принимается $1/2$ или $1/3$ приведенного допуска параллельности заготовки. Например, если длина детали 150 мм, а длина пластины 5 50 мм, то допуск параллельности заготовки на этой длине будет равен $0,25$ мм. На чертеже приспособления в этом случае следует указать допуск параллельности поверхности B к боковой поверхности E шпонок, равный $0,1$ мм ($0,25$ мм $\times 1/2,5$) или $0,2$ мм на длине 100 мм.

Пример 3. Заготовка 3 (рис. 93, а) устанавливается в токарное приспособление (рис. 93, б) для растачивания отверстий диаметром d_1 , d_2 и обработка торцов E и $Ж$ с обеспечением размеров l и k (допуски соответственно δ_l и δ_k). Устано-

вочными элементами приспособления являются опорные пластины 4, 5, установленные на угольнике 6, и втулка 2. Угольник 6 и втулка 2 размещены на корпусе 1 приспособления, который выточкой Г_н плоскостью Д соединяется с планшайбой шпинделя токарного станка.

При расчете рассматриваемого приспособления на точность в качестве расчетных можно принять три параметра: допуск расстояния между рабочей поверхностью А установочных элементов 4 и осью поверхности Г; допуск расстояния между рабочей поверхностью В установочного элемента 5 и осью поверхности Г; допуск параллельности рабочей поверхности (торца) втулки 2 плоскости установочной поверхности корпуса Д приспособления. По первым двум параметрам можно выполнять один расчет по одному допуску (в случае, если допуски δ_n и δ_m на размеры n и m равны) или по наименьшему допуску (в случае, если один из допусков по значению меньше другого). Третий параметр следует рассчитывать по наиболее жесткому (меньшему) допуску размеров k и l . На чертеже приспособления следует указать допуск перпендикулярности поверхностей А и В установочных элементов.

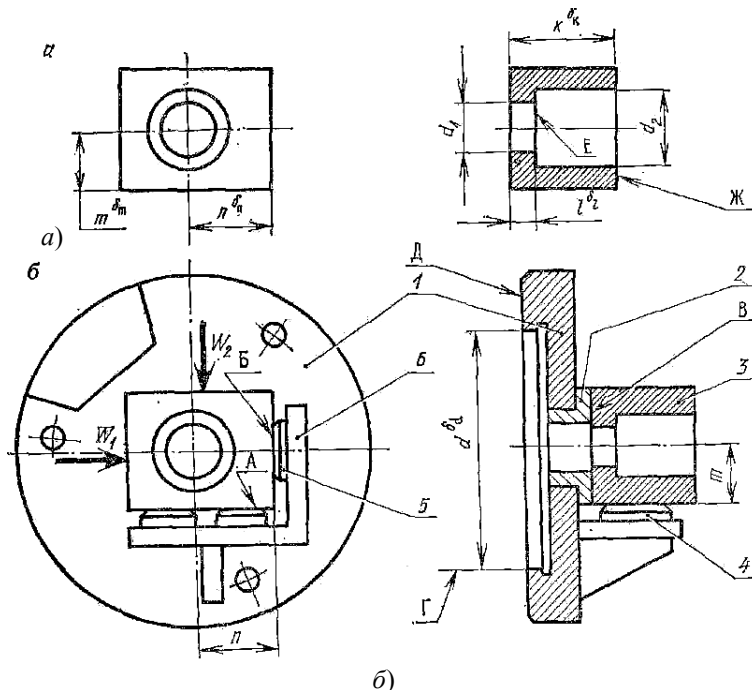


Рис. 93. Схема установки заготовки (а) в приспособлении (б) на токарном станке

Пример 4. Заготовка (рис. 94, а) для сверления шести отверстий диаметром d устанавливается по отверстию В и поверхности А в приспособление С, изображенное на рис. 94, б. Установочными элементами приспособления являются палец 6 и диск 8, одновременно выполняющий роли делительного диска и установочного элемента приспособления. Диск 8 может вращаться вместе с пальцем 6 и заготовкой 7 на хвостовике пальца 6 в отверстии втулки корпуса 1 и за счет поочередного заскакивания фиксирующего пальца (фиксатора) 3 в отверстия диска 8 занимать относительно корпуса шесть положений (по числу отверстий в детали). Палец 3 подпружинен и может выводиться из отверстия диска при повороте рукоятки зубчатого колеса 2, находящегося в зацеплении с рейкой пальца 3. Пружина при этом сжимается. При отпускании рукоятки палец 3 под действием пружины заходит в следующее отверстие диска. Так обеспечивается поворот заготовки на угол α .

При выполнении операции на заготовке необходимо обеспечить размер m с допуском δ_m , допуск смещения отверстий диаметрами d и D (поверхность В) в пределах $k \leq 0,05$ мм, а также угол α (угловой размер на расположение отверстий) с допуском δ_α . В качестве расчетных параметров при расчете приспособления на точность следует принять:

- 1) для обеспечения размера m заготовки – допуск перпендикулярности рабочей поверхности А диска 8 к установочной поверхности В корпуса 1 и допуск расстояния между осью кондукторной втулки 5, расположенной в плите 4, и поверхностью А диска 8 приспособления;
- 2) для обеспечения допуска смещения осей отверстий диаметрами d и D заготовки (рис. 94, а; значение k) – допуск смещения реей кондукторной втулки 5 относительно оси пальца 6 приспособления (рис. 94, б; вид Е, значение k_1);
- 3) для обеспечения углового размера ее расположения отверстий диаметром d детали с допуском δ_α – допуск угла поворота относительно оси вращения (в зафиксированных положениях) диска 5 приспособления.

Кроме того, желательно задать в ТУ чертежа при проектировании подобного приспособления допуск перпендикулярности пальца 6 к поверхности А диска 8 или допуск параллельности оси пальца 6 плоскости В корпуса 1 приспособления.

Исходной величиной при определении расчетного параметра приспособления в третьем случае является допуск угла α детали. В случае расчета допуска угла поворота диска 8 по линейному смещению диска на заданном радиусе расположения отверстий для пальца 3 фиксатора допустимое линейное смещение отверстий диаметром D_1 на поверхности детали следует приводить к диаметру D_2 расположения отверстий диска 8. Определив допустимое суммарное линейное смещение диска 8 в фиксированном положении относительно корпуса и приняв его в качестве замыкающего звена, следует решением размерной цепи выявить допуски размеров относительного расположения отверстий на диске 8, соосности наружной и внутренней цилиндрических поверхностей втулок, запрессованных в отверстия делительного диска 8, и т.д. При этом необходимо учесть зазоры и задать посадки в соединениях палец 3 – отверстие диска 8, палец 3 – втулка фиксирующего устройства. В случае

необходимости для задания допуска углового размера α расположения отверстий диска 5 можно перевести линейную величину в угловой допуск и уже в таком виде указать на чертеже делительного диска. На сборочном чертеже приспособления следует указать допуск угла α поворота диска 8.

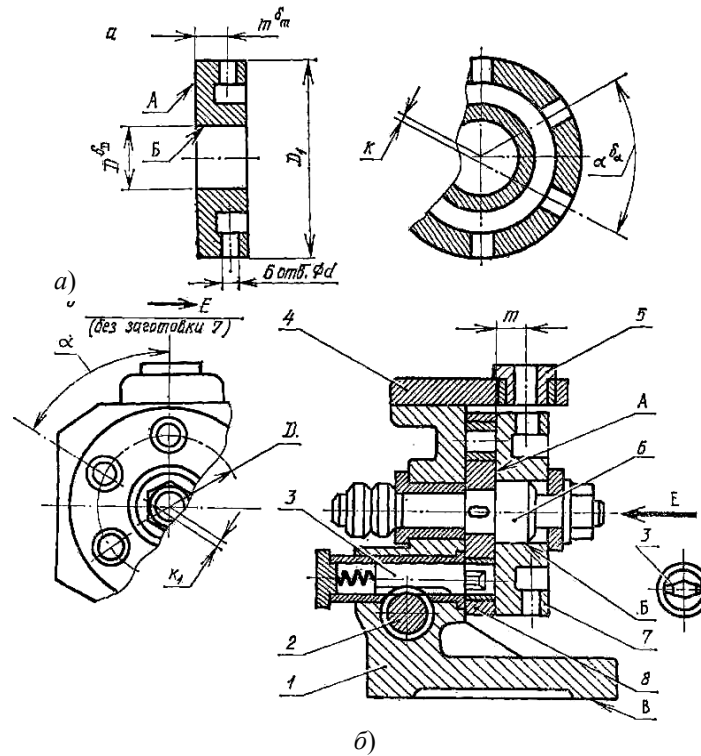


Рис. 94. схема установки заготовки (а) в приспособлении (б) для сверления шести отверстий

Пример 5. На рис. 95 показано токарное приспособление (оправка) с установочно-зажимными элементами в виде тарельчатых пружин 7. Заготовка 2 устанавливается на наружную поверхность В тарельчатых пружин 7 по отверстию диаметром d и закрепляется закручиванием винта 5 в корпус 1. При этом через детали 3, 4 и 6 осевая сила от винта 5 передается на пружины 7, которые оказываются зажатыми между двумя параллельными поверхностями и деформируются, увеличиваясь по наружному и уменьшаясь по внутреннему диаметрам. Таким образом, зазоры между заготовкой и рабочей поверхностью тарельчатых пружин и между тарельчатыми пружинами и корпусом выбираются и заготовка базируется и закрепляется на оправке. После обтачивания наружной поверхности диаметром D заготовка при откручивании винта 5 свободно снимается с пружин 7. При механизации привода подобного приспособления вместо винтового устройства устанавливается шток с буртом, который через отверстие в приспособлении и канал в шпинделе токарного станка с помощью тяги соединяется с установленным на заднем конце шпинделя механизированным приводом.

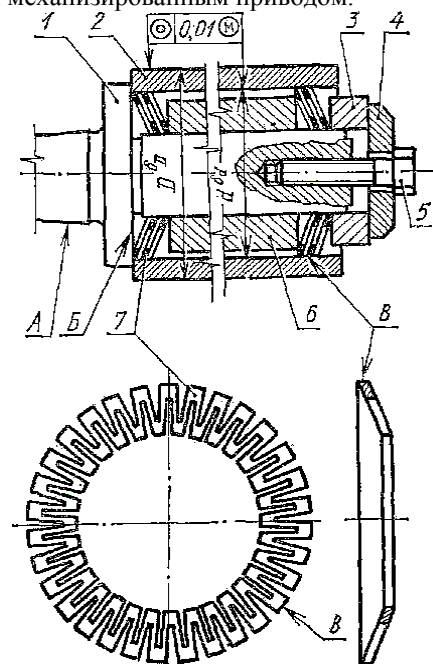


Рис. 95. Токарное приспособление (оправка) с тарельчатыми пружинами

Исходной величиной для расчета приспособления на точность является допуск соосности (допустимый эксцентриситет) осей отверстия диаметром d и наружной поверхности диаметром D , т.е. допустимое смещение осей этих поверхностей заготовки в радиальном направлении.

За расчетный параметр при расчете данного приспособления на точность следует принять отклонение от соосности (эксцентриситет) установочной поверхности A корпуса (оси конуса) приспособления и цилиндрической наружной поверхности B тарельчатых пружин 7. Именно от эксцентриситета осей поверхностей A и B будет зависеть точность изготовления детали по относительному расположению цилиндрических поверхностей. Иногда для повышения точности подобных приспособлений в ТУ сборочного чертежа предусматривается шлифование наружной поверхности B пружин 7 в поджатом (деформированном) состоянии при размещенном на станке и вращающемся приспособлении. Подобным образом выбирают расчетные параметры приспособлений, в которых установочные элементы одновременно являются зажимными (цанговые и трехкулачковые патроны, устройства со сдвигающимися призмами и т.д.).

При расчете кондукторов для сверления заготовок в виде плит, коробчатых корпусов, кронштейнов с заданием расстояний от боковых поверхностей до отверстий и между отверстиями за расчетные параметры можно принимать допуски расположения втулок относительно установочных поверхностей приспособления, допуски межцентровых расстояний между кондукторными втулками и допуски перпендикулярности или параллельности осей втулок относительно рабочих поверхностей установочных элементов и опорной поверхности корпуса приспособления.

Методика расчета

После обоснованного выбора расчетных параметров следует приступить к непосредственному расчету приспособления на точность, т.е. определить точность изготовления приспособления по принятым параметрам. Следует отметить, что в настоящее время нет единой общепринятой методики такого расчета. Поэтому ниже изложены отработанные приемы практического выявления значений расчетных параметров и приемлемая для инженерного использования методика расчета приспособления на точность.

На точность обработки влияет ряд технологических факторов, вызывающих общую погрешность обработки ε_0 , которая не должна превышать допуск δ выполняемого размера при обработке заготовки, т.е. $\varepsilon_0 \leq \delta$.

Для выражения допуска δ выполняемого при обработке размера следует пользоваться формулой

$$\delta = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_n^2 + \varepsilon^2 + 3\Delta_n^2 + 3\Delta_T^2} + \sum \Delta_\phi,$$

где Δ_y – погрешность вследствие упругих отжатий технологической системы под влиянием сил резания; Δ_n – погрешность настройки станка; ε – погрешность установки заготовки в приспособлении; Δ_n – погрешность от размерного изнашивания инструмента; Δ_T – погрешность обработки, вызываемая тепловыми деформациями технологической системы; $\sum \Delta_\phi$ – суммарная погрешность формы обрабатываемой поверхности, обусловленная геометрическими погрешностями станка и деформацией заготовки при обработке и входящая в δ , так как погрешность формы поверхности является частью поля допуска ее размера.

По приведенной формуле можно найти ε , принимая ее за допустимое значение погрешности установки ε' заготовки в приспособлении

$$\varepsilon' = \sqrt{(\delta - \sum \Delta_\phi)^2 - \Delta_y^2 - \Delta_n^2 - 3\Delta_n^2 - 3\Delta_T^2}.$$

Погрешность установки заготовки в приспособлении как суммарное поле рассеяния случайных величин определяется из выражения

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_0^2 + \varepsilon_3^2 + \Delta_{пр}^2},$$

где ε_0 – погрешность базирования заготовки в приспособлении; ε_3 – погрешность закрепления заготовки, возникающая в результате действия сил зажима; $\Delta_{пр}$ – погрешность положения заготовки, зависящая от приспособления ($\Delta_{пр} = \varepsilon_{пр} + \varepsilon_y + \varepsilon_n$, где $\varepsilon_{пр}$ – погрешность изготовления приспособления по выбранному параметру, зависящая от погрешностей изготовления и сборки установочных и других элементов приспособления; ε_y – погрешность установки приспособления на станке; ε_n – погрешность положения заготовки, возникающая в результате изнашивания элементов приспособления).

Для принятой схемы установки обязательно должно выполняться условие $\varepsilon \leq \varepsilon'$. В противном случае следует изменить построение операции обработки или схему установки заготовки в приспособлении.

Указанные составляющие $\Delta_{пр}$ представляют собой поля рассеяния случайных величин. Значение $\Delta_{пр}$ изменяется в зависимости от условий и типа производства, а также от особенностей конструкции приспособления. При использовании приспособления в мелкосерийном и серийном производствах

$$\Delta_{пр} = \varepsilon_{пр} + \sqrt{\varepsilon_y^2 + 3\varepsilon_n^2}.$$

Здесь $\varepsilon_{пр}$ рассматривается как постоянная величина, которая может компенсироваться настройкой станка.

В массовом и крупносерийном производствах при использовании одноместных приспособлений $\Delta_{пр} = \varepsilon_n$ операции строго закреплены за рабочими местами, $\varepsilon_{пр}$ и ε_n компенсируются настройкой системы СПИД.

В случае применения многоместных приспособлений

$$\Delta_{\text{пр}} = \sqrt{\varepsilon_y^2 + 3\varepsilon_n^2}.$$

Если используется одновременно много экземпляров одного приспособления, например приспособления-спутника на автоматической линии

$$\Delta_{\text{пр}} = \sqrt{\varepsilon_{\text{пр}}^2 + 3\varepsilon_n + \varepsilon_y^2}.$$

Последнюю формулу можно рассматривать как обычный случай, когда в работе одновременно находится несколько приспособлений одной конструкции.

Кроме того, если в приспособлении предусмотрены элементы для направления и определения положения или траектории движения обрабатываемого инструмента (кондукторные втулки, копиры и т.д.), в общей погрешности обработки заготовки может появиться еще одна составляющая – погрешность от перекоса ε_n инструмента.

Итак, при использовании в работе нескольких (многих) приспособлений общая погрешность обработки, приравненная допуску выполняемого размера, определяется зависимостью

$$\varepsilon_0 = \delta = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_n^2 + \varepsilon_6^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_{\text{пр}}^2 + 3\varepsilon_n^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_n^2 + 3\Delta_n^2 + 3\Delta_T^2 + \sum \Delta_\Phi}.$$

Отсюда погрешность изготовления приспособления

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \left[(\delta - \sum \Delta_\Phi)^2 - \Delta_y^2 - \Delta_n^2 - \varepsilon_6^2 - \varepsilon_3^2 - 3\varepsilon_n^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_n^2 + 3\Delta_n^2 + 3\Delta_T^2 \right]^{1/2}.$$

По приведенной формуле можно находить значение расчетного параметра приспособления.

В связи со сложностью нахождения значений ряда величин, входящих в приведенную выше формулу для определения $\varepsilon_{\text{пр}}$, погрешность изготовления приспособления можно рассчитывать по упрощенным формулам. Расчет $\varepsilon_{\text{пр}}$ при этом сводится к вычитанию из допуска выполняемого размера всех других составляющих общей погрешности обработки

$$\varepsilon_{\text{пр}} \leq \delta - k_T \sqrt{(k_{T_1} \varepsilon_6)^2 + \varepsilon_3^2 + 3\varepsilon_n^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_n^2 + (k_{T_2} \omega)^2}, \quad (25)$$

где δ – допуск выполняемого при обработке размера заготовки; k_T – коэффициент, учитывающий отклонение рассеяния значений составляющих величин от закона нормального распределения: $k_T = 1 \dots 1,2$ (в зависимости от количества значимых слагаемых; чем их больше, тем ближе к единице следует принимать значение коэффициента); k_{T_1} – коэффициент, учитывающий уменьшение предельного значения погрешности базирования при работе на настроенных станках: $k_{T_1} = 0,8 \dots 0,85$; k_{T_2} – коэффициент, учитывающий долю погрешности обработки в суммарной погрешности, вызываемой факторами, не зависящими от приспособления ($\Delta_y, \Delta_n, \Delta_n, \Delta_T, \sum \Delta_\Phi$): $k_{T_2} = 0,6 \dots 0,8$ (большее значение коэффициента принимается при меньшем количестве значимых величин, зависящих от приспособления); ω – экономическая точность обработки, принимается по таблицам [26].

Под экономической понимается точность, затраты для обеспечения которой при данном способе обработки будут меньшими, чем при других способах. Значение этой величины может изменяться также в зависимости от условий обработки. Под достижимой понимается точность, обеспечиваемая при обработке заготовки на хорошо отлаженном станке рабочим высокой квалификации при неограниченных затратах труда и времени на обработку. Выбранное по таблицам для данных условий значение со следует понимать как среднюю экономическую точность обработки.

Произведением $k_{T_2} \omega$ характеризуется суммарная погрешность обработки, вызываемая факторами, не связанными с приспособлением, а именно: упругими отжатыми системы СПИД под действием сил резания (Δ_y), погрешностью настройки станка (Δ_n), размерным износом инструмента (Δ_n), тепловыми деформациями системы (Δ_T), геометрическими погрешностями станка и деформацией заготовки при обработке ($\sum \Delta_\Phi$). Такой путь определения суммарного значения указанных погрешностей, не зависящих от приспособления, при проектировании последнего в период подготовки производства изделия, еще не выпускаемого предприятием, вполне оправдан, так как рассчитать аналитически приведенные выше составляющие до запуска, деталей в производство практически невозможно.

Погрешности, зависящие от приспособления ($\varepsilon_6, \varepsilon_3, \varepsilon_n$ и ε_n), рассчитываются в каждом конкретном случае по принятым схемам базирования, закрепления и обработки. Погрешность закрепления ε_3 может также приниматься по приведенным в приложении табл. П1...П4 [26].

Найденное значение выбранного параметра указывается в качестве допуска отклонения поверхностей или размера между поверхностями, контактирующими соответственно с заготовкой и станком, на чертеже общего вида или записывается в ТУ на изготовление и эксплуатацию проектируемого приспособления.

Вычитаемые из допуска составляющие общей погрешности обработки можно суммировать и арифметически. При этом отпадает необходимость в коэффициенте k_T и уменьшается значение полученной погрешности приспособления $\varepsilon_{\text{пр}}$. Такой путь расчета можно рекомендовать применительно к прецизионным приспособлениям, создаваемым для обеспечения повышенной точности обработки при изготовлении прецизионных, наиболее ответственных деталей машин и приборов.

Расчет на точность кондукторов можно выполнять также по формуле (25). В этом случае полученная погрешность изготовления приспособления будет являться допуском межцентрового расстояния между его кондукторными втулками. При сверлении отверстий по кондуктору половину допуска расстояния между осями кондукторных втулок (расчетный параметр)

можно определить при условии, что середины полей допусков межцентровых расстояний, в деталях, и кондукторной плите совпадают (рис. 96), по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \delta - (\sum s + \sum e + \sum \varepsilon_{\text{п}}), \quad (26)$$

где δ – односторонний допуск расстояния между осями отверстий в заготовке (детали); $\sum s$ – сумма максимальных радиальных зазоров; $\sum e$ – сумма эксцентриситетов втулок; $\sum \varepsilon_{\text{п}}$ – сумма погрешностей от перекоса инструментов, которые рассчитываются по формулам [26].

Сумма максимальных односторонних радиальных зазоров (рис. 96) определяется из выражения

$$\sum s = s_1 + s_2 + s_3 + s_4,$$

где s_1 и s_2 – максимальные радиальные зазоры соответственно между сменными и постоянными втулками; s_3 и s_4 – максимальные зазоры соответственно между втулками и инструментом (с учетом износа втулок).

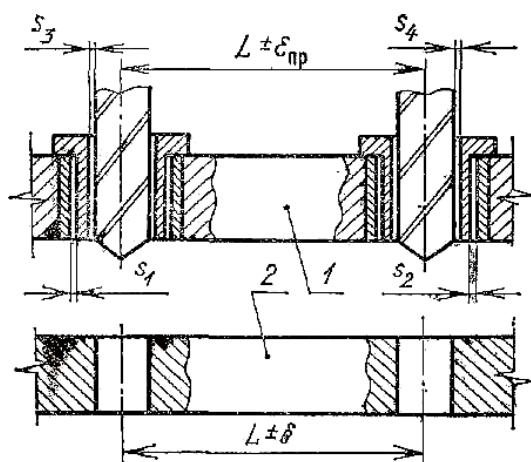


Рис. 96. Схема для расчета суммы максимальных зазоров:

1 – кондуктор; 2 – заготовка

Сумма эксцентриситетов находится следующим образом:

$$\sum e = e_1 + e_2 + e_3 + e_4,$$

где e_1 и e_2 – допуски соосности сменных втулок; e_3 и e_4 – допуски соосности постоянных втулок. Обычно $e_1 = e_2 = e_3 = e_4 = 0,005$ мм.

При определении допуска расстояния между базовой плоскостью и осью кондукторной втулки в приведенных выражениях для определения $\sum s$ и $\sum e$ по формуле (26) s_2 , s_4 , e_2 , e_4 принимаются равными нулю. Полученное по формуле (26) значение $\varepsilon_{\text{пр}}$ является половиной допуска расстояния между осями кондукторных втулок или базовой плоскостью приспособления и осью кондукторной втулки, т.е. размер L в данном случае должен иметь допуск $\pm \varepsilon_{\text{пр}}$ (см. рис. 96).

Один из последних этапов расчета приспособления на точность – разбивка допуска размеров при его изготовлении на допуски размеров деталей. При этом за замыкающее звено размерной цепи принимается погрешность по принятому параметру $\varepsilon_{\text{пр}}$, являющаяся допуском изготовления приспособления. После выявления размерной цепи решается прямая задача, т.е. определяются размеры и допуски звеньев размерной цепи.

Примеры расчетов приспособлений на точность

Пример 1. Заготовка (рис. 97, б) обрабатывается по поверхностям *И*, *Л*, *М*, *Н* в приспособлении (рис. 97, а) на горизонтально-фрезерном станке. Обработка ведется набором фрез на настроенном станке способом автоматического получения заданных размеров. Заготовка 3 устанавливается плоскостями *Г* и *Б* на опорные пластины 2 и 4, размещенные на корпусе 1 приспособления. Ориентация приспособления на столе станка относительно Т-образных пазов осуществляется посредством направляющих шпонок 5. При фрезеровании набором фрез размеры $10^{+0,03}$ и $18^{+0,05}$ выдерживаются за счет размеров и настройки инструментов, а размеры $20_{-0,14}$ и $8_{-0,2}$ – за счет установки в приспособление.

В первую очередь определяются и обосновываются параметры для расчета приспособления на точность при выполнении размеров заготовки $20_{-0,14}$ и $8_{-0,2}$. Для обеспечения при обработке параллельности базовых горизонтальных плоскостей *Л*, *Н* и боковой плоскости *И* относительно базовых плоскостей *Б* и *Г* заготовки в пределах заданных допусков размеров в качестве расчетных параметров следует принять: отклонение от параллельности рабочей (установочной) плоскости *Б* опорных пластин 2 относительно установочной поверхности *А* корпуса 1

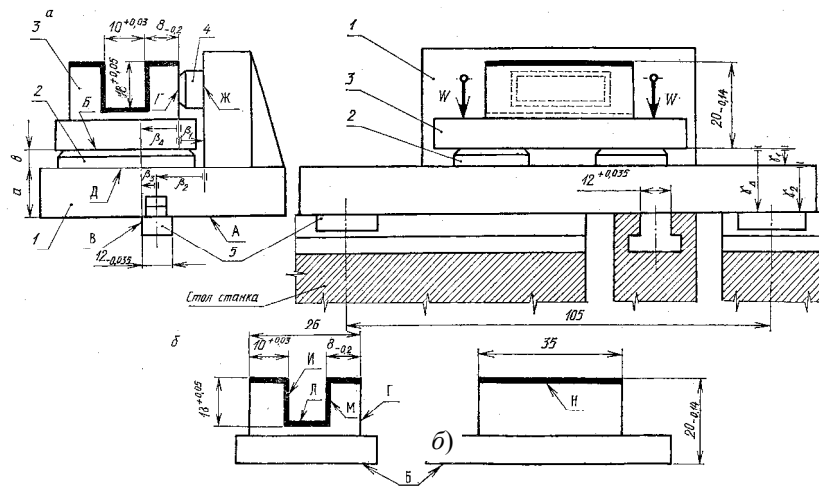


Рис. 97. Схема приспособления (а) для фрезерования заготовки (б) на горизонтально-фрезерном станке

приспособления; отклонение от параллельности боковой установочной плоскости Г опорной пластины 4 относительно боковой поверхности В направляющих шпонок 5 приспособления. Эти параметры оказывают определяющее влияние на отклонение от параллельности плоскостей и выполнение размеров $20_{-0,14}$ и $8_{-0,2}$ заготовки. После обоснования и выбора параметров, характеризующих точность приспособления, эта величина рассчитывается по формуле (25) в приведенной ниже последовательности.

Расчет точности изготовления приспособления из условия обеспечения размера заготовки $20_{-0,14}$.

1. Определяется погрешность базирования. $\epsilon_6 = 0$, так как в данном случае нет отклонения фактически достигнутого положения заготовки от требуемого.
2. Определяется погрешность закрепления. Для данного случая (заготовка со шлифовальной поверхностью В с поперечными размерами 26×35 мм, зажим ее в приспособлении осуществляется винтовым устройством) $\epsilon_3 = 0,05$ мм (из табл. П4 [26]).
3. Определяется погрешность установки приспособления на станке $\epsilon_y = 0$, так как осуществляется надежный контакт установочной плоскости приспособления А с плоскостью стола станка.
4. Выявляется погрешность от перекоса (смещения) инструмента $\epsilon_n = 0$, так как в приспособлении отсутствуют направляющие элементы.
5. Определяется погрешность от изнашивания установочных элементов. Изнашивание опорных пластин можно определить

$$И = \beta_2 N,$$

где И – размерный износ, мкм; β_2 – постоянная, зависящая от вида установочных элементов и условий контакта; N – количество контактов заготовки с опорой в год, $N = 5000$.

В данных условиях (опорные пластины из стали У8А, заготовки устанавливаются сверху с некоторым последующим смещением по опорам 2 до соприкосновения с опорой 4, базовая поверхность заготовки шлифованная, т.е. условия работы легкие) постоянную β_2 можно принять равной 0,002; [26] количество контактов (одна установка-снятие на каждую заготовку).

После подстановки в формулу выявленных значений определяем: $И = \beta_2 N = 0,002 \cdot 5000 = 10$ мкм = 0,01 мм.

Погрешность от изнашивания установочных элементов ϵ_n можно принять равной и, т.е. $\epsilon_n = И = 0,01$ мм. При этом в ТУ на эксплуатацию приспособления следует указать, что проверку приспособления и ремонт (замену) установочных элементов необходимо производить после года работы приспособления (один раз в год).

6. Определяется экономическая точность обработки. Для принятых условий (заготовка из стали, фрезерование отделочное, размер 20 мм, точность $\epsilon_1 = 0,14$ мм) по табл. П7 [26] находится точность (11-й квалитет), при этом $\omega = 0,140$ мм.

7. Принимаются значения k_T , k_{T_1} и k_{T_2} . Значение k_T можно не учитывать, так как $\epsilon_6 = 0$; $k_T = 1,2$; $k_{T_2} = 0,6$; уточняется допуск на обработку.

В данном случае $\epsilon_1 = 0,140$ мм. После подстановки значений величин в формулу (92) выявляется погрешность изготовления (точность в сборе) приспособления $\epsilon_{\text{пр1}}$ для обеспечения размера заготовки $20_{-0,14}$ и отклонения от параллельности поверхностей Н и Л относительно поверхности В заготовки

$$\begin{aligned} \epsilon_{\text{пр1}} &= \delta_1 - k_T \sqrt{(k_{T_1} \epsilon_6)^2 + \epsilon_3^2 + \epsilon_y^2 + \epsilon_n^2 + \epsilon_n^2 + (k_{T_2} \omega)^2} = \\ &= 0,140 - 1,2 \sqrt{0^2 + 0,05^2 + 0^2 + 0^2 + 0,01^2 + (0,6 \cdot 0,140)^2} = 0,021 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Таким образом, на длине детали 35 мм $\epsilon_{\text{пр1}} = 0,021$ мм. Для указания отклонения от параллельности поверхности В установочных элементов 2 (рис. 97, а) относительно установочной поверхности А корпуса 1 в ТУ на изготовление приспособ-

ления целесообразно привести отклонение от параллельности к округленному значению (например, 50 или 100 мм). Тогда отклонение от параллельности поверхностей B и A на длине 100 мм будет иметь значение $0,06 / 100$ мм.

8. По полученному допуску параллельности поверхности A относительно поверхности B приспособления в сборе следует определить допуски составляющих звеньев размерной цепи, т.е. корпуса I и опорных пластин 2 по размерам соответственно a и b . Они определяются решением прямой задачи при расчете размерной цепи.

З а д а ч а . Рассчитать и установить допуски относительных поворотов поверхностей (B и D) детали 2 и (D и A) детали I с целью обеспечения требуемой параллельности рабочей поверхности B и опорной поверхности A приспособления.

Поскольку допуски поворота поверхностей задаются линейными величинами, отнесенными к соответствующей длине, расчет можно вести по методике и формулам для расчета линейных размерных цепей. Следует условиться, что повороты одних плоскостей деталей приспособления относительно других направлены в одну сторону.

Замыкающим звеном размерной цепи является отклонение от параллельности γ_{Δ} . Из расчета точности изготовления приспособления следует, что минимальное отклонение от параллельности 0 , максимальное $-0,06 / 100$ мм. Следовательно, поле допуска параллельности $\delta_{\gamma_{\Delta}} = 0,06 - 0 = 0,06 / 100$ мм, а координата середины поля допуска $\Delta_{0\gamma_{\Delta}} = 0,06 / 2 = +0,03 / 100$ м.

Уравнение размерной цепи, определяющей отклонения (согласно рис. 97, а), $\gamma_{\Delta} = \gamma_1 + \gamma_2$.

Задача решается методом полной взаимозаменяемости. При этом должно соблюдаться условие: $\sum_{i=1}^{m-1} \xi_{\gamma_i} \delta_{\gamma_i} = \delta_{\gamma_{\Delta}}$ (ξ_{γ_i}

для данного случая равно $+1$).

По табл. П17 [26] экономической точности обработки устанавливаются допуски $\delta_{\gamma_1} = 0,02 / 100$ мм, $\delta_{\gamma_2} = 0,04 / 100$ мм.

Принимается координата середины поля допуска: $\Delta_{\gamma_1} = 0,01 / 100$ мм. Координата середины поля допуска второго звена определяется из уравнения

$$\Delta_{0\gamma_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \overset{\rightarrow}{\Delta_{0\gamma_i}} - \sum_{n+1}^{m-1} \overset{\leftarrow}{\Delta_{0\gamma_i}} = \Delta_{0\gamma_1} + \Delta_{0\gamma_2}.$$

Отсюда $\Delta_{0\gamma_2} = 0,03 - 0,01 = 0,02 / 100$ мм.

Правильность назначения допусков можно проверить по формулам представив значения $\Delta_{0\gamma_{\Delta}}$ и $\delta_{\gamma_{\Delta}}$ соответственно через $\Delta_{0\gamma_i}$ и δ_{γ_i} , установленные при расчете допусков:

$$\Delta_{\text{в}\gamma_{\Delta}} = \Delta_{0\gamma_{\Delta}} - \delta_{\gamma_{\Delta}} / 2 = 0,01 + 0,02 - (0,02 + 0,04) / 2 = 0;$$

$$\Delta_{\text{н}\gamma_{\Delta}} = \Delta_{0\gamma_{\Delta}} + \delta_{\gamma_{\Delta}} / 2 = 0,01 + 0,02 + (0,02 + 0,04) / 2 = 0,06 / 100 \text{ мм.}$$

Сопоставление с условиями задачи показывает, что допуски выбраны правильно ($\delta_1 = 0,02 / 100$ мм; $\delta_2 = 0,04 / 100$ мм).

Расчет точности изготовления приспособления из условия обеспечения размера заготовки $8_{-0,2}$.

1. Погрешность базирования $\varepsilon_6 = 0$, так как отсутствует отклонение фактически достигнутого положения заготовки от требуемого.

2. Погрешность закрепления $\varepsilon_3 = 0,05$ мм (из табл. П4 [26]).

3. Погрешностью установки приспособления на станке ε_y можно определить по формуле $\varepsilon_y = ms/l$. При этом принимается: длина обрабатываемой поверхности $m = 35$ мм; наибольший зазор между направляющими шпонками приспособления и Т-образным пазом станка (посадка определяется размерами паза и шпонки; размер паза $12^{+0,035}$, шпонки $-12_{-0,035}$) $s = 0,07$ мм, расстояние между шпонками $l = 105$ мм (см. рис. 97, а). После подстановки значений в формулу определяется ε_y : $\varepsilon_y = ms/l = 35 \cdot 0,07 / 105 = 0,023$ мм.

4. Погрешность от перекоса (смещения) инструмента $\varepsilon_{\text{п}} = 0$, так как в приспособлении отсутствуют направляющие элементы.

5. Погрешность от изнашивания $\varepsilon_{\text{и}} = 0,01$ мм (значение то же, что и при расчете точности изготовления приспособления для обеспечения размера заготовки $20_{-0,14}$).

6. Экономическая точность обработки для данных условий (фрезерование паза дисковой фрезой, выдерживаемый размер выступа по ширине 8 мм, точность выступа – 13-й квалитет) по табл. П10 [26] $\omega = 0,2$ мм.

7. Принимается $k_T = 12$; $k_{T_2} = 0,6$; допуск на обработку выступа по ширине $\delta_2 = 0,2$ мм.

8. После подстановки значений величин в формулу (25) определяется погрешность (точность) изготовления приспособления $\varepsilon_{\text{пр}2}$ из условий обеспечения размера заготовки $8_{-0,2}$.

Полученное значение погрешности изготовления приспособления для обеспечения размера заготовки $8_{-0,2}$ $\varepsilon_{\text{пр}2} = 0,041$ мм также соответствует длине поверхности H (35 мм), т.е. отклонение от параллельности поверхностей Γ и B приспособле-

ния в сборе должно быть в пределах 0,041 мм на длине 35 мм. В ТУ на изготовление приспособления можно привести отклонение от параллельности к длине 100 мм, тогда допуск параллельности можно принять 0,12 / 100 мм.

9. Допуски составляющих звеньев в данном примере также определяются решением размерной цепи методом полной взаимозаменяемости.

З а д а ч а . Определить допуски относительных поворотов поверхностей (осей) деталей приспособления с целью обеспечения требуемой параллельности поверхности Γ опорной пластины 4 поверхности B направляющих шпонок 5. Принимается наиболее неблагоприятный случай – поворот поверхностей (осей) вдоль пластины 4 и шпонок 5 по часовой стрелке (при виде сверху).

Задачу можно решить расчетом угловой размерной цепи β (см. рис. 97, а) по формулам расчета линейных допусков.

Из расчета приспособления на точность следует, что минимальное отклонение от параллельности – 0, максимальное – 0,12 / 100 мм. Следовательно, $\delta_{\beta_{\Delta}} = 0,12 - 0 = 0,12 / 100$ мм, а координата середины поля допуска $\Delta_{0\beta_{\Delta}} = +0,06 / 100$ мм.

Уравнение размерной цепи $\beta_{\Delta} = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3$. Здесь β_{Δ} – поворот поверхности Γ пластины 4 относительно поверхности B шпонки 5 приспособления; β_1 – поворот поверхности Γ относительно поверхности $\mathcal{Ж}$ пластины 4; β_2 – поворот поверхности $\mathcal{Ж}$ относительно оси шпоночного паза (при виде сверху вдоль паза) корпуса 1; β_3 – поворот поверхности B относительно оси направляющей части шпонки 5.

С учетом сложности достижения требуемой точности составляющих звеньев и в соответствии с экономической точностью обработки (табл. П10 [26]) можно установить допуск параллельности поверхности Γ относительно поверхности $\mathcal{Ж}$ детали 4 $\delta_{\gamma_1} = 0,02 / 100$ мм, допуск параллельности поверхности $\mathcal{Ж}$ оси паза (вдоль приспособления) детали 1 $\delta_{\gamma_2} = 0,07 / 100$ мм, допуск параллельности боковой поверхности B шпонки 5 оси направляющей части, входящей в паз корпуса 1, $\delta_{\gamma_3} = 0,03 / 100$ мм. Принимаются координаты середин полей допусков всех составляющих звеньев, кроме одного: $\Delta_{0\beta_1} = +0,01 / 100$ мм; $\Delta_{0\beta_2} = +0,035 / 100$ мм.

Координата середины поля допуска $\Delta_{0\beta_3}$ определяется из уравнения

$$\Delta_{0\beta_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \Delta_{0\beta_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{0\beta_i} = \Delta_{0\beta_1} + \Delta_{0\beta_2} + \Delta_{0\beta_3} .$$

Отсюда

$$\Delta_{0\beta_3} = \Delta_{0\beta_{\Delta}} - \Delta_{0\beta_1} - \Delta_{0\beta_2} = 0,06 - 0,01 - 0,035 = 0,015 / 100 \text{ мм.}$$

Правильность назначения допусков проверяется по формулам:

$$\Delta_{н\beta_{\Delta}} = \Delta_{0\beta_{\Delta}} - \delta_{\beta_{\Delta}} / 2 = 0,01 + 0,035 - (0,02 + 0,07 + 0,03) / 2 = 0 ;$$

$$\Delta_{в\beta_{\Delta}} = \Delta_{0\beta_{\Delta}} + \delta_{\beta_{\Delta}} / 2 = 0,01 + 0,035 + 0,015 +$$

$$+ (0,02 + 0,07 + 0,03) / 2 = 0,12 / 100 \text{ мм.}$$

Таким образом, допуски размеров деталей установлены верно. Теперь допуски параллельности можно привести к длине каждой детали.

П р и м е р 2. Определить погрешность размера 45 ± 1 мм* заготовки (поковки) фланца (рис. 98) в приспособлении, полагая, что обработка выполняется на настроенном станке, установка заготовки производится по опорным базам (без выверки). Принять, что конструкция приспособления обеспечивает постоянный контакт баз с опорами приспособления.

Расчет выполняется при конструировании приспособления. Упругими деформациями заготовки пренебречь.

Используя формулу

$$\Delta = k \sqrt{\varepsilon^2 + \Delta_n^2 + (6\sigma)^2} , \quad (27)$$

примем:

$k = 1,2$, так как по условию задачи обработка выполняется на настроенном станке;

$\varepsilon_{645} = 0,5 + 0,6 = 1,1$.

Установочная 4 и измерительная 2 базы не совмещены (рис. 98).

При неизменном положении установочной базы 4, измерительная 2 может иметь смещение (рассеяние) за счет неточности размеров 48 и 15, равное сумме допусков для этих размеров:

* В дальнейшем все размеры принимаются в миллиметрах.

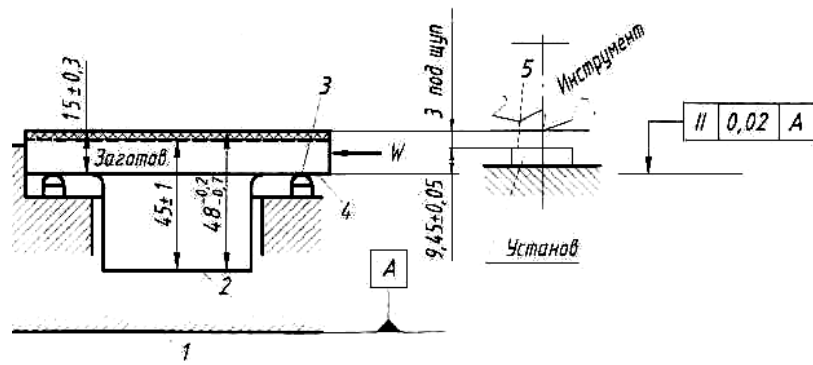


Рис. 98

$\varepsilon_{345} = 0$. Смещение измерительной базы 2 под действием силы W не происходит, так как смещение заготовки в результате смятия базовых поверхностей происходит в направлении, параллельном плоскости 2, а отрыв баз от опор отсутствует (по условию задачи);

$\Delta_{н1} = 0,1$ – допуск размера 9,45 (координата установка от плоскости 5 установка до плоскости опор 3 приспособления);

$\Delta_{н2} = 0,006$ – допуск размера 3 щупа по ГОСТ 8925–78;

$\Delta_{н3} = 0,05$ – точность, с которой может быть установлена фреза по установке и щупу;

$6\sigma = 6 \cdot 0,02 = 0,12$;

$\varepsilon_{пр} = 0,02$ не учитываем, так как в данном случае эта величина меньше $\Delta_{н1}$.

Подставляя эти данные в формулу (27), найдем:

$$\Delta_{45} = 1,2\sqrt{1,1^2 + 0,1^2 + 0,006^2 + 0,05^2 + 0,12^2} \approx 1,34.$$

Для работы без брака необходимо, чтобы $\Delta_{45} \leq \delta_{45}$, где $\delta_{45} = 2$ мм – допуск к исследуемому размеру 45.

Из сопоставления Δ_{45} и δ_{45} видим, что приспособление обеспечивает требуемую точность обработки.

Пример 3. Определить погрешность размера $180 \pm 0,15$ между осями отверстий в рычаге (рис. 99), обрабатываемом в кондукторе. Базовое отверстие в рычаге под установочный палец имеет размер $\varnothing 32H9$. Заготовка закреплена призмой 4. Допуск на эксцентricность пов. $\varnothing 14,7F8$ и $\varnothing 25g6$ втулки $l = 0,05$.

Расчет производится при конструировании приспособления; значит, абсолютные размеры приспособления неизвестны, поэтому при расчете будем исходить из отклонений, записанных на рис. 99, и относить эти отклонения к погрешностям случайного характера.

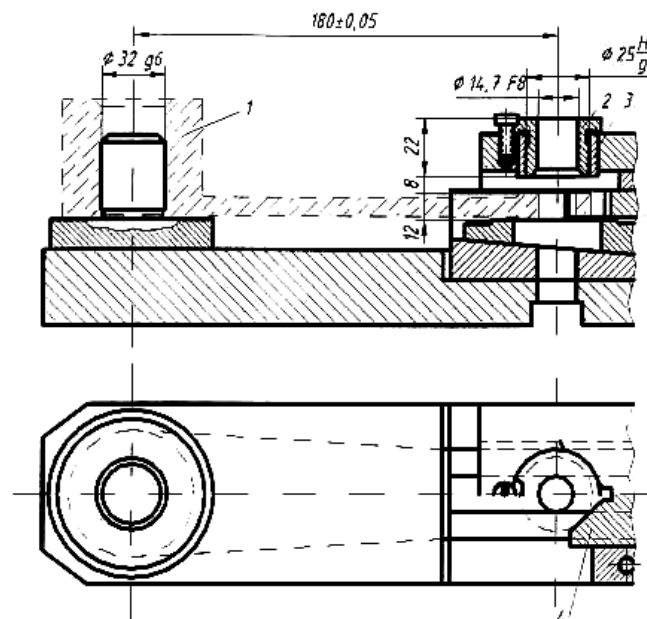


Рис. 99

Используя формулу (27), примем:

$$K = 1,2;$$

$$\varepsilon_{6180} = \frac{0,100 + 0,01}{2} \approx 0,055,$$

где 0,100 – допуск размера $\varnothing 32H9$ рычага; 0,01 – номинальный зазор в соединении $\varnothing 32 \frac{H9}{g6}$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{0,017}{2} \approx 0,009,$$

где 0,017 – допуск размера $\varnothing 32g6$ пальца приспособления.

При определении ε_6 и $\varepsilon_{\text{пр}}$ учитываем только $\frac{1}{2}$ допуска, так как смещение заготовки возможно под действием зажима только в одну сторону

$$\varepsilon_{3180} = 0,01; \quad \Delta_{н1} = 0,1,$$

где 0,1 – допуск размера 180 приспособления (рис. 99);

$$\Delta_{н2} = 0,04 + 0,027 = 0,067,$$

где 0,067 – наибольший зазор между отверстием во втулке $\varnothing 14,7F8$ и диаметром сверла (см. ГОСТ 885–64);

$$\Delta_{н3} = 0,023 + 0,022 = 0,045,$$

где 0,045 – наибольший зазор в соединении $\varnothing 25 \frac{H7}{g6}$ (рис. 99);

$$\Delta_{н4} = 2l = 0,01,$$

где $2l$ – допустимое биение поверхности $\varnothing 14,7F8$ относительно поверхности $\varnothing 25g6$ втулки 2 (по условию примера 2);

$$\Delta_{н5} = \sqrt{2} \Delta_{\text{ув}};$$

увеличение в $\sqrt{2}$ раза сделано потому, что увод возможен в обе стороны.

Здесь

$$\Delta_{\text{ув}} = \frac{S}{h} (0,5h + a + b) = \frac{0,067}{22} (11 + 8 + 12) = 0,093 ;$$

$S = \Delta_{н2}$ – наибольший зазор между инструментом и втулкой 2;

$$H = 22; \quad a = 8; \quad b = 12 \quad (\text{см. рис. 99}),$$

$$\Delta_{н5} = 0,132.$$

Следует заметить, что $\Delta_{н2}$ и $\Delta_{н5}$ получены при использовании одних и тех же величин: зазора между отверстием во втулке и сверлом. Следовательно, если учесть и $\Delta_{н2}$ и $\Delta_{н5}$, то одна и та же погрешность будет учтена два раза. Поэтому учитываем наибольшую, т.е. $\Delta_{н5}$, а $\Delta_{н2}$ не учитываем, как вошедшую в $\Delta_{н5}$.

Подставляя найденные значения в формулу (27), найдем, мкм

$$\Delta_{180} = 1,2 \sqrt{55^2 + 9^2 + 10^2 + 100^2 + 45^2 + 10^2 + 132^2} \approx 181.$$

Допуск к размеру 180 заготовки (см. условие примера)

$$\delta_{180} = 0,30 > \Delta_{180} = 0,18.$$

Из чего заключаем, что точность обработки при использовании данного приспособления, обеспечивается.

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ СПРОЕКТИРОВАННОГО ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Силовой расчет приспособления производится с целью выбора силового узла. Покажем это на примере выбора пневмокамеры приспособления (рис. 100), спроектированного для фрезерования уступа детали (рис. 101). Материал детали – сталь 45. Обработка выполняется фрезой 63 ГОСТ 9304–59 (диаметр фрезы 63 мм; число зубьев $z = 14$; передний угол $\gamma = 10^\circ$). Скорость резания при обработке $v = 50$ м/мин; подача на зуб фрезы $s = 0,025$ мм/зуб. Фрезерование попутное.

Решение. Силы резания.

$$P_z = \frac{68t^{0,86} s_z^{0,74} B_z}{D^{0,86}} = \frac{68 \cdot 36,5^{0,86} \cdot 0,025^{0,74} \cdot 5 \cdot 14}{63^{0,86}} = 176 \text{ Н,}$$

$$P_z = 176 \text{ Н, } P_H = 0,25P_z = 44 \text{ Н, } P_V = 0,95P_z = 167 \text{ Н.}$$

Коэффициент запаса k принимается $k = 1,5$.

1. Определение силы зажима для левой детали $W_{л.д.}$; схему сил см. на рис. 102, a ($l_1 = l_2 = 32,5$; $l_3 = 38,5$).

$$\sum X_i = 0 \quad W \cos \alpha - kP_H - (R_A + R_B) \cos \alpha = 0; \quad (28)$$

$$\sum Y_i = 0 \quad kP_V \leq (W + R_A + R_B + R_C) f; \quad (29)$$

$$\sum Z_i = 0 \quad R_C - W \sin \alpha - (R_A + R_B) \sin \alpha = 0; \quad (30)$$

$$\sum M_x = 0 \quad kP_V h - R_A \sin \alpha l_1 + R_B \sin \alpha l_2 - R_C l_3 = 0; \quad (31)$$

$$\sum M_y = 0 \quad kP_H h \leq (W + R_A + R_B + R_C) f \frac{d}{2}; \quad (32)$$

$$\sum M_z = 0 \quad kP_H l_3 + R_A \cos \alpha l_1 - R_B \cos \alpha l_2 = 0. \quad (33)$$

Из (28) находим

$$R_A + R_B = W - kP_H \frac{1}{\cos \alpha}. \quad (34)$$

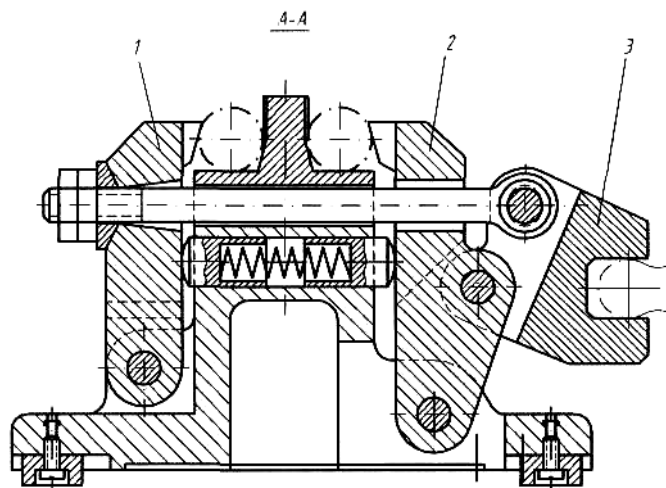
Из (30) и (34) находим

$$R_C = W \sin \alpha + (R_A + R_B) \sin \alpha = W \sin \alpha + \left(W - kP_H \frac{1}{\cos \alpha} \right) \sin \alpha = 2 W \sin \alpha - kP_H \operatorname{tg} \alpha. \quad (35)$$

Из (29) и (32) определяем значения W :

$$W_{(2)} \geq kP_V \frac{1}{f} - (R_A + R_B + R_C); \quad (36)$$

$$W_{(5)} \geq kP_H \frac{2h}{fd} - (R_A + R_B + R_C). \quad (37)$$



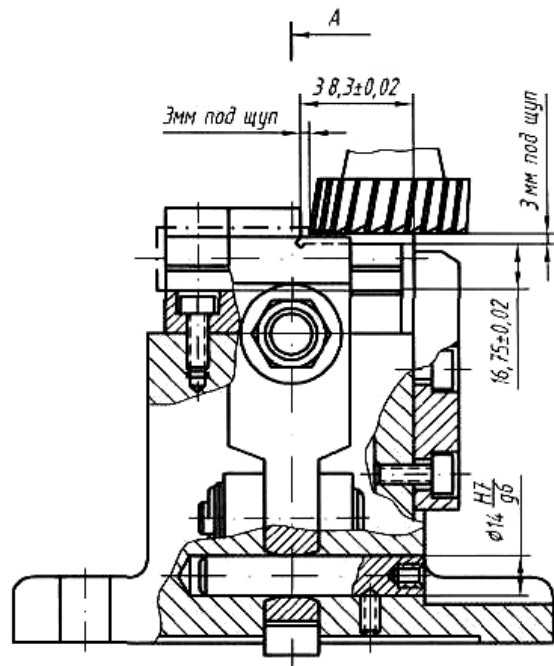


Рис. 100

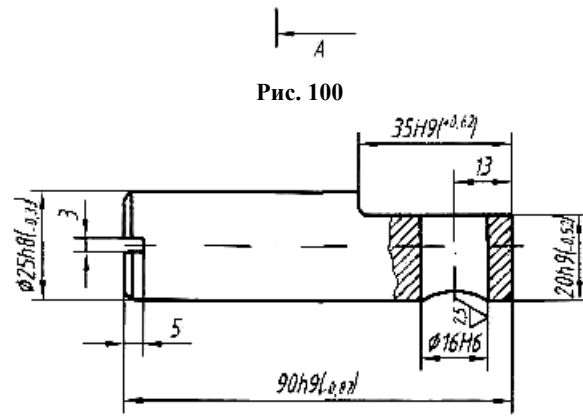


Рис. 101

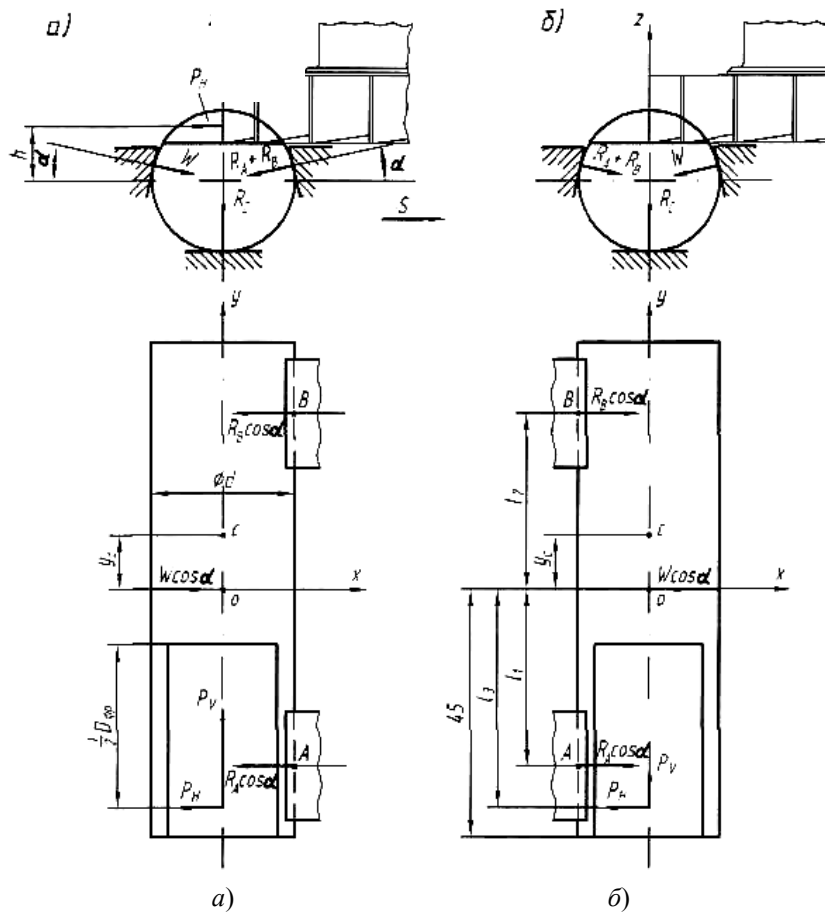


Рис. 102

Подставляя в (36) и (37) выражения реакций из (34) и (35), находим

$$W_{(2)} \geq kP_V \frac{1}{2f(1+\sin \alpha)} + kP_H \frac{1}{2\cos \alpha};$$

$$W_{(2)} \geq 1,5 \cdot 167 \frac{1}{2 \cdot 0,15(1+0,2588)} + 1,5 \cdot 44 \frac{1}{2 \cdot 0,9659} = 698 \text{ Н.}$$

$$W_{(5)} \geq kP_H \left[\frac{h}{fd(1+\sin \alpha)} + \frac{1}{2\cos \alpha} \right];$$

$$W_{(5)} \geq 1,5 \cdot 44 \left[\frac{10}{25 \cdot 0,15(1+0,2588)} + \frac{1}{2 \cdot 0,9659} \right] = 174 \text{ Н.}$$

В качестве расчетного значения силы зажима принимаем большее из найденных значений – $W_{(2)} \geq 698 \text{ Н}$. Таким образом, $W_{л.д} \geq 698 \text{ Н}$.

Величина реакций при определенном значении W находится из (28), (30), (31); из (28) и (33) – величина R_A и R_B из (30) – величина R_C . При расчетах реакции считаем сосредоточенными в точках A, B, C .

Координата y_C точки C приложения реакции R_C определяется из (31) после нахождения реакций R_A, R_B и R_C . При $W_{л.д} = 698 \text{ Н}$ будет: $R_A = 275 \text{ Н}$, $R_B = 355 \text{ Н}$, $R_C = 344 \text{ Н}$, $y_C = 9,24 \text{ мм}$.

2. Определение силы зажима для правой детали ($W_{п.д}$); схему сил см. на рис. 102, б ($l_1 = l_2 = 32,5$; $l_3 = 38,5$).

$$\sum x_i = 0 \quad -W \cos \alpha - kP_H + (R_A + R_B) \cos \alpha = 0; \quad (38)$$

$$\sum y_i = 0 \quad kP_V \leq (W + R_A + R_B + R_C)f; \quad (39)$$

$$\sum z_i = 0 \quad R_C - W \sin \alpha - (R_A + R_B) \sin \alpha = 0; \quad (40)$$

$$\sum M_x = 0 \quad kP_V h - R_A \sin \alpha l_1 + R_B \sin \alpha l_2 - R_C y_C = 0; \quad (41)$$

$$\sum M_y = 0 \quad kP_H h \leq (W + R_A + R_B + R_C)f \frac{d}{2}; \quad (42)$$

$$\sum M_z = 0 \quad kP_H l_3 - R_A \cos \alpha l_1 + R_B \cos \alpha l_2 = 0. \quad (43)$$

Из (38) находим

$$R_A + R_B = W + kP_H \frac{1}{\cos \alpha}. \quad (44)$$

Из (40) и (44) находим

$$R_C = W \sin \alpha + (R_A + R_B) \sin \alpha = W \sin \alpha + \left(W + kP_H \frac{1}{\cos \alpha} \right) \sin \alpha = 2 W \sin \alpha + kP_H \operatorname{tg} \alpha. \quad (45)$$

Из (39) и (42) определяем значения W :

$$W_{(2)} \geq kP_v \frac{1}{f} - (R_A + R_B + R_C); \quad (46)$$

$$W_{(5)} \geq kP_H \frac{2h}{fd} - (R_A + R_B + R_C). \quad (47)$$

Подставляя выражения реакций из (44) и (45), находим:

$$W_{(2)} \geq kP_v \frac{1}{2f(1 + \sin \alpha)} - kP_H \frac{1}{2 \cos \alpha};$$

$$W_{(2)} \geq 1,5 \cdot 167 \frac{1}{2 \cdot 0,15(1 + 0,2588)} - 1,5 \cdot 44 \frac{1}{2 \cdot 0,9659} = 629 \text{ Н};$$

$$W_{(5)} \geq kP_H \left[\frac{h}{fd(1 + \sin \alpha)} - \frac{1}{2 \cos \alpha} \right];$$

$$W_{(5)} \geq 1,5 \cdot 44 \left[\frac{10}{25 \cdot 0,15(1 + 0,2588)} - \frac{1}{2 \cdot 0,9659} \right] = 106 \text{ Н}.$$

Принимаем $W_{\text{п.д}} = W_{(2)} \geq 629 \text{ Н}$.

Величина $W_{\text{п.д}}$ получилась несколько меньше величины $W_{\text{л.д}}$. Это объясняется тем, что при зажиме правой детали направления сил P_H и W_H (горизонтальной составляющей силы зажима) совпадают.

3. Определение потребной величины исходной силы Q на рычаге пневмокамеры (схему сил см. на рис. 103), $l_1 = 102$; $l_2 = 68,5$; $l_3 = 122$; $l_4 = 52,5$; $l_5 = 19$; $L_1 = 35$; $L_2 = 64$. Из условия равновесия рычагов 1, 2, 3:

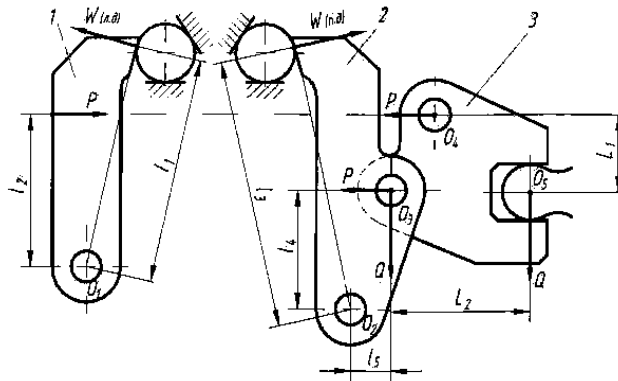


Рис. 103

Из условия равновесия рычагов 1, 2, 3:

$$-W_{\text{л.д}} l_1 + P l_2 = 0 (\sum M_{O1}); \quad (48)$$

$$W_{\text{п.д}} l_3 + Q l_5 - P l_4 = 0 (\sum M_{O2}); \quad (49)$$

$$-P L_1 + Q L_2 = 0 (\sum M_{O3}), \quad (50)$$

находим из (48) и (49):

$$Q_1 = W_{\text{п.д}} \frac{l_1 L_1}{l_2 L_2};$$

$$Q_{(1)} = 698 \frac{102 \cdot 35}{68,5 \cdot 64} = 568 \text{ Н},$$

из (49) и (50) находим

$$Q_2 = W_{\text{п.д}} \frac{l_3}{l_4} \frac{1}{\left(\frac{L_2 - l_5}{L_1 - l_4} \right)};$$

$$Q_{(2)} = 629 \frac{122}{52,5} \frac{1}{\left(\frac{64}{35} - \frac{19}{52,5}\right)} = 997 \text{ Н};$$

$$Q_{(2)} > Q_{(1)}.$$

Таким образом, необходимое усилие на рычаге пневмо-камеры должно быть $Q \geq 997 \text{ Н}$.

ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ В КУРСОВОМ И ДИПЛОМНОМ ПРОЕКТАХ

Общая часть. Задание: спроектировать приспособление к специальному двухшпиндельному станку для одновременного сверления отверстий $\varnothing 6$ и $\varnothing 10,5$ в вале ступенчатом по чертежу (рис. 104). Остальные поверхности вала обработаны в размеры по чертежу.

Исходные данные: годовой объем выпуска деталей $N = 120\,000$ шт. Производство крупносерийное. Работа односменная. Принятый режим сверления отверстий: а) $\varnothing 6$; $s_{01} = 0,18$ мм/об; $n_1 = 540$ об/мин (при этом $v_1 = 10$ м/мин; $s_{M1} = 97$ мм/мин; $P_1 = 1130$ Н, $M_1 = 3450$ Н·м); б) $\varnothing 10,5$; $s_{02} = 0,3$ мм/об; $n_2 = 310$ об/мин (при этом $v_2 = 10,2$ м/мин; $s_{M2} = 93$ мм/мин; $P_2 = 3070$ Н; $M_2 = 1460$ Н·м).

Расчетное основное (технологическое) время сверления $t_0 = 0,45$ мин, масса детали ~ 1 кг. Материал детали – сталь 20Х ($\sigma_b = 750$ МПа, HB180). Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых – по H14, охватываемых – по h14, других $\pm IT14/2$; отклонения от соосности поверхностей А, В и В не более 0,1 мм.

Принятие решений. Анализ обрабатываемой заготовки, выбор элементов приспособления и схемы установки. Из рассмотрения чертежа детали (рис. 104) следует, что обрабатываемые отверстия $\varnothing 6$ и $\varnothing 10,5$ выполняются по 14-му качеству точности (H14). Точность диаметральных размеров обеспечивается инструментами (сверлами), точность положения осей отверстий $\varnothing 6$ и $\varnothing 10,5$ относительно осей цилиндрических поверхностей А и В и торца Г – базированием заготовки и точностью положения направляющих элементов для сверл относительно установочных элементов приспособления. Точность положения отверстия $\varnothing 10,5$ относительно отверстия $\varnothing 8$ (поверхность Д) должна обеспечиваться базированием и относительным положением установочного элемента, базирующего заготовку по поверхности Д, и направляющего элемента инструмента (сверла).

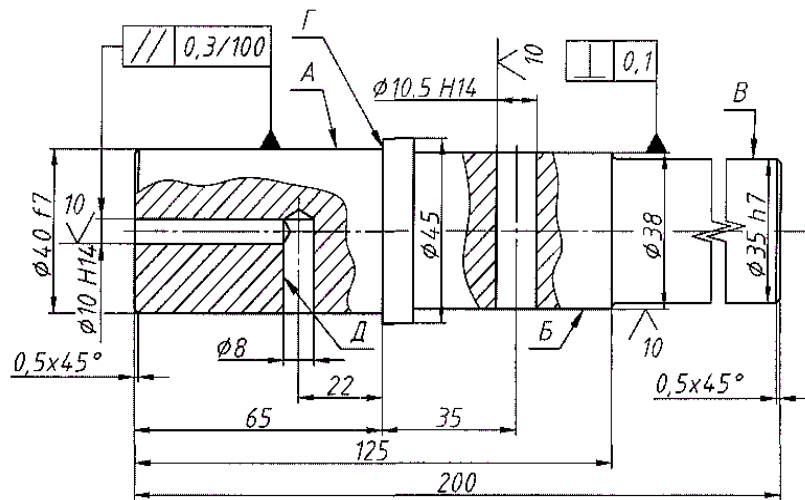


Рис. 104. Чертеж вала ступенчатого

Из анализа заготовки видно, что для установки ее в приспособление за базы следует принять поверхности А, В, Г и Д. В качестве установочных элементов для базирования заготовки целесообразно использовать: а) две призмы – базирование по цилиндрическим поверхностям А и В; б) торец призмы, в которую вал устанавливается цилиндрической поверхностью А, – базирование в осевом направлении по торцу буртика вала (поверхность Г); в) плавающий конический срезанный ромбический палец-фиксатор – базирование по поверхности Д отверстия $\varnothing 8$.

Для уменьшения числа зажимных элементов целесообразно зажимать заготовку по верху поверхности В одним вилкообразным прихватом (рычагом). В качестве направляющих элементов для сверл принимаются кондукторные втулки.

Схема базирования, закрепления и обработки заготовки (рис. 105). Заготовка 9 размещается в призмах 1 и 2 с упором поверхностью Г бурта в торец призмы 2. Плавающий конический палец 3 под действием пружины входит в отверстие $\varnothing 8$ и исключает поворот заготовки 9 относительно оси. Для направления сверла 4 служит горизонтальная кондукторная втулка 5 (6F7), сверла 6 – вертикальная втулка 7 (10,5P7). В качестве зажимного элемента использован вилкообразный прихват 8.

Схема приспособления. В соответствии с заданием принимается схема одноместного однопозиционного приспособления.

Конструкция зажимного устройства выбирается из соотношения такта выпуска T_b и штучного времени на обработку. Такт выпуска при годовом объеме выпуска $N = 120\,000$ шт. и действительном годовом фонде времени работы станка в одну смену $F_d = 2014$ ч.

$$T_b = 60F_d / N = 60 \cdot 2014 / 120\,000 \approx 1 \text{ мин.}$$

Коэффициент загрузки оборудования в крупносерийном и массовом производствах рекомендуется принимать в пределах $k_3 = 0,65 \dots 0,75$.

Штучное время при использовании на данной операции одного станка можно определить из формулы коэффициента, загрузки: $k_3 = t_{шт} / t_b$. Отсюда $t_{шт} = k_3 T_b = 0,75 \cdot 1 = 0,75$ мин.

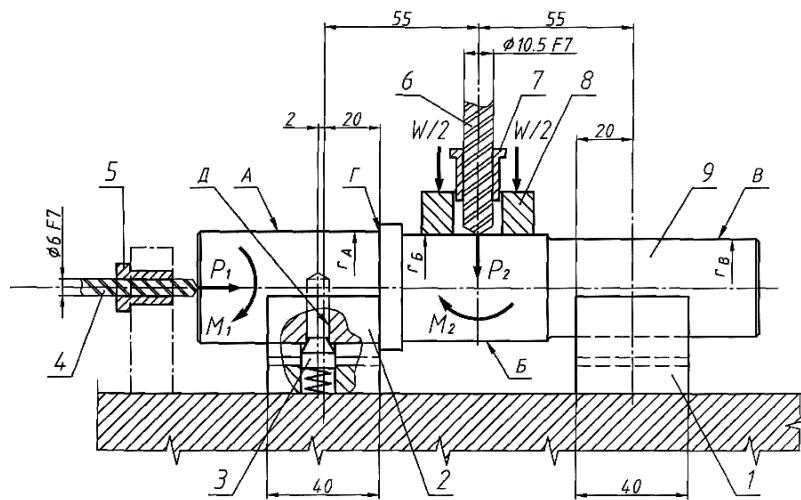


Рис. 105. Схема базирования, закрепления и обработки заготовки

В свою очередь штучное время в проектных расчетах можно определять по формуле

$$t_{шт} = (t_o + t_b)(1 + a / 100),$$

где t_o – основное технологическое время (в соответствии с условиями $t_o = 0,45$ мин); t_b – вспомогательное время, мин; a – коэффициент, учитывающий потери времени, на техническое и организационное обслуживание и регламентированные пере­рывы, т.е. $t_{т.о.}$, $t_{о.о}$ и $t_{п}$ ($a = 6...10$, в рассматриваемом примере принимается $a = 10\%$).

Из приведенной формулы определяется t_b : $t_b(1 + a/100) = t_{шт} - t_o(1 + a/100)$, или $t_b = (t_{шт} - 1,1t_o) / 1,1 = (0,75 - 1,1 \cdot 0,45) / 1,1 = 0,23$ мин.

Таким образом, выявлено, что фактическое значение $1 B$ не должно превышать в описанных условиях $0,23$ мин.

Принимается решение: на приспособление для обеспечения быстродействия зажима заготовки установить круглый стандартный эксцентрик – простой и дешевый в изготовлении, удобный и достаточно надежный в эксплуатации. С его помощью можно закрепить (или открепить) заготовку массой до 1 кг. Зажим – отжим осуществляется вручную поворотом рукоятки эксцентрика. Время закрепления равно $0,04$ мин, что при времени на установку и снятие $0,039$ мин [7] обеспечит вспомогательное время $t_b = 0,16$ мин. Полученное значение меньше допустимого ($t_b = 0,23$ мин). Это значит, что выбранный зажим обеспечит нужную производительность оборудования и быстродействие приспособления. При этом коэффициент загрузки станка составит $k_3 = t_{шт} / T_b = (0,45 + 0,16) 1,1 / 1 = 0,671$, что также приемлемо в условиях крупносерийного производства.

Таким образом, для обеспечения требуемой производительности станка выбрано комбинированное зажимное устройство, состоящее из двух элементарных устройств – рычажного и эксцентрикового. Корпусом приспособления может служить плита прямоугольного типа.

Выбор схемы и параметров для расчета точности. Разработка схемы приспособления (рис. 106). Первой изобража­лась в двух проекциях заготовка 11, которая в дальнейшем считалась прозрачной и не препятствующей обзору элементов приспособления. Затем вокруг заготовки вычерчивались установочные элементы – призма 10 с плавающим пальцем 9 и призма 8; зажимное устройство – прихват 7 со шпилькой и пружиной, эксцентрик 6 с осью и опорой и приводная рукоятка 5; элементы для направления инструмента – кондукторные втулки 3 и 4 с кронштейном 2, содержащим плиту для вертикальной кондукторной втулки; корпус 1 со стойкой – плитой для горизонтальной кондукторной втулки.

Выбор расчетных параметров. В соответствии с чертежом вала и требованиями к точности обработки детали (см. рис. 104) для расчета приспособления на точность изготовления можно выбрать несколько расчетных параметров:

а) с целью обеспечения размера $35 \pm 0,31$ от обрабатываемого отверстия $\phi 10,5$ до поверхности Γ целесообразно вы­брать параметр для расчета приспособления на точность изготовления в виде допуска расстояния от оси кондукторной втулки 4 (рис. 106) до опорного торца призмы 10;

б) для обеспечения заданного допуска перпендикулярности отверстия $\phi 10,5$ к оси поверхности B (см. рис. 104) в пре­делах $0,1$ мм за расчетный параметр приспособления следует принять отклонение от перпендикулярности оси рабочей (внутренней) поверхности кондукторной втулки 4 (рис. 106) к горизонтальным осям призм 8 и 10, которые в свою очередь должны быть параллельны нижней плоскости корпуса 1;

в) для обеспечения положения обрабатываемого отверстия $\phi 10,5$ относительно отверстия $\phi 8$ (см. рис. 104) за расчет­ный параметр приспособления следует выбрать допустимое отклонение угла относительного положения осей кондукторной втулки 4 (рис. 106) и плавающего конического срезанного (ромбического) пальца 9;

г) с целью обеспечения допуска смещения оси отверстия $\phi 10,5$ от оси цилиндрической поверхности B (см. рис. 104), значение которого $0,215$ мм (указано в ТУ на детали), за параметр для расчета приспособления на точность изготовления целесообразно выбрать допуск смещения оси кондукторной втулки 4 (рис. 106) от общей оси призм 8 и 10 при виде сверху (сбоку со стороны торцов призм).

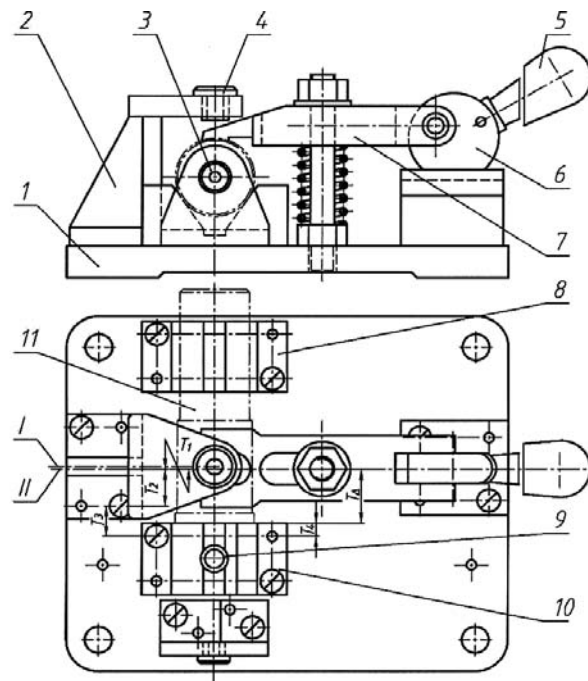


Рис. 106. Схема приспособления:

I – ось посадочная цилиндрической поверхности втулки;
II – ось рабочей поверхности (отверстия) втулки

Подобным образом можно выбрать параметр приспособления для обеспечения заданного отклонения от соосности обрабатываемого отверстия $\varnothing 6$ и поверхности *A* детали (см. рис. 104).

Расчет приспособления на точность. Ниже приведен расчет приспособления на точность по одному из описанных выше параметров – допуску расстояния от оси кондукторной втулки 4 (см. рис. 106) до опорного торца призмы 10.

При условии, что середины полей допусков межцентровых расстояний в деталях и кондукторной плите совпадают, расчет целесообразно вести по формуле: $\varepsilon_{\text{пр}} = \delta - (\sum s + \sum e + \sum \varepsilon_n)$, определяя все расчетные факторы. Допуск обработки заготовки (размер 35 мм) из условий чертежа детали $\delta = 0,62$ мм ($\pm 0,31$).

В соответствии с принятой схемой (см. рис. 106) в конструкции приспособления предусмотрена одна вертикальная кондукторная втулка 4, которая впрессовывается непосредственно в отверстие плиты кронштейна 2. Поэтому имеется только один односторонний максимальный зазор s_1 между сверлом и кондукторной втулкой, который складывается из максимального зазора посадки (посадка между сверлом и втулкой F7/h7) и зазора изнашивания втулки. Максимальный зазор посадки складывается из предельных значений допусков размеров отверстия втулки (+ 0,034 мм) и сверла (– 0,018 мм). Допуск износа принимается (+ 0,062 мм) [3, табл. 175]. Тогда $\sum S = s_1 = 0,5 (0,034 + 0,018 + 0,062) = 0,057$ мм.

В связи с наличием одной кондукторной втулки в расчете следует учитывать только один эксцентриситет ν). В соответствии с вышеприведенными рекомендациями $\sum e = e_1 = 0,005$ мм.

Для одной вертикальной кондукторной втулки будет иметь место одна погрешность от перекоса сверла $\sum n_1$, которая рассчитывается по формуле: $\sum \varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_{\text{пр}1} = 2s_1 m / l = 2 - 0,057 - 10,5 / 20 = 0,06$ мм. Здесь $s_1 = 0,057$ мм; $m = d = 10,5$ мм; длина кондукторной втулки $\varnothing 10,5$ по ГОСТ 18430–73 $l = 20$ мм.

Все найденные значения факторов подставляются в формулу, и вычисляется значение $\varepsilon_{\text{пр}}$: $\varepsilon_{\text{пр}} = 0,31 - h(0,057 + 0,005 + 0,06) = 0,188$ мм.

Таким образом, допуск изготовления приспособления по размеру 35 мм равен $\pm 0,188$ мм.

Определение допусков размеров деталей осуществляется решением прямой задачи при расчете нанесенной на рис. 106, размерной цепи *T*. Замыкающим звеном является размер T_{Δ} с допуском $\delta_{T_{\Delta}} = \pm 0,188$ мм, связывающий ось кондукторной втулки 4 и торец призмы 10. Размер T_1 связывает оси внутренней рабочей и наружной посадочной цилиндрических поверхностей втулки 4. Размер T_2 соединяет оси отверстий под втулку 4 и под штифт кронштейна 2. Размер T_3 связывает оси отверстий под штифты корпуса 1, определяющих положения кронштейна 2 и призмы 10; размер T_4 – ось отверстия под штифт и рабочий торец призмы 10.

З а д а ч а . Обеспечить размер $(35 \pm 0,188)$ мм методом полной взаимозаменяемости.

Из расчета приспособления на точность следует, что минимальный размер $T_{\Delta_{\text{min}}} = 34,812$ мм; максимальный $T_{\Delta_{\text{max}}} = 35,188$ мм. Следовательно, поле допуска размера T_{Δ} будет $\delta_{T_{\Delta}} = T_{\Delta_{\text{max}}} - T_{\Delta_{\text{min}}} = 0,376$ мм, а координата середины поля допуска: $\Delta_{0T_{\Delta}} = 0,376 / 2 = 0,188$ мм.

Уравнение размерной цепи в соответствии с рис. 106 имеет вид $T_{\Delta} = \bar{T}_1 + \bar{T}_2 + \bar{T}_3 - \bar{T}_4$ (отклонение от соосности T_1 изменяется от 0 до допустимого значения, т.е. $T_1 = 0$; принимается $T_2 = 22$ мм и $T_3 = 25$ мм).

Из приведенного выше уравнения определяется T_4 : $T_4 = T_1 + T_2 + T_3 - T_{\Delta} = 0 + 22 + 25 - 35 = 12$ мм.

С учетом степени сложности достижения требуемой точности составляющих звеньев и рекомендаций по экономической точности обработки можно установить: $\delta_{T_1} = 0,01$ мм, так как отклонение от соосности кондукторных втулок рекомендуется принимать $\pm 0,005$ мм; $\delta_{T_2} = 0,146$ мм; $\delta_{T_3} = 0,120$ мм; $\delta_{T_4} = 0,1$ мм. Принимаются координаты середин полей допусков: $\Delta_{oT_1} = +0,005$ мм; $\Delta_{oT_2} = +0,073$ мм; $\Delta_{oT_3} = +0,06$ мм.

Координата середины поля допуска четвертого звена находится из уравнения:

$$\begin{aligned} \Delta_{oT_{\Delta}} &= \sum_{i=1}^n \Delta_{oTi} - \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{oTi} = \Delta_{oT_1} + \Delta_{oT_2} + \Delta_{oT_3} - \Delta_{oT_4} \Delta_{oT_4} = \\ &= \Delta_{oT_1} + \Delta_{oT_2} + \Delta_{oT_3} - \Delta_{oT_{\Delta}} = \\ &= 0,005 + 0,073 + 0,06 - 0,188 = -0,05 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Правильность назначения допусков следует проверить по формулам:

$$\begin{aligned} \Delta_{нT_{\Delta}} &= \Delta_{oT_{\Delta}} - \delta_{T_{\Delta}} / 2 = \\ &= 0,005 + 0,073 + 0,06 + 0,05 - (0,01 + 0,146 + 0,12 + 0,1) / 2 = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta_{вT_{\Delta}} &= \Delta_{oT_{\Delta}} + \delta_{T_{\Delta}} / 2 = \\ &= 0,005 + 0,073 + 0,06 + 0,05 + (0,01 + 0,146 + 0,12 + 0,1) / 2 = 0,376 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Таким образом, допуски установлены правильно. При симметричном расположении полей $\delta_{T_1} = \pm 0,005$; $\delta_{T_2} = \pm 0,073$; $\delta_{T_3} = \pm 0,06$; $\delta_{T_4} = \pm 0,05$;

С учетом рекомендаций (при сверлении стальных деталей при длине сверления 10 м износ кондукторных втулок составляет 4 мкм). Допустимый износ кондукторных втулок равен 62 мкм, длина сверления на одной заготовке 38 мм, количество просверленных деталей до выхода втулки из строя 3600 шт., что практически неприемлемо. Поэтому принято решение растачивать отверстия под кондукторную втулку 4 (см. рис. 106) в кронштейне 2 на координатно-расточном станке в сборе с корпусом 1 и призмой 10 с непосредственным выдерживанием размера от опорной поверхности призмы 10 до оси отверстия под втулку 4. В соответствии с рекомендациями, допуск расстояния от призмы 10 до втулки 4 с учетом эксцентриситета последней принимается $\pm 0,03$, т.е. на приспособлении задается размер $35 \pm 0,03$. Тогда допуск на износа можно увеличить от 62 до 380 мкм, что обеспечит сверление 25 тыс. заготовок до полного изнашивания втулки.

Подобные ужесточения следует применить в отношении горизонтальной кондукторной втулки 3 (см. рис. 106). С учетом равномерного сверления всех деталей годового объема выпуска ($N = 120\,000$ шт.) в ТУ на приспособление следует заложить два требования: 1) растачивать отверстия под кондукторные втулки на приспособлении в сборе; 2) контроль точности приспособления по обеспечению положения обрабатываемых отверстий на заготовке производить через каждые 2,5 месяца эксплуатации.

Силовой расчет приспособления. Потребная сила зажима заготовки определяется из условия равновесия заготовки с учетом коэффициента запаса k . В рассматриваемом случае осевая сила P_2 и момент резания M_2 (см. рис. 105) уравновешивается реакциями призм и прихвата. Смещению заготовки от действия осевой силы P_1 и момента M_1 будут противодействовать силы трения, создаваемые силами зажима W (рис. 107). Условия равновесия заготовки с учетом коэффициента k можно выразить уравнениями:

$$\begin{aligned} kP_1 &= F_1 + F_2' + F_3'', \\ kM_1 &= F_1 r_B + F_2' r_A + F_3'' r_B, \\ (R_2'' = R_2'' = R_2 = R_1 / 2; \quad R_2''' &= R_2 / (2 \sin(\alpha / 2)), \end{aligned}$$

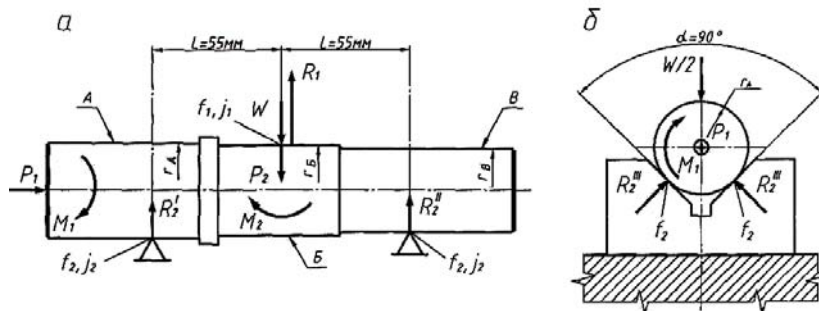


Рис. 107. Схема для расчета потребной силы зажима W :
а – вид заготовки спереди; б – вид слева

где k – коэффициент запаса, в соответствии с рекомендациями гл. 4 (см. расчет сил зажима) $k = k_0 k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 = 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 2,15$; F_1 – сила трения между поверхностью B радиусом r_B (см. рис. 107) заготовки и поверхности прихвата, $F_1 = R_1 f_1$ (здесь R_1 – реакция заготовки на зажимной элемент; f_1 – коэффициент трения в контакте заготовки с зажимным элементом); F_2' , F_2'' – силы трения соответственно между поверхностями A радиусом r_A и B радиусом r_B и гранями призмы. Из условия симметричности схемы закрепления заготовки относительно W и P_2 реакции R_2 призмы и реакции R_2''' граней каждой призмы равны, т.е.

$$F_2' = F_2'' = F_2 = 2 \frac{R_2 f_2}{2 \sin(\alpha/2)} = R_2 f_{\text{пр}},$$

где f_2 – коэффициент трения в контакте заготовки с установочными элементами (гранями призмы), принимается $f_1 = f_2 = f = 0,16$; α – угол призмы, $\alpha = 90^\circ$; $f_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент трения, $f_{\text{пр}} = f_2 / \sin(\alpha/2) = 0,16 / \sin 45^\circ = 0,226$.

Зажимное устройство следует отнести к первой группе, так как в нем предусмотрен самоцентрирующийся механизм (эксцентриковый). Поэтому в расчете нужно указывать упругие характеристики систем зажимного и установочных элементов.

Тогда

$$R_1 = W - P_2 [j_1 / (j_1 + j_2)];$$

$$2R_2 = W + P_2 [j_2 / (j_1 + j_2)],$$

где j_1 , j_2 – жесткости систем соответственно зажимного и установочных элементов.

По рекомендациям принимается $j_1 / (j_1 + j_2) = 0,35$; $j_2 / (j_1 + j_2) = 0,65$.

После подстановки приведенных выше значений уравнения равновесия примут вид

$$kP_1 = \left[W' - P_2 \frac{j_1}{j_1 + j_2} \right] + f_{\text{пр}} \left[W' + P_2 \frac{j_2}{j_1 + j_2} \right];$$

$$kM_1 = f r_B \left[W'' - P_2 \frac{j_1}{j_1 + j_2} \right] + f_{\text{пр}} \left[\frac{r_A + r_B}{2} \right] \left[W'' + P_2 \frac{j_2}{j_1 + j_2} \right].$$

Решением этих уравнений относительно W' и W'' и подстановкой цифровых значений (из исходных данных чертежа детали $P_1 = 1130$ Н; $P_2 = 3070$ Н; $M_1 = 3450$ Н·м; $r_A = 20$ мм; $r_B = 19$ мм; $r = 17,5$ мм) определяется необходимая сила зажима W

$$W' = \left[kP_1 + f P_2 \frac{j_1}{j_1 + j_2} - f_{\text{пр}} P_2 \frac{j_1}{j_1 + j_2} \right] / (f + f_{\text{пр}}) =$$

$$= \frac{2,15 \cdot 1130 + 0,16 \cdot 3070 \cdot 0,35 - 0,226 \cdot 3070 \cdot 0,65}{0,16 + 0,226} = 5571 \text{ Н.}$$

$$W'' = \left[kM_1 + f r_B P_2 \frac{j_1}{j_1 + j_2} - f_{\text{пр}} \left[\frac{r_A + r_B}{2} \right] P_2 \frac{j_1}{j_1 + j_2} \right] / \left[f + f_{\text{пр}} \left[\frac{r_A + r_B}{2} \right] \right] =$$

$$= \frac{2,15 \cdot 3,450 + 0,16 \cdot 19 \cdot 3070 \cdot 0,35 - 0,226 \frac{20 + 17,5}{2} 3070 \cdot 0,65}{0,16 \cdot 19 + 0,226(20 + 17,5)/2} = 306 \text{ Н.}$$

Для дальнейших расчетов принимается наибольшее значение W' и W'' , т.е. $W = 5571$ Н.

Схема зажимного устройства показана на рис. 108. Из нее следует, что конструктивно выбран рычажный зажим, имеющий прихват (рычаг) с одинаковыми плечами l_1 . Размеры сечения прихвата (изготовлен из стали 45) можно определить из формулы:

$$\sigma_{\text{из}} = M_{\text{из}} / Z = 6Wl_1 / (b_{\text{п}} h_{\text{п}}^2),$$

где $\sigma_{\text{из}}$ – напряжение при изгибе. Допускаемое напряжение для стали 45 после нормализации [$\sigma_{\text{из}}$] = 125 МПа); W – обеспечиваемая сила зажима ($W = 5571$ Н); l_1 – плечи рычага (принимается длина рычага 125 мм; $l_1 = 60$ мм); $b_{\text{п}}$ – ширина (без паза) опасного сечения прихвата, мм; $h_{\text{п}}$ – высота сечения прихвата (принимается $h_{\text{п}} = 25$ мм); Z – момент сопротивления сечения прихвата: $Z = b_{\text{п}} h_{\text{п}}^2 / 6$, мм³.

Путем приравнивания $\sigma_{из} = [\sigma_{из}]$ и решения приведенного уравнения определяется ширина сечения

$$b_{п} = \frac{6Wl_1}{[\sigma_{из}]h_{п}^2} = \frac{6 \cdot 5571 \cdot 60}{125 \cdot 25^2} = 25,67 \text{ мм.}$$

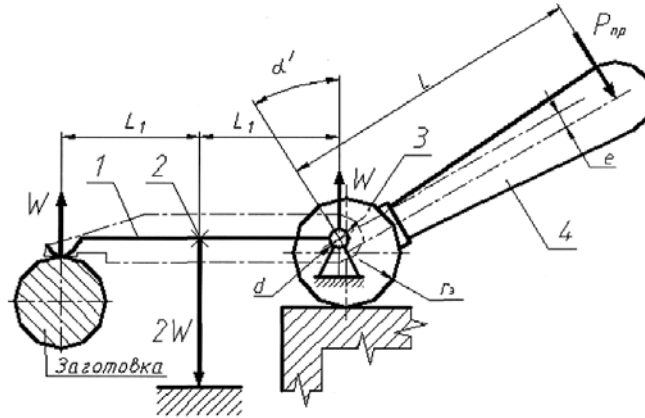


Рис. 108. Схема для расчета зажимного устройства с приводом:
1 - прихват; 2 - шпилька; 3 - эксцентрик; 4 - рукоятка

По выявленным данным выбирается прихват передвижной шарнирный по ГОСТ 9058-69 из стали 45 с размерами: длина $l_{п} = 125$ мм; ширина $B_{п} = 50$ мм; $h_{п} = 25$ мм и площадь опасного сечения $b_{п}h_{п} = 30 \cdot 25 \text{ мм}^2$. Прихват дорабатывается с целью получения рабочего зажимного элемента в виде вилки.

Затем в соответствии с рекомендациями осуществляется расчет эксцентрикового зажима. Принят круглый эксцентрик.

Для расчета эксцентриситета e принимаются следующие значения величин: зазор $s_1 = 0,3$ мм; допуск размера заготовки δ в данном случае будет представлять собой величину колебания по высоте положения линии контакта заготовки с прихватом, состоящую из половины допуска размера $\varnothing 38$ ($0,5 \cdot 0,62 = 0,31$ мм) и просадки оси заготовки в призмах $0,5 \delta_1 (\sin(\alpha/2)) = 0,5 \cdot 0,025 / \sin 45^\circ = 0,017$ мм; здесь δ_1 - допуск размеров $\varnothing 40f7$ и $\varnothing 35h7$; α - угол призмы, $\alpha = 90^\circ$, т.е. $\delta = 0,31 + 0,017 = 0,327$ мм; $W = 5571$ Н; жесткость системы зажима заготовки в приспособлении $j_1 = 12\,000$ Н/мм; угол поворота эксцентрика из условий удобства зажима $\alpha_3 = 123^\circ$, тогда $\alpha' = 180^\circ - \alpha_3 = 57^\circ$ ($\cos \alpha_3 = \cos \alpha' = \cos 57^\circ$).

Расчет осуществляется по формуле

$$e = \frac{s_1 + \delta + W/j_1}{1 - \cos \alpha_3} = \frac{0,3 + 0,327 + 5571/12000}{1 - \cos 57^\circ} = 2,4 \text{ мм.}$$

Принимается $e = 2,5$ мм.

Радиус цапфы $r = d/2$ эксцентрика при ширине цапфы $b_3 = 18$ мм и значении $[\sigma_{см}] = 25$ МПа определяется по формуле

$$r = \frac{W}{2b_3[\sigma_{см}]} = \frac{5571}{2 \cdot 18 \cdot 25} = 6,19 \text{ мм.}$$

Устанавливается $r = d/2 = 6,5$ мм.

Диаметр эксцентрика можно определить по зависимости $D_3 = 18e = 18 \cdot 2,5 = 45$ мм. Более точно радиус эксцентрика r_3 (при $p = r_3 f' = 6,5 \cdot 0,12 = 0,78$ мм; $\varphi = 6^\circ$) можно рассчитать по формуле

$$r_3 = \frac{e - \rho}{\sin \varphi} = \frac{2,5 - 0,78}{\sin 6^\circ} = 16,5 \text{ мм.}$$

Принимается $D_3 = 2r_3 = 50$ мм. При этом условие самоторможения будет также обеспечиваться. Ширина эксцентрика B_3 (при $W = 5571$ Н $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $r_3 = 25$ мм; для стали 20 после цементации и закалки $\sigma_T = 350$ МПа, $[\sigma] = 2\sigma_T = 700$ МПа) определяется по формуле

$$B_3 = 0,172 \frac{WE}{r_3[\sigma]^2} = 0,172 \frac{5571 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{25 \cdot 700^2} = 16,4 \text{ мм.}$$

Устанавливается $B_3 = b_3 = 18$ мм.

В соответствии с ГОСТ 9061-68 выбирается эксцентрик круглый 18×50 из стали 20; с эксцентриситетом $e = 2,5$ мм; шириной $B_3 = b_3 = 18$ мм; диаметром $D_3 = 50$ мм и диаметром цапфы $d = 13$ мм.

Затем решается вопрос о приводе эксцентрика для обеспечения потребной силы зажима W . Устанавливается угол $\alpha' = 53^\circ$, $\varphi = 6^\circ$; сила, которую рабочий может прикладывать к рукоятке, $P_{пр} = 150$ Н.

Из уравнения определяется длина рукоятки

$$L = We / P_{\text{пр}} [1 + \sin(\alpha' + \varphi)] = 5571 \cdot 2,5 / 150 [1 + \sin(53^\circ + 6^\circ)] = 172,4 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8923–69 выбирается рукоятка 7061–0077 (исполнение I) общей длиной 175,5 мм, диаметром 16 мм и диаметром хвостовика $\varnothing 12\text{г6}$.

Расчет на прочность. Наиболее нагруженным элементом приспособления можно считать шпильку, которая является опорой прихвата (рычага) и на которую действует растягивающая сила, равная $2W$ (см. рис. 108). Шпилька работает на растяжение. Ее опасным сечением является внутренний диаметр резьбы d' , который в соответствии с рекомендациями определяется по формуле

$$d' = C \sqrt{2W / [\sigma_p]},$$

где C – коэффициент (для метрических резьб $C = 1,4$); $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении (для улучшенной стали 45 при пульсирующей нагрузке $[\sigma_p] = 155 \text{ МПа}$).

После подстановки значений в формулу определяется внутренний диаметр резьбы

$$d' = 1,4 \sqrt{2 \cdot 5571 / 155} = 11,87 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2204.1–76 принимается шпилька М16 \times 120-7Н из улучшенной стали 45 с внутренним диаметром резьбы $d' = 13,835 \text{ мм}$.

Расчет экономической эффективности применения приспособления. Создаваемое приспособление (вариант 2) призвано заменить применяемое (вариант 1) подобной конструкции.

В первом варианте имелись два прихвата, которые обеспечивали зажим заготовки по двум шейкам ($\varnothing 40$ и $\varnothing 35$) и приводились в действие двумя винтовыми устройствами. При этом штучное время обработки каждой заготовки составляло $t_{\text{шт1}} = 1,008 \text{ мин} = 0,018 \text{ ч}$ ($t_{\text{шт2}} = 0,671 \text{ мин} = 0,0116 \text{ ч}$). Часовая ставка рабочего первого разряда $S_1 = 0,418 \text{ р.}$ (повременная оплата труда); разряд работы – третий, т.е. разрядный коэффициент $m_3 = 1,203$. Старое приспособление состояло из 23 деталей; новое состоит из 27 деталей, т.е. $z_{\text{п1}} = 23$, $z_{\text{п2}} = 27$. Для старого приспособления $c_{\text{п1}} = 3 \text{ р.}$ для нового $c_{\text{п2}} = 4 \text{ р.}$ Для обоих приспособлений срок службы принимается равным двум годам, т.е. $i_c = 2$. Процент цеховых накладных расходов принимается $z = 215$; коэффициент проектирования $q_{\text{п}} = 0,5$; коэффициент эксплуатации $q_3 = 0,25$; годовой выпуск $N = 120 \text{ тыс. шт.}$ Расчет ведется из принятого условия, что оба приспособления надо проектировать и изготавливать.

Основная зарплата на выполнение операции в приспособлениях:

$$L_{31} = t_{\text{шт1}} s_1 m_3 = 0,018 \cdot 0,418 \cdot 1,203 = 0,0091 \text{ р.};$$

$$L_{32} = t_{\text{шт2}} s_1 m_3 = 0,116 \cdot 0,418 \cdot 1,203 = 0,0068 \text{ р.}$$

Стоимость изготовления приспособления $A_1 = z_{\text{п1}} c_{\text{п1}} = 23 \cdot 3 = 69 \text{ р.}$; $A_2 = z_{\text{п2}} c_{\text{п2}} = 27 \cdot 4 = 108 \text{ р.}$

Технологическую стоимость обработки в старом (вариант 1) и новом (вариант 2) приспособлениях можно определить по формулам:

$$c_{\text{т1}} = L_{31} \left[1 + \frac{z}{100} \right] + \frac{A_1}{N} \left[\frac{1 + q_{\text{п}}}{i_c} + q_3 \right] = 0,0091 \left[1 + \frac{215}{100} \right] + \frac{69}{120\,000} \left[\frac{1 + 0,5}{2} + 0,25 \right] = 0,0292 \text{ р.};$$

$$c_{\text{т2}} = L_{32} \left[1 + \frac{z}{100} \right] + \frac{A_2}{N} \left[\frac{1 + q_{\text{п}}}{i_c} + q_3 \right] = 0,0068 \left[1 + \frac{215}{100} \right] + \frac{108}{120\,000} \left[\frac{1 + 0,5}{2} + 0,25 \right] = 0,022 \text{ р.}$$

Годовой объем выпуска деталей N' , при котором оба сопоставляемых варианта приспособления будут в экономическом отношении равноценны, определяются по выражению:

$$N = \frac{(A_2 - A_1) [(1 + q_{\text{п}}) / (i_c + q_3)]}{(L_{31} - L_{32}) (1 + z / 100)},$$

где A_1, A_2 – себестоимость старого и нового приспособления; $q_{\text{п}}, q_3$ – доля затрат на проектирование и изготовление приспособления ($q_{\text{п}} \approx 0,5$; $q_3 \approx 0,2 \dots 0,3$); i_c – срок службы приспособления; L_3 – основная заработная плата; z – процент цеховых накладных расходов.

$$N' = \frac{(108 - 69) \left[\frac{1 + 0,5}{2} + 0,25 \right]}{(0,0091 - 0,0068) (1 + 215/100)} = 5380.$$

Из расчетов следует, что выгоднее с экономической точки зрения применение второго (более дорогого, но более производительного) варианта приспособления.

Экономический эффект от применения нового приспособления в расчете на одну деталь составит

$$\mathcal{E} = c_{T_1} - c_{T_2} = 0,0292 - 0,022 = 0,0072 \text{ р.}$$

Годовой экономический эффект от применения приспособления на весь объем выпуска деталей

$$\mathcal{E}_r = \mathcal{E}_N = 0,0072 \cdot 120\,000 = 864 \text{ р.}$$

Срок окупаемости дополнительных затрат определяется по формуле

$$i_0 = (A_2 - A_1) \left[\frac{1 + q_n}{i_c} + q_s \right] / \mathcal{E}_r = (108 - 69) \left[\frac{1 + 0,5}{2} + 0,25 \right] / 864 = 0,045.$$

Таким образом, использование разрабатываемого приспособления экономически оправдано, так как экономический эффект от его применения при заданном объеме выпуска деталей составит 864 р. в год. Дополнительные затраты на создание и использование нового приспособления окупаются менее чем за один месяц его эксплуатации.

Разработка документации. *Эскизный, сборочный чертеж: приспособления* (рис. 109). В результате приведенных расчетов создается сборочный чертеж приспособления, оформленный в соответствии с изложенными выше требованиями (размеры, посадки, данные расчетов, нумерация и т.д.). Ему присвоено обозначение ДП 001.000.000СБ.

Спецификация приспособления. К разработанному приспособлению (рис. 109) в соответствии с требованиями ГОСТа и настоящего пособия составлена спецификация (рис. 110 – 112).

Технические условия (ТУ) на изготовление и эксплуатацию разработанного приспособления (ДП 001.000.000ТУ) состоят из следующих пунктов.

1. Допускается отклонение от перпендикулярности оси отверстия $\varnothing 10,5F7$ кондукторной втулки 19 к оси призм 21 и 22 – 0,02 / 100 мм.
2. Допускается отклонение от параллельности осей отверстия $\varnothing 6F7$ кондукторной втулки 16 и призм 21 и 22 – 0,05/100 мм.
3. Растачивание отверстий в кронштейне 2 и стойке 3 под кондукторные втулки 19 и 18 следует производить на приспособлении в собранном виде с допусками размеров по чертежу, уменьшенными на допуск соосности втулок ($\pm 0,005$).
4. Окончательную отладку приспособления выполнять после обработки пробных заготовок. При отладке между корпусом 1 и призмами 21 и 22 допускается ставить прокладки из медной фольги толщиной до 0,2 мм.
5. Контроль точности приспособления по обеспечению положения обработанных отверстий на заготовке следует производить через каждые 2,5 месяца эксплуатации.
6. Приспособление красить эмалью ПФ-133 фиштакхового цвета (ГОСТ 926–82) по глифталевым и фенольным грунтам методом пневмо-распыления.
7. В период хранения приспособления поверхности без лакокрасочного покрытия необходимо смазывать солидолом синтетическим марки С по ГОСТ 4366 –76 или солидолом жировым марки Ж по ГОСТ 1033–79.

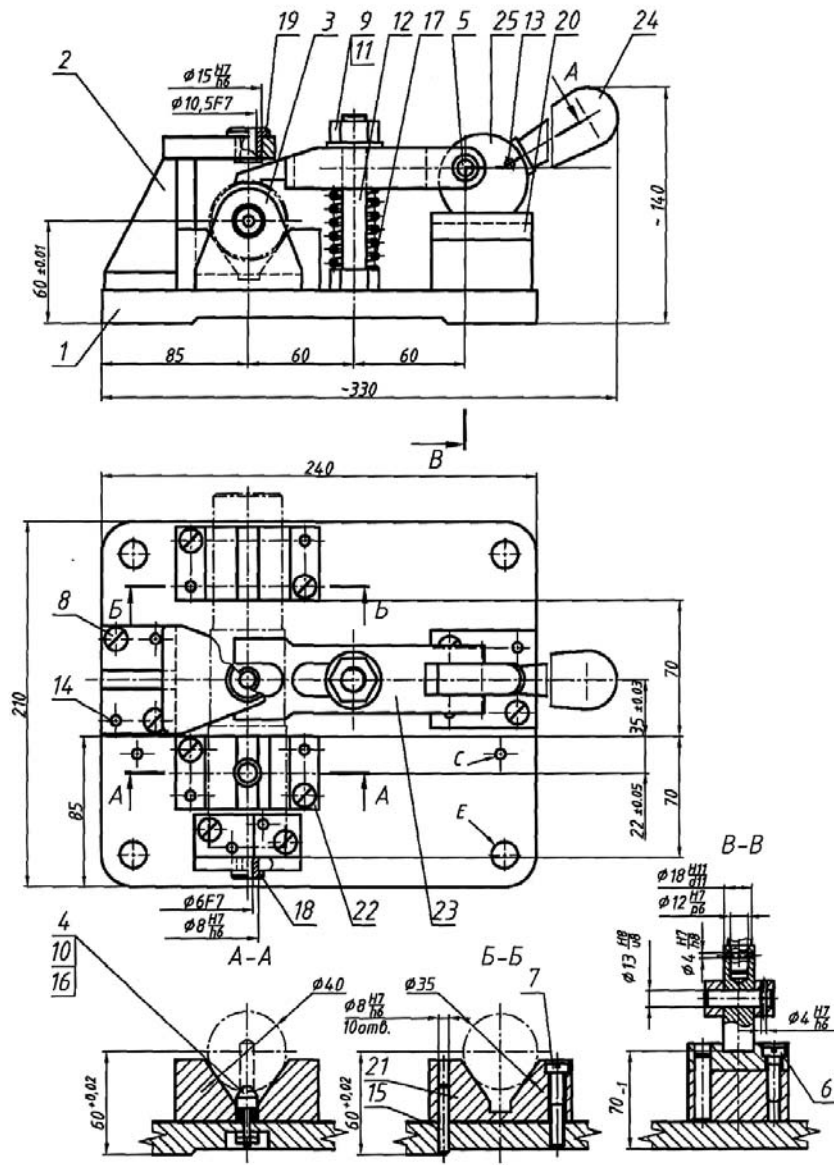


Рис. 109. Чертеж спроектированного приспособления для сверления отверстия в деталях типа валов

Формат	Экз.	Лист	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
				<u>Документация</u>		
24			ДП 001.000.000 СБ	Оборочный чертёж		
11			ДП 001.000.000 ТУ	Технические условия		
				<u>Сборочные единицы</u>		
12	1		ДП 001.001.000	Корпус	1	
11	2		ДП 001.002.000	Кронштейн	1	
				<u>Детали</u>		
11	3		ДП 001.0002.001	Кронштейн	1	Ст. 3
11	4		ДП 001.0002.002	Палец плавающий	1	Сталь 45, закалка, 49...51HRC
11	5		ДП 001.0002.003	Ось	1	Сталь 20Х, цементация, H0.8...1.2мм 59...61HRC
				<u>Стандартные изделия</u>		
	6			Винт М8х45.66.05		
				ГОСТ 1491-80	2	
	7			Винт М10х50.66.05		
				ГОСТ 1491-80	4	
	8			Винт М10х28.66.05		
				ГОСТ 17473-80	4	
	9			Гайка М16.66.05		
				ГОСТ 5927-70	2	
			ДП 001.000.000			
Разраб.			Приспособление для сверления	Литера	Лист	Листов
Провер.				У	1	3
И. конт.						
Утв.						

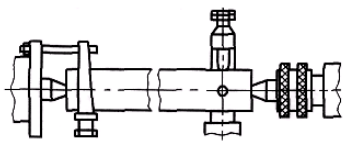
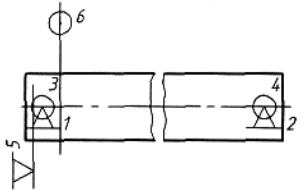
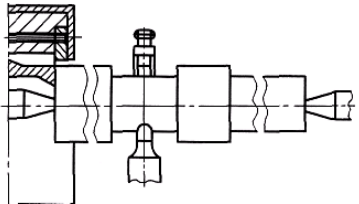
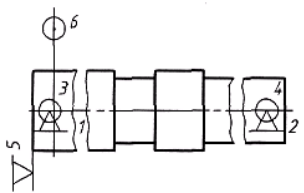
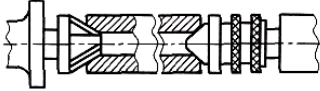
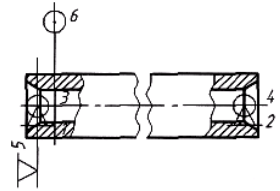
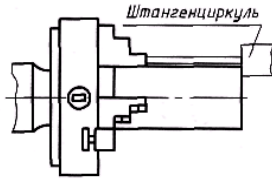
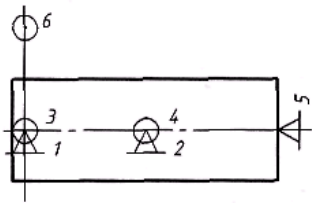
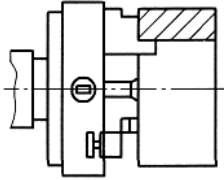
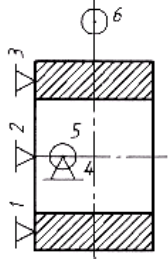
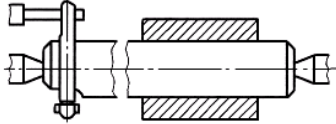
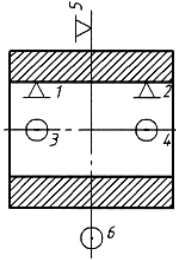
Рис. 110. Спецификация (первый лист).
Форма 1

Формат Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
	10		Гайка М6.66.05		
			ГОСТ 5927-70	2	
	11		Шайба 2-16.36.05		
			ГОСТ 11371-78	1	
	12		Шпилька М16х120.36.05		
			ГОСТ 22043-76	1	
	13		Штифт 4п6х18		
			ГОСТ 3129-70	2	
	14		Штифт 8п6х28		
			ГОСТ 3129-70	6	
	15		Штифт 8п6х55		
			ГОСТ 3129-70	4	
	16		Пружина 7039-2011		
			ГОСТ 13165-67	1	
	17		Пружина 7039-2025		
			ГОСТ 13165-67	1	
	18		Втулка кондукторная		
			Ø6F7-12		
			ГОСТ 18430-73	1	
	19		Втулка кондукторная		
			Ø10,5F7-12		
			ГОСТ 18430-73	1	
	20		Опора под эксцентрик		
			19х60.05		
			ГОСТ 9053-68	1	
	21		Призма опорная		
			Ø35х40х50-05		
			ГОСТ 12195-66	1	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДП 001.000.000

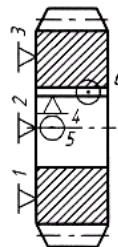
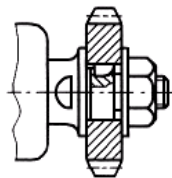
Рис. 111. Спецификация (второй лист).
Форма 1а

В табл. 30 – 33 приведены данные о величине погрешностей установки деталей в приспособлении, которые возникают при их закреплении.

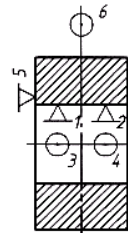
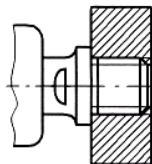
28. Примеры схем базирования деталей

Описание и схема установки	Теоретическая схема базирования
<p>В центрах с поводком с вращающимся центром и подвижным люнетом</p> 	
<p>В центрах с поводком с вращающимся центром и подвижным люнетом</p> 	
<p>В центрах с рифленным и вращающимся центром</p> 	
<p>В трехкулачковом самоцентрирующем патроне с базированием по наружному диаметру без упора в торец</p> <p>Штангенциркуль</p> 	
<p>В трехкулачковом патроне в разжим с базированием по торцу</p> 	
<p>На жесткой центральной конусной или цилиндрической оправке с натягом в центрах с базированием по отверстию</p> 	

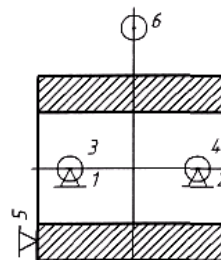
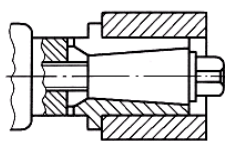
На консольной оправке со шпонкой с базированием по торцу



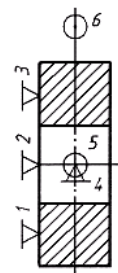
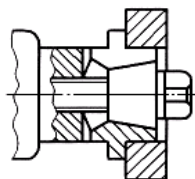
На резьбовой консольной оправке с базированием по резьбе



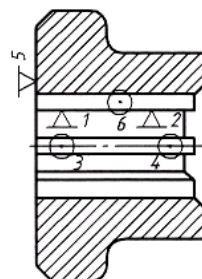
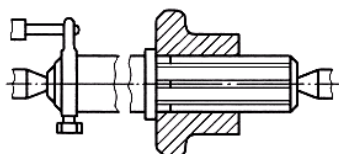
На разжимной консольной оправке с базированием по отверстию



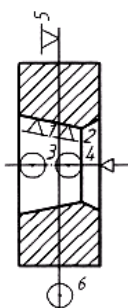
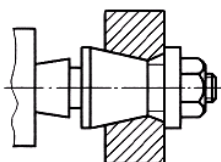
На разжимной консольной оправке с базированием по торцу



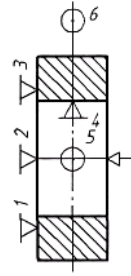
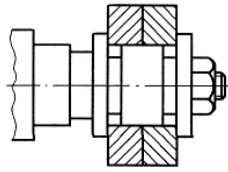
На шлицевой оправке в центрах с базированием по отверстию



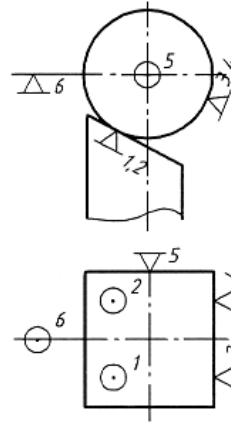
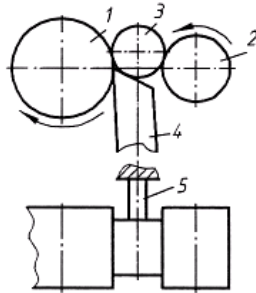
На жесткой конусной консольной оправке с базированием по отверстию



На жесткой консольной оправке с базированием по торцу

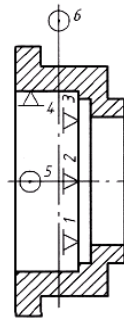
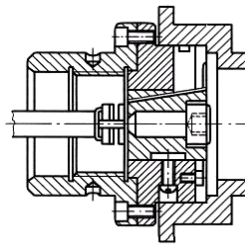


По обрабатываемой поверхности при бесцентровом врезном шлифовании

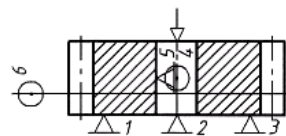
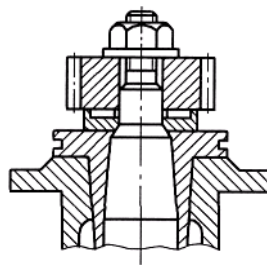


1 – шлифовальный круг;
2 – ведущий круг; 3 – заготовка;
4 – опора; 5 – продольный упор

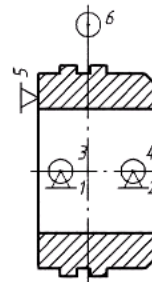
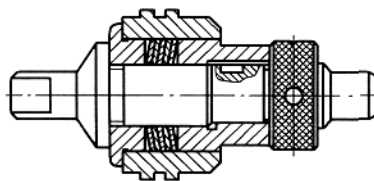
На оправке с креплением по отверстию



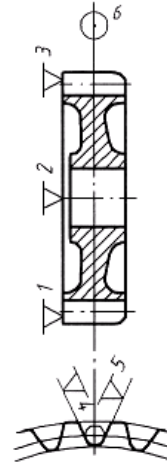
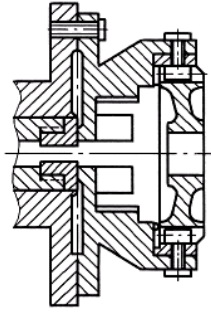
На жесткой оправке с креплением по торцу



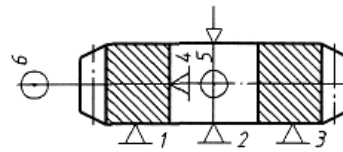
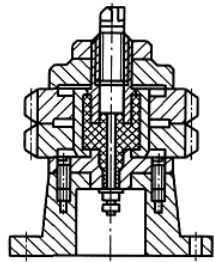
На оправке в разжим с базированием по отверстию



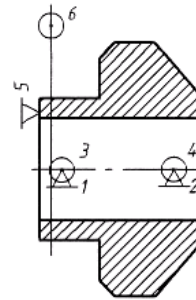
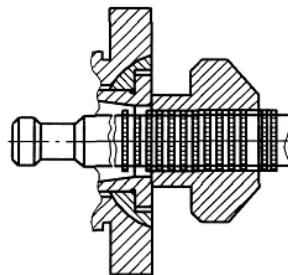
В приспособлении с роликами с базированием по торцу



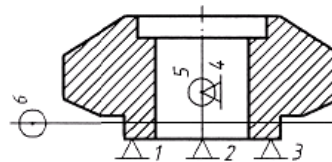
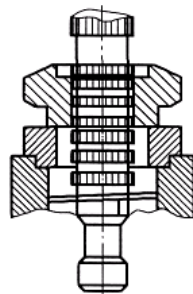
Крепление на оправке с гидропластом



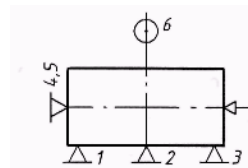
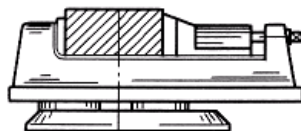
Базирование по отверстию по сферической опоре при протягивании



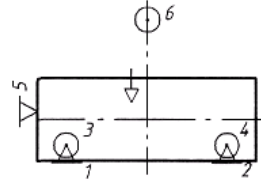
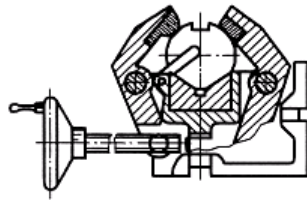
Базирование по торцу и с жесткой опорой при протягивании



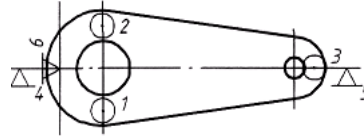
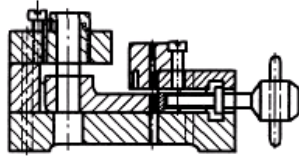
В машинных тисках



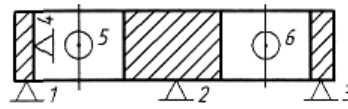
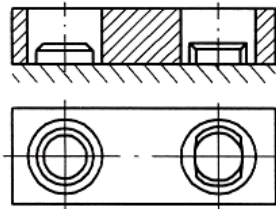
В призматических тисках



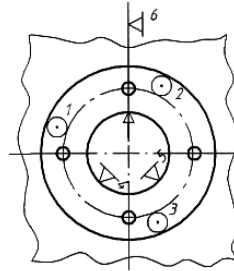
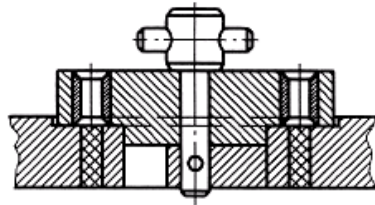
Крепление в призмах



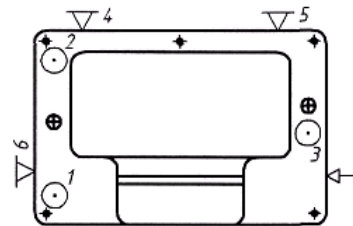
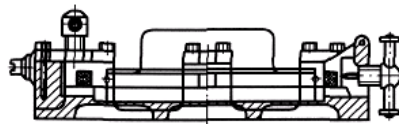
На плоскость, круглый и резанный пальцы с вертикальными осями



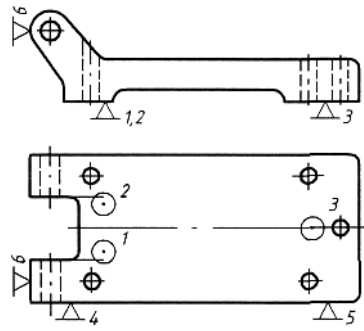
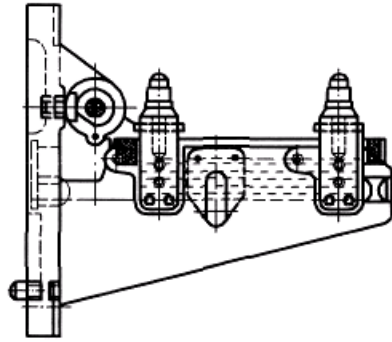
В накладном кондукторе



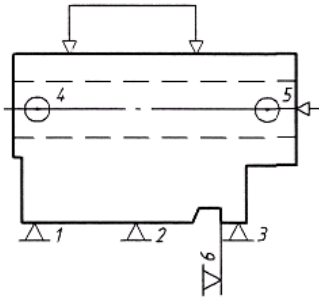
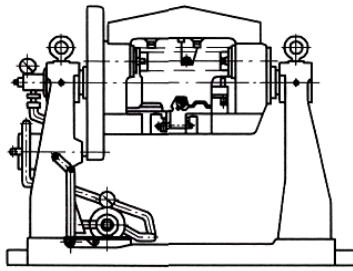
В кондукторе



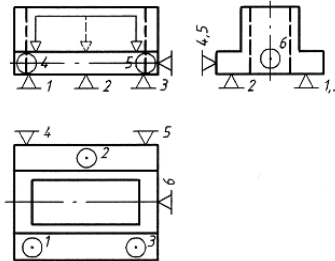
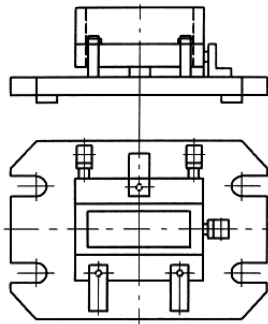
В кондукторе на поворотном столе



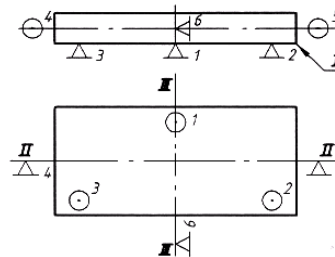
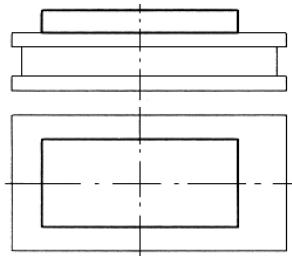
В кондукторе на поворотном приспособлении



По плоскости основания и двум боковым сторонам



По плоскости (на магнитной плите)



Примечание. На теоретических схемах базирования цифрами 1 – 6 обозначены опорные точки.

29. Формулы, определяющие значения погрешности базирования для типовых случаев

Условные обозначения:



Зажимное устройство



Обрабатываемые поверхности



Упор



Основные установочные базы
Опорные установочные поверхности

$\Delta a, \Delta b, \Delta c$ и др. – допуски размеров a, b, c и др.; x – радиальное биение; S_{\min} – минимальный гарантированный зазор.

Схема базирования	Размер	Погрешность базирования ϵ
		Наибольшая абсолютная величина
	a	0
	b	Δc
	a	Δc
	b	0
	a	Δk
	b	Δc
<p>Самоцентрирующее устройство: цапга, патрон и тп.</p>	a	0
	b	$\frac{\Delta D}{2}$
	c	
	f	$\frac{\Delta d}{2} + x$
	y	x
<p>Самоцентрирующее устройство: цапга, патрон и тп.</p>	β	0
	R	
	f	$\frac{\Delta d}{2} + x$
	a	$\frac{\Delta D}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$

	b	$\frac{\Delta D}{2} \left(\frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} + 1 \right)$
	c	$\frac{\Delta D}{2} \left(\frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} - 1 \right)$
	f	$\frac{\Delta D}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} + \frac{\Delta d}{2} + x$
	y	x
	β	$\approx \arctg \frac{\Delta D \sin \beta}{2R \sin \frac{\gamma}{2}}$
	R	$\approx \frac{\Delta D \cos \beta}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$
	f	$\approx \frac{\Delta D \cos \beta}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} + \frac{\Delta d}{2} + x$
	a	$\frac{\Delta c}{\text{tg} \beta} + \text{ktg} \beta$
	β	Для других квадрантов находят по формулам приведения
	a	$\frac{\Delta D}{2}$
	b	ΔD
	c	0
	f	$\frac{\Delta D + \Delta d}{2} + x$
	y	x
	β	$\approx \arctg \frac{\Delta D \sin \beta}{2R}$
	R	$\approx \frac{\Delta D \cos \beta}{2}$
	f	$\approx \frac{\Delta d + \Delta D \cos \beta}{2} + x$

	a	0
	b	$\frac{\Delta D}{2}$
	c	
	f	$\frac{\Delta d}{2} + x$
	y	$\frac{\Delta D}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} + x$

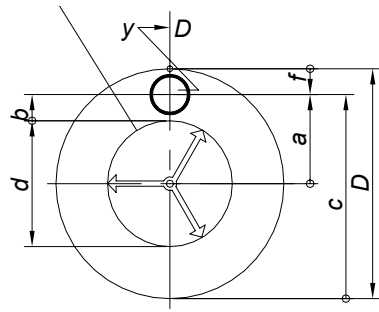
	β	$\approx \arctg \frac{\Delta D \cos \beta}{2R \sin \frac{\gamma}{2}}$
	R	$\approx \frac{\Delta D \sin \beta}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$
	f	$\approx \frac{\Delta D \sin \beta}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} + \frac{\Delta d}{2} + x$
	β	Для других квадрантов находят по формулам приведения

	a	ΔD
	b	
	c	
f	$\Delta D + \frac{\Delta d}{2} + x$	

	a	Δd
	f	
	c	$\Delta d + \frac{\Delta D}{2} + x$

Самоцентрирующееся устройство:	a	0

Цанга, патрон и т.п.



b

$$\frac{\Delta d}{2}$$

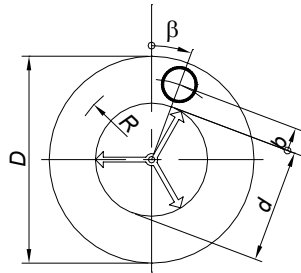
c

$$\frac{\Delta D}{2} + x$$

f

y

x



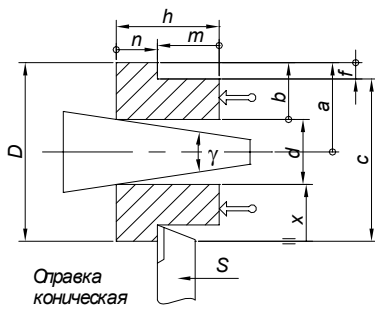
β

0

R

f

$$\frac{\Delta D}{2}$$



Оправка
коническая

a

0

b

$$\frac{\Delta d}{2}$$

f

$$\frac{\Delta D}{2} + x$$

c

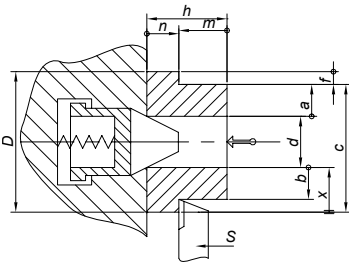
n

$$\frac{\Delta d}{k}$$

m

$$\frac{\Delta d}{2} + \Delta h$$

$$k = 2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} - \text{конусность оправки}$$



a

0

b

$$\frac{\Delta d}{2}$$

f

$$\frac{\Delta D}{2} + x$$

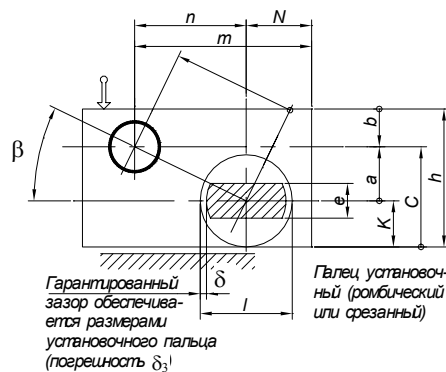
c

n

0

m

Δh



Гарантированный зазор обеспечивается размерами установочного пальца (погрешность δ_3)

Галец установочный (ромбический или срезанный)

a

ΔK

b

Δh

c

0

n

Δd

m

$$\Delta d + \Delta N$$

β

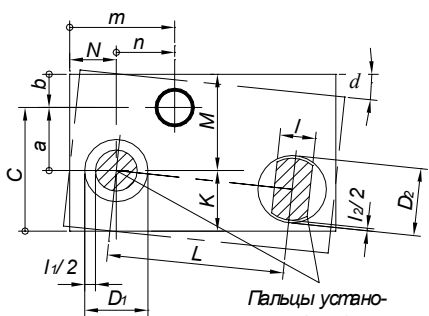
$$2 \operatorname{arcsin} \frac{\Delta d \sin \beta}{2R}$$

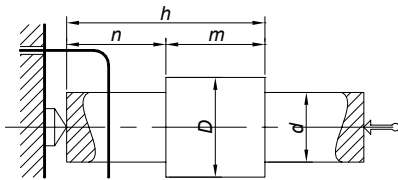
L

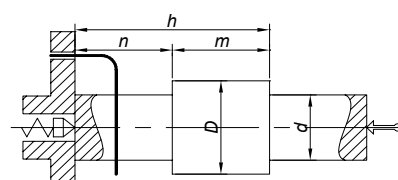
$$\Delta d \cos \beta$$

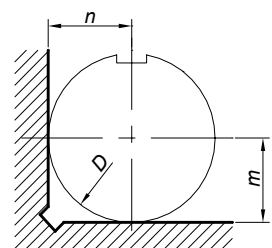
Ширину e пальца определяют по формуле:

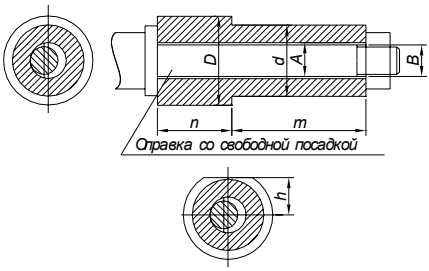
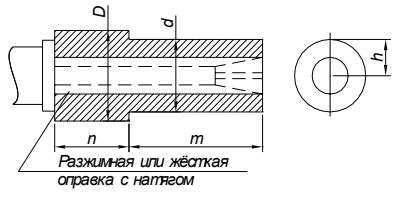
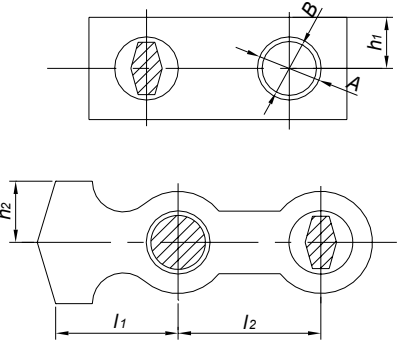
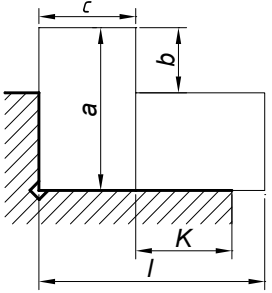
$$e = \frac{dS_{\min}}{\Delta K + \Delta K_y},$$

 <p>Гальцы установочные l_1, l_2 - гарантированные зазоры обеспечиваются размерами установочных пальцев (погрешность δ_3)</p>	где ΔK_y – допуск приспособления по размеру K	
	a	ΔD_1
	n	
	b	$\Delta M + \Delta D_1$
	c	$\Delta K + \Delta D_1$
	m	$\Delta N + \Delta D_1$
α	$\approx 2 \arcsin \frac{\Delta D_1 + \Delta D_2}{2L}$	
Ширину e пальца определяют по формуле: $e \approx \frac{D_2 S_{2\min}}{\Delta L + \Delta L_y - S_{1\min}}$ где ΔL_y – допуск приспособления по размеру L		

	D	0			
	d	0			
	m	0			
	n	$\Delta_{ц}$			
	h	$\Delta_{ц}$			
	$\Delta_{ц}$ – просадка центров Принимать следующие значения $\Delta_{ц}$:				
Наибольший диаметр центрального гнезда, мм	1; 2; 2,5	4; 5; 6	7,5; 10	12,5; 15	20; 30
Посадка центров $\Delta_{ц}$, мм	0,11	0,14	0,18	0,21	0,25

	D	0			
	d	0			
	m	0			
	n	0			
	h	0			

	n	$\frac{\Delta D}{2}$
	m	0

 <p>Оправка со свободной посадкой</p>	D	$S_{\min} + \Delta_B + \Delta_A$
	d	$S_{\min} + \Delta_B + \Delta_A$
	h	$S_{\min} + \Delta_B + \Delta_A$
	При установке оправки на плавающий центр, в гильзу или патрон по упору	
	n	0
	m	0
	При установке оправки на жесткий передний центр	
	m	0
	n	$\Delta_{\text{ц}}$
	 <p>Разжимная или жесткая оправка с натягом</p>	D
d		0
h		0
m		Δn
n		0
h_1		$S_{\min} + \Delta_B + \Delta_A$
 <p>Разжимная или жесткая оправка с натягом</p>	h_2	$(S_{\min} + \Delta_B + \Delta_A) \times \left(\frac{2l_1 + l}{l} \right)$
	h_1	$S_{\min} + \Delta_B + \Delta_A$
 <p>Разжимная или жесткая оправка с натягом</p>	b	Δa
	k	Δl
	c	0

**30. Погрешность закрепления заготовок ϵ , при установке
в радиальном направлении для обработки на станках, мкм**

Характеристика базовой поверхности	Поперечные размеры заготовки, мм									
	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120	120...180	180...260	260...360	360...500
Установка в зажимной гильзе (цанге)										
Холоднотянутая калиброванная	40	50	60	70	80	–	–	–	–	–
Предварительно обработанная	40	50	60	70	80	–	–	–	–	–
Окончательно обработанная	20	25	30	35	40	–	–	–	–	–
Установка в трехлачковом патроне с ручным приводом										
Полученная литьем:										
в песчаную форму машинной формовки по металлической модели	220	270	320	370	420	500	600	700	800	900
в постоянную форму	150	175	200	250	300	350	400	450	550	650
по выплавляемой модели	50	60	70	80	100	120	140	160	–	–
под давлением	25	30	35	40	50	60	70	80	–	–
Полученная горячей штамповкой	220	270	320	370	420	500	600	700	800	–
Горячекатаная	220	270	320	370	420	500	600	–	–	–
Предварительно обработанная	50	60	70	80	100	120	140	160	180	200
Окончательно обработанная	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
Полученная литьем:										
в песчаную форму машинной формовки по металлической модели	180	220	260	320	380	440	500	580	660	760
в постоянную форму	120	140	170	200	240	280	320	380	440	500
по выплавляемой модели	40	50	60	70	80	90	100	120	–	–
под давлением	20	25	30	35	40	45	50	60	–	–
Полученная горячей штамповкой	180	220	260	320	380	440	500	580	660	–
Горячекатаная	180	220	260	320	380	440	500	–	–	–
Предварительно обработанная	40	50	60	70	80	90	100	120	140	160
Окончательно обработанная	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80

Примечания: 1. При установке на оправку надо учитывать погрешность базирования и принимать погрешность закрепления в зависимости от крепления оправки в гильзе, патроне или зажимном приспособлении.

2. Установка в жестких центрах не дает погрешности закрепления в радиальном направлении. Погрешность закрепления, получающаяся при установке в плавающий передний и вращающийся задний центры, не учитывается, так как перекрывается изменением положения заготовки под действием сил резания.

**31. Погрешность закрепления заготовок ϵ , при установке
в осевом направлении для обработки на станках, мкм**

Характеристика базовой поверхности	Поперечные размеры заготовки, мм									
	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120	120...180	180...260	260...300	300...500
Установка в зажимной гильзе (цанге)										
Холоднотянутая калиброванная	40	50	60	70	80	–	–	–	–	–
Предварительно обработанная	40	50	60	70	80	–	–	–	–	–
Окончательно обработанная	20	25	30	35	40	–	–	–	–	–
Установка в трехкулачковом самоцентрирующемся патроне с ручным приводом										
Полученная литьем:										
в песчаную форму машинной формовки по металлической модели	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
в постоянную форму	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
по выплавляемой модели	50	60	70	80	90	100	110	120	–	–
под давлением	30	40	50	60	70	80	90	100	–	–
Полученная горячей штамповкой	70	80	90	100	110	120	130	140	150	–
Горячекатаная	70	80	90	100	110	120	130	–	–	–
Предварительно обработанная	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
Окончательно обработанная	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Полученная литьем:										
в песчаную форму машинной формовки по металлической модели	55	60	70	80	90	100	110	120	130	140
в постоянную форму	55	60	65	75	80	90	100	110	120	130
по выплавляемой модели	45	50	55	65	75	80	85	90	–	–
под давлением	25	35	45	50	55	65	70	80	–	–
Полученная горячей штамповкой	55	60	70	80	90	100	110	120	130	–
Горячекатаная	55	60	70	80	90	100	110	–	–	–
Предварительно обработанная	40	50	60	70	80	90	90	100	110	120
Окончательно обработанная	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100

Примечания: 1. При установке на оправку надо учитывать погрешность базирования и принимать погрешность закрепления в зависимости от крепления оправки в гильзе, патроне или зажимном приспособлении.

2. Установка в центрах не дает погрешности закрепления, но дает погрешность базирования в осевом направлении.

32. Погрешность закрепления заготовок ϵ_z при установке в точечные опоры, мкм

Характеристика базовой поверхности	Поперечные размеры заготовки, мм									
	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120	120...180	180...260	260...360	360...500
Установка в зажимное приспособление с винтовым или эксцентриковыми зажимными устройствами										
Полученная литьем:										
в песчаную форму машинной формовки по металлической модели	–	100	125	150	175	200	225	250	300	350
в постоянную форму	–	100	110	120	130	140	150	160	180	200
по выплавляемой модели	80	90	100	110	120	130	140	150	–	–
под давлением	70	80	90	100	110	120	130	140	–	–
Полученная горячей штамповкой	–	100	125	150	175	200	225	250	300	–
Горячекатаная	90	100	125	150	175	200	225	–	–	–
Предварительно обработанная	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
Окончательно обработанная	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
Шлифованная	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Полученная литьем:										
в песчаную форму машинной формовки по металлической модели	–	90	100	120	140	160	180	200	240	280
в постоянную форму	–	80	90	100	110	120	130	140	160	180
по выплавляемой модели	65	70	75	80	90	100	110	120	–	–
под давлением	40	45	50	60	70	80	90	100	–	–
Полученная горячей штамповкой	–	90	100	120	140	160	180	200	240	–
Горячекатаная	70	80	100	120	140	150	180	–	–	–
Предварительно обработанная	65	70	75	80	90	100	110	120	130	140
Окончательно обработанная	50	60	70	80	90	90	100	110	120	130
Шлифованная	40	50	60	70	80	80	90	100	110	120

П р и м е ч а н и я : 1. При установке на магнитной плите погрешность закрепления отсутствует.

2. Поперечный размер заготовки принимать наибольшим в сечении по нормали к обрабатываемой поверхности.

3. Погрешность закрепления дана по нормали к обрабатываемой поверхности.

33. Погрешность закрепления заготовок ϵ_z при установке на опорные пластины, мкм

Характеристика базовой поверхности	Поперечные размеры заготовки, мм									
	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120	120...180	180...260	260...360	360...500
Установка в зажимное приспособление с винтовым или эксцентриковыми зажимными устройствами										
Полученная литьем:										
в песчаную форму машинной формовки по металлической модели	–	100	110	120	135	150	175	200	240	280
в постоянную форму	55	60	70	80	90	100	110	120	130	140
по выплавляемой модели	40	50	60	70	80	90	100	110	–	–
под давлением	30	40	50	60	70	80	90	100	–	–
Полученная горячей штамповкой	–	100	110	120	135	150	175	200	240	–
Горячекатаная	90	100	110	120	135	150	175	–	–	–
Предварительно обработанная	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
Окончательно обработанная	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Шлифованная	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
Полученная литьем:										
в песчаную форму машинной формовки по металлической модели	–	80	90	100	110	120	140	160	190	220
в постоянную форму	50	55	60	65	70	80	90	100	110	120
по выплавляемой модели	35	40	50	55	60	70	80	90	–	–
под давлением	25	30	35	40	50	60	70	80	–	–
Полученная горячей штамповкой	–	80	90	100	110	120	140	160	190	–
Горячекатаная	70	80	90	100	110	120	140	–	–	–
Предварительно обработанная	35	40	50	55	60	70	80	90	100	110
Окончательно обработанная	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
Шлифованная	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90

П р и м е ч а н и я : 1. При установке на магнитной плите погрешность закрепления отсутствует.

2. Поперечный размер заготовки принимать наибольшим в сечении по нормали к обрабатываемой поверхности.

3. Погрешность закрепления дана по нормали к обрабатываемой поверхности.

ВЫБОР МАТЕРИАЛА И РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Выбор конструкционных материалов

После расчета точности изготовления приспособления и силового расчета необходимо выбрать конструкционные материалы для деталей приспособления, назначить термическую (химико-термическую, электрохимическую и т.п.) обработку или вид покрытия и рассчитать размеры элементов из условий прочности [3, 4, 10].

Материалы для деталей (элементов) приспособлений следует выбирать исходя из условий работы и эксплуатационных требований, предъявляемых к этим деталям. Так, к установочным элементам приспособлений, которые являются опорами заготовки в приспособлении и определяют ее положение в пространстве, предъявляются требования точности, прочности, жесткости, износостойкости. Применительно к зажимным элементам на первый план выдвигаются прочность, жесткость и надежность. Корпуса объединяют в единую конструкцию элементы приспособления и воспринимают все силы, действующие на заготовку в процессе ее закрепления и обработки. Поэтому они должны обладать достаточно высокой прочностью, демпфирующими свойствами, жесткостью и длительное время сохранять точность расположения рабочих поверхностей. Подобные требования предъявляются и к другим элементам приспособлений. В определенной степени многие из названных требований обеспечиваются конструкцией и размерами деталей приспособлений. А вот износостойкость, прочность и жесткость элементов и компактность приспособлений в большей части зависят от правильного выбора конструкционных материалов, химико-термической и отделочной обработки.

Для обеспечения необходимой износостойкости, жесткости и прочности установочные элементы изготавливаются, например, из углеродистых сталей У7А...У10А с закалкой до твердости 56...61 HRC, или из сталей 20, 20Х и 15ХМ с цементацией и последующей закалкой до той же твердости. Кроме того, контактирующие поверхности установочных элементов тщательно обрабатываются с обеспечением шероховатости по параметру $Ra = 0,63...0,16$ мкм (ГОСТ 2789–73).

Рекомендации по применению металлов и неметаллических составов в качестве конструкционных материалов для различных деталей (элементов) приспособлений, применяемая химико-термическая обработка, достигаемые твердость и технологические свойства материалов в состоянии поставки приведены в табл. 34 – 38.

**34. Стали, используемые для приспособлений,
их обработка и свойства**

Детали и условия их работы	Марка стали	Химико-термическая обработка (ХТО)	Твердость, HRC,	Свариваемость
Прокладки, шайбы, заклепки	Ст0, Ст1, Ст2	Без ХТО	–	Хорошая
Сварные детали, щитки, крылышки, оправки, валы, оси, клинья, штифты и другие детали, работающие при малой и средней нагрузках	Ст3, Ст4	То же	–	То же
	Ст5	Нормализация	–	"
Шпонки, зубчатые колеса, валы с повышенной прочностью и твердостью	Ст6	Закалка в воде, отпуск	49...51	Ограниченная
Пальцы, оси, зубчатые колеса, кулачковые муфты, шпиндели, валы, кондукторные втулки диаметром более 25 мм, пальцы и другие детали: повышенной и высокой износостойкости	10, 15, 20, 15Х, 20Х, 20ХН	Цементация, закалка в масле, отпуск	57...63 59...63	Хорошая Удовлетворительная
Крепежные детали, кондукторные пли-	25 35	Закалка в воде, отпуск	28...34 31...51	Хорошая Ограниченная

ты, прихваты, нажимные винты, муфты соединительные, работающие при средних нагрузках	35Х, 35ХН, 30 ХГСА	Закалка в масле, отпуск	46...51	То же
Валы, оси, штоки, шпиндели, зубчатые колеса, плунжеры, эксцентрики, пальцы, ролики и другие детали, работающие на изнашивание при средних скоростях	40, 45, 50, 55	Закалка в воде, отпуск	25...56	"
	40Х, 45Х, 50Х, 40ХГ, 40ХН	Закалка в масле, отпуск	31...56	"
Зубчатые колеса, валы, втулки, пальцы шаровые, элементы УСП и другие детали, работающие при больших скоростях и нагрузках ударного характера	12ХН3А, 15ХГНТ А, 18ХГ, 18ХГТ, 20ХГТ, 30ХГТ	Цементация, закалка в масле, отпуск	57...63	"
Эксцентрики, кольца пружинные, пружины общего назначения, работающие при средних нагрузках	65, 70, 55С2	Закалка в масле, отпуск	38..53 40...44	Плохая
Зубчатые колеса, вал, оси, диски фрикционные, кольца стопорные, цапги, разжимные элементы, ножи и другие детали, работающие в условиях истирания и знакопеременных нагрузок	50Г 60Г 65Г 35Г2 45Г2 50Г2	Закалка в масле, отпуск	42...51 41...61 35...57 34...50 28...34	Плохая То же Удовлетворительная Ограниченная Плохая

35. Стали, рекомендуемые для изготовления заготовок деталей приспособлений литьем (ГОСТ 977–75)

Детали (элементы) приспособлений	Марка стали
Ненагруженные (плиты, вилки, стаканы, корпуса, кронштейны и т.п.)	25 Л
Малонагруженные (рычаги, планшайбы, корпуса патронов, кронштейны и т.п.)	35 Л
Особо нагруженные (вилки, цапфы, стержни и т.п.)	45 Л

36. Серые и высокопрочные чугуны, рекомендуемые для отливки заготовок деталей приспособлений (ГОСТ 1412–79 и ГОСТ 7293–79)

Детали (элементы) приспособлений	Марка чугуна	Твердость, НВ (в состоянии плавки)
Работающие в условиях средних нагрузок без трения (крышки, планшайбы крупные, плиты, стойки, корпуса, шкивы, маховики и т.п.)	СЧ 10	143...229

Работающие в условиях средних нагрузок с давлениями между трущимися поверхностями, равными примерно 0,5 Н (основания, корпуса, салазки, шкивы, планшайбы)	СЧ 15	163...229
Работающие в условиях средних нагрузок на изнашивание и отливки больших габаритов (втулки подшипников тихоходных передач, корпуса пневмокамер и пневмоцилиндров, корпуса приспособлений)	СЧ 18	170...229
Работающие в условиях больших нагрузок на изнашивание при высокой герметичности (гидроцилиндры, гильзы, корпуса)	СЧ 20	170...241
Ответственные детали, работающие в условиях больших нагрузок на изнашивание (отливки сложной конструкции)	СЧ 25	180...250
	ВЧ 45-5	160...220
	ВЧ 60-2	200...280

37. Цветные металлы и сплавы, используемые в производстве приспособлений

Детали (элементы) приспособлений	Конструкционный материал		
	Наименование	Марка	ГОСТ
Литые заготовки ответственных деталей (планшайбы, шкивы, роторы, корпуса пневмоцилиндров)	Сплавы алюминиевые литейные	АЛ2	2685-75
Литые заготовки крупных нагруженных деталей (корпуса, блоки)		АЛ4	То же
Литые заготовки деталей сложной конфигурации для работы в условиях средней загруженности, а также для свариваемых деталей		АЛ9	"
Втулки подшипников при сопряжении с термически обработанными валами		АЛ19	"
Катоды, контакты, детали, требующие хорошей электропроводности, изоляционные слои магнитных приспособлений, обмотка электроприводов		М1, М2	859-78
Литые заготовки деталей		М3	То же
Гайки нажимных винтов, работающие в тяжелых условиях; массивные червячные винты	Латуни: Алюминиево-железо-марганцовая	ЛАЖМц66-6-3-2	17711-72
Детали, обладающие коррозионной стойкостью	Алюминиевая	ЛА67-2,5	То же
Арматура, втулки, подшипники скольжения	Алюминиево-железная	ЛАЖ60-1-1Л	"
Литые заготовки деталей, втулки	Свинцовая	ЛС59-1Л	"

Зубчатые колеса	Марганцово-оловянно-свинцовая	ЛМц0С58-2-2-2	17711–72
Упорные и опорные подшипники	Марганцовая	ЛМц58-2Л	То же
Несложные по конфигурации ответственные детали	Марганцово-железная	ЛМцЖ55-3-1	"
Втулки и вкладыши подшипников скольжения, работающие в паре с термически обработанными валами при средних скоростях; червячные колеса, работающие в паре с термически обработанными червяками; детали насосов, работающие на истирание; фрикционные диски, упорные кольца	Бронзы безоловянные	БрА9Ж3Л	493–79
Втулки и вкладыши подшипников скольжения, работающие в условиях больших нагрузок и высоких скоростей в паре с термически обработанными валами	То же	БрС30	То же
Подшипники шпинделей; венцы червячных колес, работающие в паре с закаленными червяками	Оловянные вторичные литейные	Бр05Ц5С5	613–79
Втулки подшипников, гайки ходовых щитов		Бр04Ц4С17	То же
Ответственные втулки и вкладыши подшипников скольжения, венцы червячных колес, работающие в паре с термически обработанными червяками	Оловянно-фосфоритная	Бр010Ф1	"

38. Неметаллические конструкционные материалы, используемые для деталей приспособлений

Детали (элементы) приспособлений	Материал	
	Наименование и марка	ГОСТ
Вкладыши подшипников, втулки, зубчатые колеса и другие конструкционные детали	Пластинки древесные слоистые: ДСП-В, ДСП-Б	13913–78
Самосмазывающиеся подшипники скольжения	ДСП-В-м, ДСП-Б-м	То же
Зубчатые колеса, малонагруженные ролики и корпуса сборочных приспособлений	Текстолит конструкционный: ПТК	5–78
Неответственные детали (ручки и т.п.)	ПТ	То же
Вкладыши подшипников скольжения	ПТМ-1, ПТМ-2	"
Электроизоляционные детали, прокладки	Текстолит листовой электротехнический (А, Б, Г, ВЧ)	2910–74

Детали с антикоррозийной стойкостью, электроизоляционные детали	Винипласт листовой ВН и ВП	9639–71
Конструкционные детали, обладающие термоизоляционной способностью, детали тормозных устройств	Асботекстолит: А, Г	5–78
Прокладки	Картон прокладочный А и Б	9347–74
Конструкционные малонагруженные детали	Фибра листовая: ФТ	14613–69
Детали с электроизоляционной способностью	ФЭ	То же
Диафрагмы, прокладки, буфера	Резина техническая листовая (ТМКЩ – тепломорозокислотнощелочестойкая; ОМБ – органично маслостойкая; ПМБ – повышенномаслостойкая)	7338–77
Уплотнительные детали	Резина для деталей	ТУ 38-005-204–71
Манжеты, прокладки	Кожа техническая	20836–75
Сальники, смазывающие фитили и тампоны	Войлок технический полугрубошерстный ПС	6308–71
Рабочие жидкости разжимных и других устройств	Гидропластмасса ДМ и СМ	ТУМХП 1542–49
Клеевые составы для склейки металлов, текстолита, фибры	Клей БФ-2 и БФ-4	12172–74
Клеевой состав для склейки металлов, металлов с кожей, резиной с резиной, кожи с кожей	Клей № 88	ТУМХП 1542–49
Гибкие воздуховоды, работающие в условиях давлений до 2 МПа	Рукава резиновые напорные с текстильным каркасом	18698–79
Корпуса небольших приспособлений, плиты кондукторные, втулки для направляющих штанг, подвесных кондукторов и штампов	Эпоксидно-диановые смолы и компаунды на их базе с наполнителями (стекловолокно, стружка металлическая и др.)	10587–76

Покрытия деталей и их химическая (электрохимическая) обработка

При выборе материалов для элементов приспособлений необходимо решить вопросы о виде покрытия поверхностей, химической и электрохимической обработки деталей. Покрытия и химическая обработка применяются для улучшения эксплуатационных, защитных и декоративных свойств деталей приспособлений. Существуют лакокрасочные, гальванические, химические и металлизационные покрытия, оксидные и фосфатоксидные процессы обработки деталей [3, 4, 8, 10, 15] и др.

Лакокрасочные покрытия классифицируются и обозначаются по ГОСТ 9.032–74; виды и обозначение материалов покрытий регламентируются ГОСТ 9825–73. В зависимости от условий эксплуатации лакокрасочные покрытия подразделяются на: стойкие внутри помещений, атмосферостойкие, масло- и бензостойкие, водостойкие, электроизоляционные. В выборе цветов покрытия следует руководствоваться цветовыми решениями лакокрасочных покрытий оборудования, на котором предполагается использование данного приспособления.

К гальваническим покрытиям металлов относятся меднение, хромирование (износостойкое и защитно-декоративное), цинкование, кадмирование и другие процессы.

Меднение используется с целью обеспечения повышенных приработочных свойств поверхностей деталей, работающих в узлах трения скольжения (щлицевые соединения, пары трения типа вал–втулка, выступ–паз, "ласточкин хвост" и т.п.); уплотнения зазоров; уменьшения шума и улучшения прирабатываемости зубчатых передач; защиты от коррозии. Средняя расчетная толщина слоя покрытия для достижения указанных выше целей составляет 5...15 мкм.

Износостойкое хромирование приводит к повышению работоспособности (прежде всего износостойкости) деталей, работающих в условиях истирания (шейки валов, оси, пальцы, рейки, направляющие и установочные элементы и т.д.). Прочность соединения хрома с основным металлом достаточно высокая. Хромовое покрытие обладает стойкостью против воздействия азотной кислоты и растворов щелочей, длительное время сохраняет свои декоративные свойства (цвет и блеск), хорошо выдерживает равномерно распределенную по поверхности нагрузку, но разрушается в условиях ударных нагрузок. Толщина слоя покрытия обычно равна 10...30 мкм.

Защитно-декоративное хромирование применяется для деталей несложной формы, работающих в условиях истирания при незначительных силовых воздействиях (различные рукоятки, маховички, штурвалы и т.п.). Толщина слоя покрытия – 2...5 мкм.

Цинкование (толщина слоя 10...30 мкм) используется для защиты деталей из черных металлов от коррозии. Обычно этому покрытию подвергаются детали, работающие в условиях влаги, мелкие резьбовые (крепежные) детали и т.д.

Кадмирование (толщина слоя 7...15 мкм) применяется для покрытия деталей из стали, чугуна, меди и медных сплавов. Слой кадмиевого покрытия более пластичен, чем цинкового. Поэтому кадмирование широко используется для защиты ответственных резьбовых соединений и деталей сборочных единиц, которые требуют герметичной (плотной) сборки.

Из химически наносимых покрытий наибольшее внимание заслуживает химическое никелирование. В результате никелирования на обрабатываемую поверхность детали приспособления наносится никелевый осадок, образуемый путем химического восстановления ионов никеля ионами гипофосфата. Химическое никелевое покрытие характеризуется высокой равномерностью слоя по толщине (отклонение не превышает 10 %), повышенной коррозионной стойкостью, малой пористостью и высокой износостойкостью, особенно в условиях сухого трения. Толщина слоя покрытия – 10...12 мкм. Химическое никелирование рекомендуется для покрытия плунжеров, штоков, деталей прецизионных пар трения, работающих в условиях сухого трения, оно улучшает также декоративную отделку приспособлений.

Металлизация распылением используется для защиты изделий от коррозии и декоративного оформления. В качестве покрытия применяются олово, свинец, цинк, алюминий, кадмий, сталь, бронза. В зависимости от применяемого металла толщина слоя, наносимого за один проход, составляет 0,025...0,08 мм. Преимуществами металлизации распылением являются: возможность покрытия крупных деталей сложной конфигурации, простота нанесения металла и несложность требуемого для этого оборудования. При решении вопроса о металлизации напылением в конкретных условиях следует учитывать, что прочность сцепления слоя покрытия с основным металлом понижена, потери напыляемого металла значительные, а в тонких слоях покрытия может наблюдаться пористость.

В качестве химической и электрохимической обработки деталей приспособлений применяются оксидирование, фосфатирование и другие процессы, заключающиеся в создании на поверхностях металлических деталей неорганической защитной пленки толщиной 5...8 мкм.

Оксидирование стальных деталей осуществляется термическим способом и может быть двух видов – воронение (для мелких деталей) и синение (для полированных деталей). Пленки, созданные в результате оксидирования и фосфатирования, защищают детали приспособлений от коррозии. Следует учитывать, что создаваемые пленки обладают пониженным сопротивлением истиранию, а фосфатирование можно использовать для защиты от коррозии стальных деталей, к декоративной отделке которых не предъявляется высоких требований.

Общие требования к выбору металлических покрытий определены ГОСТ 14623–69, а виды, ряды толщин слоев и обозначения покрытий описаны в ГОСТ 9.073–77.

Прочность деталей приспособлений

Прочность – одно из основных требований, предъявляемых к деталям и приспособлениям в целом. Прочность деталей может рассматриваться по коэффициентам запаса или по номинальным допускаемым напряжениям. Расчеты по номинальным допускаемым напряжениям менее точны и прогрессивны, но значительно проще. Допускаемые напряжения наиболее распространенных материалов, используемых для изготовления деталей (элементов) приспособлений, приведены в [26] приложениях (табл. П27...П30).

С помощью расчета деталей (элементов) приспособлений на прочность можно решать две задачи: а) проверку на прочность уже существующих деталей с определенными размерами сечений путем сравнения фактических напряжений (моментов, сил) с допускаемыми – проверочный расчет; б) определение размеров сечений деталей – предварительный проектный расчет.

Расчет на прочность детали (задача а) в виде стержня круглого сечения, нагруженного осевой силой, по допускаемым напряжениям растяжения (сжатия) осуществляется по формуле

$$\sigma = 4P/(\pi d^2) \leq [\sigma],$$

где σ – фактическое напряжение растяжения (сжатия), МПа; P – расчетная осевая сила, Н; d – диаметр опасного сечения (для резьбового стержня – внутренний диаметр резьбы), мм; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения (сжатия), МПа.

Определение необходимого размера опасного сечения (задача б) для подобного случая можно производить по формуле

$$d = \sqrt{4P/(\pi[\sigma])}.$$

Полученное значение округляется в сторону увеличения до целого или ближайшего стандартного значения. При наличии шпоночного паза в опасном сечении детали полученное расчетом значение d следует увеличить на 5...10 %.

Расчеты на прочность валов и осей с целью определения их размеров (задача б) можно производить по формулам: на изгиб (детали круглого сечения)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma_{из}]}}$$

на изгиб (детали кольцевого сечения)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1(1-k_0^4)[\sigma_{из}]}}$$

на кручение

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,2[\tau_{из}]}}$$

на изгиб с кручением (детали круглого сечения)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экр}}{0,1[\sigma_{из}]}}$$

на изгиб с кручением (детали кольцевого сечения)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экр}}{0,1(1-k_0^4)[\sigma_{из}]}}$$

где $M_{из}$ – изгибающий момент, Н·мм; $M_{кр}$ – крутящий момент, Н·мм; $M_{экр} = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}$; $[\sigma_{из}]$ – допускаемое напряжение при изгибе, МПа; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение при кручении, МПа; $k_0 = d_0/d$ – отношение внутреннего диаметра вала (оси) d_0 к наружному d .

Необходимо помнить, что оси рассчитываются только на изгиб, так как они не передают крутящего момента.

Валы и оси можно рассчитывать на жесткость, но диаметр деталей в этом случае получается большим, чем при расчете на прочность. Расчет на изгибную жесткость состоит из определения углов наклона и прогибов упругой линии осей и валов и сравнения их с допускаемыми значениями. Следует отметить и сложность расчетов деталей на жесткость. Например, расчет валов на жесткость (задача а) при кручении производится по формуле

$$\varphi = 180M_{кр}l/(\pi GI_p) \leq [\varphi],$$

где φ – действительный угол закручивания вала, град; $[\varphi]$ – допускаемый угол закручивания (можно принимать для большинства валов $[\varphi] = 15'$ на 1 м длины; для менее ответственных валов $[\varphi]$ принимается до 2°); $M_{кр}$ – крутящий момент, Н·мм; l – длина скручиваемой части вала, мм; G – модуль упругости при сдвиге, МПа (для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа); I_p – полярный момент инерции сечения вала, мм⁴ ($I_p = nd^4/32$ – для круглого сечения и $I_p = nd^4/32 \cdot (1 - k_0^4)$ – для кольцевого сечения).

Уточненный расчет валов на прочность, в случае возникновения такой необходимости, заключается в определении коэффициентов запаса для опасных сечений.

При нагружении соединения силами в плоскости (по поверхности) стыка деталей и в случаях установки штифта (цилиндрического гладкого стержня (винта)) без зазора и работы на срез проверочный расчет (задача а) штифта (винта) может осуществляться по формуле

$$\tau_{ср} = 4P/(\pi d^2 i) \leq [\tau_{ср}],$$

где P – срезающая сила, Н; d – диаметр штифта (стержня (винта)), мм; i – число стыков (количество штифтов или винтов) в соединении; $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза, МПа.

Расчет на прочность шпоночных и шлицевых соединений заключается в сравнении фактически передаваемого крутящего момента с допускаемым моментом из условий прочности шпонок (шлиц).

Расчет на прочность шпоночных соединений (задача а) производится по формулам:

на смятие:

$$M_{кр} \leq 0,25Dhl[\sigma_{см}] \text{ (для призматических шпонок);}$$

$$M_{кр} \leq 0,25DK_{ш}l[\sigma_{см}] \text{ (для сегментных шпонок);}$$

на срез:

$$M_{кр} \leq 0,5Dbh[\tau_{ср}] \text{ (для призматических и сегментных шпонок),}$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент (рассчитывается по передаваемой мощности и частоте вращения вала), Н · мм; D – наружный диаметр вала, мм; h – высота призматической шпонки, мм; $K_{ш}$ – размер выступающей из паза части сегментной шпонки, мм; l – рабочая длина шпонки, мм; $[\sigma_{см}]$ – допустимые напряжения смятия, МПа.

Проверочный расчет на прочность шлицевых соединений (задача а) может осуществляться по формулам:

на смятие:

$$M_{кр} \leq 0,5zh\psi'[\sigma_{см}] \text{ (прямоугольный профиль);}$$

$$M_{кр} \leq 0,5mz^2h\psi'[\sigma_{см}] \text{ (эвольвентный профиль);}$$

на срез:

$$M_{кр} \leq 0,25zbh\psi'(D + d)[\tau_{см}];$$

(прямоугольный и эвольвентный профили)

где $M_{кр}$ – крутящий момент, Н·мм; z – число шлицев; h – высота поверхности контакта (для прямоугольного профиля $h = 0,5(D - d) - 2f_{ш}$, здесь $f_{ш}$ – фаска зуба и паза шпоночного соединения, по СТ СЭВ 188–75 фаска принимается равной 0,3...0,5 мм с допуском +0,2...+0,3; для эвольвентных шлицев с центрированием по боковым поверхностям $h = m$, с центрированием по наружной цилиндрической поверхности $h = 0,9m$); D – наружный диаметр вала, мм; d – внутренний диаметр отверстия, мм; b – ширина шлица, мм; m – модуль эвольвентного соединения, мм; ψ' – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по шлицам (ψ' принимается равным 0,7...0,8).

При необходимости расчеты на прочность сварных соединений, пружин, подшипников, клиноременных, зубчатых передач и других специфических сборочных единиц и деталей специальных приспособлений следует выполнять с помощью справочных и других литературных источников.

ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ К ПРИСПОСОБЛЕНИЯМ

1. Наружные элементы конструкций приспособлений не должны иметь острых углов, кромок и других поверхностей с неровностями, представляющими источник опасности, если их наличие не определяется функциональным назначением. Радиусы скругления и размеры фасок наружных поверхностей должны быть не менее 1 мм, если их размеры не оговорены особо.

2. Элементы приспособлений не должны препятствовать работе станка, ограничивать доступ к органам управления, создавать опасность работе станочника.

3. Конструкция приспособлений должна обеспечивать надежное и удобное соединение со станком и сменными наладочными элементами (при помощи болтов к станочным пазам, прижимных планок, винтов и т.п.).

Способ соединения должен исключать возможность самопроизвольного ослабления крепления и смещения приспособлений к его элементам в процессе эксплуатации.

Конструкция не устанавливаемых стационарно, перемещаемых и кантуемых во время эксплуатации приспособлений (кондукторов) должна:

предусматривать наличие рукояток, скоб и других устройств, обеспечивающих ее надежное удержание рукой при выполнении отверстий диаметром до 6 мм;

обеспечивать надежное механическое удержание при помощи упорных планок или других устройств от поворота и отрыва от поверхности стола станка при выполнении отверстий диаметром свыше 6 мм.

4. Приспособления, устанавливаемые на вращающихся базовых поверхностях станков (на концах шпинделей, на планшайбах, поворотных столах и др.), должны быть надежно ориентированы относительно оси их вращения.

После установки и закрепления радиальное биение наружного диаметра (контрольного пояса на наружной поверхности) приспособления не должно превышать значений, указанных ниже.

5. Параметр шероховатости Ra наружных цилиндрических поверхностей вращающихся приспособлений (типа патронов и планшайб) применяемых на станках токарной и шлифовальной групп не более 2,5 мкм.

6. Вращающиеся приспособления, применяемые на станках токарной и шлифовальной групп, вызывающие вибрацию, приводящую

к превышению значений уровня вибрации на рабочем месте – по ГОСТ 12.2.009–80, подлежат обязательной балансировке.

Приспособления при высоте $H < 0,85D$ (где D – диаметр приспособления) подвергаются статической балансировке, при $H > 0,85D$ статической и (или) динамической балансировке.

Наружный диаметр приспособления (контрольная пояса), мм	Допуск радиального биения наружного диаметра, мкм, для приспособлений, установленных на станках классов точности			
	Н	П	В	А
От 80 до 125	40	25	15	10
Св. 125 до 200	50	30	20	12
Св. 200 до 315	60	40	25	15
Св. 315 до 500	80	50	30	20
Св. 500 до 700	100		60	40
Св. 700	150		100	70

6.1. Предельные значения допускаемой неуравновешенности для приспособлений типа самоцентрирующих патронов – по ГОСТ 1654–86, магнитных патронов – по ГОСТ 24568–81, планшайб и угольников – по ГОСТ 12412–66, вращающихся приводов.

Диаметр привода, мм	Допускаемая статическая неуравновешенность привода, г · см
≤ 250	100
≤ 315	140
≤ 400	200

6.2. Точность балансировки полностью укомплектованных мембранных патронов определяется произведением предельного значения допускаемой неуравновешенности на максимальную эксплуатационную угловую скорость вращения, которая не должна превышать 2,5 мм · рад/с.

При максимальной эксплуатационной угловой скорости вращения патронов 50 рад/с (500 мин⁻¹), остаточное значение главного вектора дисбалансов не должно превышать значений, указанных ниже.

Диаметр патрона, мм	Остаточное значение главного вектора дисбаланса, г · см
200	450
250	630
315	900
400	1400

6.3. Для приспособлений, не указанных в п. 1.6.1, предельные значения допускаемой неуравновешенности устанавливаются с учетом требований п. 4.2.2.

6.4. Приспособления, предназначенные для закрепления уравновешенных относительно, оси вращения заготовок, подвергаются балансировке без заготовок.

6.5. Приспособления, предназначенные для закрепления заготовок, имеющих различные значения неуравновешенности относительно оси их вращения, подвергаются балансировке совместно с закрепленной заготовкой (заготовками), имеющей среднюю величину значения неуравновешенности.

6.6. Предельные значения допускаемой неуравновешенности приспособлений и частоты вращения при балансировке должны соответствовать указанным в эксплуатационной документации и (или) в распространяющихся на эти приспособления стандартах (технических условиях).

6.7. Допускаемая частота вращения определяется из условия уменьшения минимально допустимой суммарной силы зажима заготовки под действием центробежных сил на 2/3 от значения, указанного в эксплуатационной документации.

П р и м е ч а н и е . За минимально допустимую суммарную силу зажима принимается сила зажима заготовки в приспособлении, находящемся в состоянии покоя при максимально допустимом усилии привода.

7. Балансировка вращающихся приспособлений должна производиться на специальных стендах, оснащенных средствами защиты работающих.

8. На вращающихся приспособлениях с механизированным зажимом заготовки должны быть четко выполнены нестираемые надписи, указывающие максимально допустимые для данного приспособления размеры закрепляемой заготовки, частоту вращения и обеспечиваемое зажимное усилие. При необходимости эти данные указывают для нескольких диапазонов.

9. Приспособления, устанавливаемые на оборудовании вручную без средств механизации, должны иметь устройства или поверхности, обеспечивающие безопасность и удобство их захвата, подъема, установки и снятия. Масса перемещаемого приспособления не должна превышать 16 кг. При использовании труда женщин, масса перемещаемого приспособления не должна превышать 15 кг, а при подъеме на высоту более 1,5 м – 10 кг.

10. Масса приспособления (при эксплуатации), кантуемого вручную или кантуемого вручную совместно с закрепленной в нем заготовкой, не должна превышать 16 кг.

11. Приспособления, имеющие массу, превышающую указанную в п. 10; 11, должны иметь устройства (рым-болты, цапфы и т.д.), обеспечивающие механизацию их перемещения и кантования или замену кантования поворотом и сохранение устойчивости при механизированном перемещении.

12. Конструкция приспособлений должна обеспечивать свободный выход стружки, сток смазочно-охлаждающей жидкости, а в случае необходимости, иметь устройства для их удаления и обеспечивать возможность подвода дополнительного отсоса загрязненного воздуха непосредственно от зоны обработки.

13. При ручной установке и снятии заготовок конструкция приспособлений должна обеспечивать открытый доступ в зону базирования, исключающий возможность защемления рук.

В приспособлениях должна быть устранена возможность самопроизвольного падения заготовок при их установке.

14. У приспособлений с механизированным (пневматическим, гидравлическим и т.д.) зажимом, для исключения возможности защемления рук, зазор между прижимом и заготовкой не должен быть более, как правило, 5 мм или должны быть предусмотрены иные меры, обеспечивающие безопасность работ.

15. В приспособлениях, предназначенных для обработки заготовок массой свыше 10 кг, должна предусматриваться возможность свободного закрепления и съема стропов, клещей и других захватных устройств для перемещения заготовок при помощи грузоподъемных механизмов.

16. Конструкции приспособлений, имеющие перекрытия, препятствующие загрузке сверху заготовок массой более 10 кг, должны дополняться специальными устройствами для предварительной установки и перемещения заготовок в рабочую зону.

17. В случае, когда установка и снятие заготовок производится на работающем станке и ручная подача, установка, зажим и выгрузка заготовок не исключает возможности травмы, эти процессы вне зависимости от массы заготовок должны быть механизированы.

18. Приспособления, предназначенные для обработки заготовок, форма, размеры и способ закрепления которых затрудняют их выемку после обработки, должны быть снабжены выталкивателями.

19. В конструкции станочных приспособлений должна быть предусмотрена возможность периодического смазывания всех трущихся поверхностей при помощи масленок, смазочных отверстий, каналов и т.п.

20. Масленки для смазки трущихся поверхностей и механических устройств приспособлений должны быть надежно закреплены и легко доступны.

21. Указатели направления потока и уровня масла должны быть размещены в местах, удобных для обозрения и соответствовать ГОСТ 15108–80.

22. В установленной на станок оснастке места для ручной заливки масла должны располагаться на высоте от пола (площадки) не более 1800 мм – для масленок и не более 1500 мм – для резервуаров.

23. Уплотнение краской, лаком и подобными средствами лючков, крышек и других устройств, периодически вскрываемых при регулировке и наладке, не допускается.

24. Части приспособлений, нагревающиеся в процессе эксплуатации свыше 45 °С, должны быть теплоизолированы или ограждены.

Требования к основным частям приспособления

1. Требования к механизмам зажима заготовок

1.1. Базовые и опорные поверхности конструкций приспособлений должны располагаться против направления сил резания.

1.2. Усилия механизмов зажима заготовок должны быть направлены на опорные поверхности.

1.3. Механизм зажима заготовок должен исключать самопроизвольный разжим заготовки при обработке.

В случае невозможности выполнения требований п. 1.3 и 1.2, направление усилия зажима и его значение должны обеспечивать сохранение положения заготовки при ее закреплении и в процессе обработки.

1.4. Расчетные усилия зажимных элементов приспособлений (если они не установлены стандартами, техническими условиями и эксплуатационной документацией) должны превышать максимальные силы резания не менее чем в 2,5 раза.

В случае установления в стандартах (технических условиях) и (или) эксплуатационной документации значений усилия приводных частей зажимных элементов приспособлений: немеханизированный (ручной) зажим заготовок должен проводиться с использованием динамометрических ключей; усилия приводов для механизированного зажима должны обеспечиваться в соответствии с требованиями п. 2.3.1 и 2.3.7.

1.5. Зажимные рукоятки не должны создавать опасность травмы при работе станка, в противном случае их следует выполнять съемными, откидными и т.п. Усилия, прилагаемые к рукояткам ручного зажима, не должны быть направлены в зону обрабатываемого инструмента.

1.6. В винтовых зажимных устройствах рекомендуется применять высокие гайки ($h \geq 1,5d$, где h – высота гайки, d – диаметр резьбы) для удобства захвата их ключом.

1.7. Для предотвращения изгиба винтовых приводных устройств (болтов, шпилек и т.п.) при зажиме заготовок следует применять самоустанавливающиеся шайбы и другие элементы.

1.8. Гайки-барашки и звездочки допускается применять при усилии зажима, не превышающем 100 Н (10 кгс).

1.9. Самотормозящиеся эксцентриковые быстродействующие устройства допускается применять при развиваемом расчетном усилии зажима, не превышающем 2200 Н (220 кгс).

Усилия на зажимных рукоятках не должны превышать 100 Н (10 кгс).

При частом использовании зажимных рукояток (чаще одного раза в минуту) – 50 Н (5 кгс). Усилие рывка в момент зажима или разжима не должно превышать 500 Н (50 кгс).

Для маховиков управления и штурвальных приводных устройств усилия вращения не должны превышать величин, указанных в ГОСТ 21753–76.

1.10. При одновременном закреплении нескольких заготовок: зажим их должен быть одинаковым.

1.11. Сменные устройства, закрепляемые в открытых пазах (Т-образных, типа «ласточкин хвост» и др.) на вращающихся приспособлениях, должны иметь блокировку, не допускающую возможность их выпадания под действием центробежных сил.

2. Требования к органам управления

2.1. Общие требования к органам управления оснасткой – по ГОСТ 12.2.009–80.

2.2. Органы управления частями приспособлений, перемещающихся от ручного и механизированного приводов, должны иметь блокирующее устройство для автоматического отключения ручного привода при включении механизированного привода.

2.3. Высота от уровня пола (площадки) органов управления станочными приспособлениями (в том числе электрическими), находящихся в рабочем положении на станке, должна быть: при обслуживании стоя не ниже 1000 мм и не выше 1600 мм и при обслуживании сидя не ниже 600 мм и не выше 1200 мм.

2.4. К органам управления, которыми недопустимо пользоваться при вращении приспособления или до остановки его движущихся частей или движущихся частей оборудования, должны крепиться указатели с соответствующими предупредительными надписями, хорошо читаемыми на расстоянии не менее 500 мм.

2.5. Требования к контрольным и сигнальным устройствам, предупредительным надписям, таблицам и т.п. – по ГОСТ 12.4.026–76.

2.6. Направления движения рукояток органов управления должны соответствовать установленным в ГОСТ 12.2.009–80.

2.7. Конструкция и расположение органов управления должны исключать возможность непроизвольного и самопроизвольного включения и выключения.

2.8. В случае необходимости перемещения сборочных единиц приспособления в заданной последовательности, нарушение которой может привести к травме или аварии, органы управления должны иметь блокировку, исключающую возможность нарушения заданной последовательности.

3. Требования к пневмо- и гидроприводам зажимных устройств приспособлений – по ГОСТ 12.2.040–79 и ГОСТ 12.2.101–84

3.1. Система пневмо- и гидропривода в зажимных устройствах приспособлений должна обеспечивать заданные значения зажимных усилий, безопасное закрепление и раскрепление заготовок, их надежное удержание во время обработки и при внезапном прекращении подачи сжатого воздуха или жидкости до полной остановки подвижных частей оборудования и приспособления.

3.2. Соединение с конической резьбой в пневмо- и гидроприводах должно иметь эксплуатационный запас на затягивание не менее 1,5 витков.

3.3. Пневмо- и гидросистемы приводов должны быть оборудованы устройствами для: уменьшения уровня шума гари выхлопе до пределов, указанных в п. 2.1;

защиты рабочей среды от загрязнений;
защиты от повышения максимального допустимого давления;
защиты от падения давления в рабочей полости цилиндра при прекращении подачи или мгновенного падения давления рабочей среды;

контроля давления рабочей среды.

3.4. Требования к сжатому воздуху, используемому в пневмосистемах, – по ГОСТ 15608–81.

3.5. Головки выводных устройств привода, предназначенные для выпуска воздуха и масла, сливные пробки и т.п. должны быть окрашены в красный цвет.

Корпуса кранов управления пневмо- и гидроприводов приспособлений должны иметь отличительную окраску.

3.6. Конструкция и расположение управляющих, регулирующих и контролирующих устройств, присоединяемых к энергоисточникам, должны обеспечивать надежную работу привода и его удобное и безопасное обслуживание.

3.7. Элементы пневмо- и гидроприводов, разрегулирование которых может привести к аварийному состоянию систем, после окончательной наладки приспособления должны иметь устройства, исключающие их разрегулирование.

3.8. Гибка трубопровода в местах сварки не допускается. Минимальные допустимые радиусы по оси изгиба для стальных труб – три, а для медных, алюминиевых и латунных – два наружных диаметра трубы.

3.9. Не допускается отбор воздуха или рабочей жидкости из трубопроводов, ведущих к измерительной аппаратуре.

3.10. При использовании пневматических приводов должна быть исключена возможность сдувания на рабочего стружки и пыли отработанным воздухом и загрязнения рабочей зоны (пространство высотой до 2 м над уровнем пола).

3.11. При наличии в системе пневмо- и гидроприводов нескольких трубопроводов с различным давлением, каждый из них должен иметь маркировку присоединительных элементов – по ГОСТ 15108–80.

3.12. Испытания пневмо- и гидроприводов и устройств следует проводить в отдельном помещении или в бронированном шкафу при строгом соблюдении всех требований безопасности.

3.13. Пневмо- и гидроприводы должны иметь паспорт, заполненный по ГОСТ 2.601–68.

3.14. Применение в системах пневмо- и гидроприводов элементов и устройств, не имеющих сертификата, подтверждающего их соответствие эксплуатационным условиям, не допускается.

4. Требования к магнитным и электромагнитным станочным приспособлениям

4.1. Конструкция приспособлений должна обеспечивать надежное крепление обрабатываемых заготовок их ферромагнитных материалов, при максимальном усилии резания.

Удельная сила притяжения на полюсе и метод ее проверки должны соответствовать установленным в стандартах (технических условиях) на эти приспособления и эксплуатационной документации.

4.2. Максимальная допустимая окружная скорость зажимных патронов на холостом ходу станка не должна превышать 500 м/мин.

4.3. Конструкция приспособлений должна обеспечивать полную их водонепроницаемость. Степень защиты – IPX7 по ГОСТ 14254–80.

4.4. Приспособления с дистанционным управлением должны быть оснащены устройством контроля включения (выключения).

Способ подключения устройства должен быть установлен в стандартах (технических условиях) на приспособления и эксплуатационной документации.

4.5. Магнитные приспособления с электрическим дистанционным управлением и электромагнитные приспособления должны быть заземлены. Требования к защитному заземлению в соответствии с п. 3.2.1 и 3.2.2.

4.6. Превышение установившейся температуры рабочей поверхности электромагнитных станочных приспособлений над температурой окружающей среды при работе без смазочно-охлаждающей жидкости не должно быть более:

25 °С – для приспособлений классов точности Н и П;

15 °С – для приспособлений класса точности В;

7 °С – для приспособлений классов точности А и С.

5. Дополнительные требования к деталям и сборочным единицам универсально-сборных приспособлений (УСП) и универсально-сборной переналаживаемой оснастки (УСПО)

5.1. Гидравлические и пневматические устройства должны быть испытаны под давлением в 1,5 раза превышающим номинальное, с выдержкой под давлением не менее 5 мин.

5.2. Проверка механизированных зажимных узлов проводится подключением указанного в эксплуатационной документации номинального рабочего давления к подготовленному к эксплуатации приспособлению с установленной в нем заготовкой.

5.3. Проверка зажимных немеханизированных деталей и сборочных единиц проводится нагрузкой, равной пробной нагрузке для соответствующей крепежной шпильки.

5.4. Проверка механизированных приспособлений проводится на участке УСП (УСПО) и после установки приспособления на станке при наладке на обработку первой заготовки.

5.5. При сборке приспособлений (особенно для токарных станков) из деталей и сборочных единиц УСП, фиксирующие шпонки должны располагаться во взаимоперпендикулярных плоскостях.

6. Дополнительные требования к приспособлениям, применяемым на автоматических станках, и в том числе на гибких производственных модулях (ГПМ), робототехнических комплексах (РТК) и в гибких производственных системах (ГПС)

6.1. Конструкции оснастки и средств механизации к ней, устанавливаемые на оборудовании на длительный срок эксплуатации, должны обеспечивать проведение контроля:

автоматической установки съемных наладочных частей приспособления;
базирования и зажима устанавливаемой в приспособление заготовки;
силы зажима заготовки перед началом и в процессе ее обработки на оборудовании.

6.2. Конструкции не устанавливаемых стационарно на оборудовании приспособлений-спутников, а также пневматических, пневмогидравлических и гидравлических приводов зажимных устройств в случае их работы на зажим устанавливаемых заготовок, должны обеспечивать проведение контроля:

автоматического базирования приспособления при его установке на оборудовании;
усилия зажима заготовки перед началом и в процессе ее обработки на оборудовании.

Пр и м е ч а н и е. Под приспособлениями-спутниками понимают приспособления последовательно перемещаемые и автоматически закрепляемые на рабочих позициях совместно с установленными и закрепленными на них заготовками обрабатываемых изделий.

Требования к электроприводу и электрооборудованию, к защите от поражения электрическим током, к местному освещению

1. Требования к электроприводу и электрооборудованию – по ГОСТ 12.2.009-80.

2. Требования к защите от поражения электрическим током.

2.1. При наличии в конструкции приспособления электрооборудования все его металлические части (корпус, каркас блока, пульт управления и т.п.), которые могут оказаться под напряжением, регламентированным ГОСТ 12.2.007.0–75, должны быть оснащены устройством защитного заземления или соединения металлических частей с нулевым проводом.

2.2. Требования к защитному заземлению – по ГОСТ 21130–75, ГОСТ 12.2.007.0–75 и ГОСТ 12.1.030–81.

При выполнении заземления необходимо обеспечить надежный, не размыкаемый в процессе эксплуатации электрический контакт между устройством заземления и металлическими частями приспособления.

Подключаемые и отключаемые от сети во время производственного цикла приспособления должны оснащаться разъемами, коммутирующими цепи защитного заземления.

2.3. Электрооборудование приспособлений должно быть оснащено защитой, исключающей независимо от положения органов управления самопроизвольное включение устройств и механизмов при восстановлении внезапно исчезнувшего напряжения в питающей сети.

2.4. Требования к блокировке электрооборудования станочных приспособлений – по ГОСТ 12.2.009–80.

Допускается для запираания шкафов и блоков с аппаратурой управления применение замков, закрывающихся при помощи специального ключа или винта, заворачиваемого специальным инструментом.

При наличии таких устройств блокировка, между вводным включателем и дверцами (крышками) не обязательна.

Остальные требования к электроприводу и электрооборудованию приспособлений – в соответствии с "Правилами устройства электроустановок" (ПУЭ), "Правилами технической эксплуатации электроустановок потребителей" и "Правилами техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей" (ПТЭ и ПТБ).

3. Требования к местному освещению.

3.1. Устройства местного освещения приспособлений должны обеспечивать освещенность рабочих поверхностей в соответствии с требованиями СМиП II-4–79.

3.2. Напряжение для питания устройств и светильников местного освещения, требования к устройствам, штепсельным разъемам, выключателям и цепям местного освещения приспособлений – по ГОСТ 12.2.009–80.

3.3. Требования к светотехническим изделиям, используемым в устройствах местного освещения приспособлений, – по ГОСТ 7110–82 и ГОСТ 12.2.007.13–75.

Требования к средствам защиты, входящим в конструкции приспособлений

1. Требования к ограждениям и блокировкам.

1.1. Части приспособления, способные травмировать ударом (перемещающиеся со скоростью более 150 мм/с), должны иметь ограждение, выполненное по ГОСТ 12.2.009–60 и ГОСТ 12.2.062–81 или предупредительную окраску по ГОСТ 12.4.026–76.

1.2. Если исполнительные органы приспособлений, представляющие опасность для обслуживающего персонала, не могут быть надежно ограждены, блоки управления металлорежущим станком должны быть оборудованы предупредительной световой или звуковой сигнализацией, выполненной по ГОСТ 12.2.040–79, ГОСТ 12.2.086–83, ГОСТ 12.3.001–85 и ГОСТ 12.4.026–76 или блокировкой по ГОСТ 12.2.009–80.

1.3. Если защитные кожухи станка не обеспечивают безопасные условия работы от отлетающей стружки и брызг смазочно-охлаждающей жидкости, в конструкции приспособлений должны иметь место дополнительные защитные устройства.

2. Уровни звуковой мощности и вибрации должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.1.003–83 и ГОСТ 12.1.012–78.

2.1. Шумовые характеристики приспособлений должны устанавливаться стандартами или техническими условиями на конкретные типоразмеры в виде числовых значений октавных уровней звуковой мощности.

Октавные уровни звуковой мощности станка с установленным на нем приспособлением не должны превышать октавных уровней звуковых мощностей станка.

2.2. Значения уровня вибрации приспособлений с закрепленными в них заготовками, возникающие при работе станка в эксплуатационном режиме, не должны приводить к превышению значений уровня вибрации на рабочем месте по ГОСТ 12.2.009–80.

Требования безопасности к транспортированию, сборке, ремонту и хранению

1. Требования к транспортированию.

1.1. Рым-болты для транспортирования приспособлений должны выбираться в зависимости от массы приспособлений и схемы строповки по ГОСТ 4751–73.

Рым-болты и другие транспортные элементы, представляющие опасности при эксплуатации приспособлений, после установки приспособлений на станках должны быть сняты. Номенклатура и количество подлежащих съему транспортных элементов должны указываться на рабочих чертежах и текстовых документах на эксплуатацию и ремонт приспособлений.

1.2. Конструкция приспособлений должна обеспечивать безопасное складирование и транспортирование.

1.3. Для транспортирования приспособлений следует применять специальные устройства и грузоподъемные механизмы, тележки или другие средства транспортирования.

1.4. Захват патронов или других станочных приспособлений за выступающие кулачки и другие элементы, не предназначенные для восприятия усилий транспортирования, не допускается.

2. Требования к сборке.

2.1. В местах, где возможно самоотвинчивание гаек и винтов, должны быть установлены предохранительные средства (контр-гайки, шплинты и др.). Радиально направленные детали вращающихся приспособлений (оси, штифты, чеки, винты и т.д.) должны быть закреплены от смещения под действием центробежных сил.

2.2. Установку в приспособлении пружин сжатия с отношением $\frac{H}{D} > 2,5$ (где H – высота пружины, D – наружный диаметр) необходимо осуществлять на оправках, в специальных гильзах и т.п.

2.3. Выступление штифтов над поверхностью соединяемых деталей не допускается.

2.4. Выступление концов винтов и шпилек над гайкой не должно превышать 0,5 диаметра резьбы.

3. Требования к ремонту и хранению.

3.1. Ремонт и техническое обслуживание приспособлений на работающих станках не допускается.

3.2. Приспособления должны храниться на стеллажах, в шкафах, размеры и конструкции которых должны обеспечивать соблюдение всех требований безопасности складирования и хранения грузов.

Для хранения тяжелой станочной оснастки должны быть предусмотрены места преимущественно на нижних полках.

Контроль выполнения требований безопасности

1.1. Контролю выполнения требований безопасности должны подвергаться вновь изготовленные, модернизированные и прошедшие ремонт приспособления в процессе приемочных, прямо-сдаточных, периодических испытаний по ГОСТ 15.001–73 и других видов испытаний.

Определение видов испытаний – по ГОСТ 16504–81 и требованиям, указанным в конструкторской документации на оснастку.

1.2. Объем испытаний и контроля должен устанавливаться в стандартах и нормативно-технической документации на конкретный вид приспособления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Корсаков, В.С. Основы конструирования приспособлений / В.С. Корсаков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 277 с.
- 2 Ансеров, М.А. Приспособление для металлорежущих станков / М.А. Ансеров. – 4-е изд., испр. и доп. – Л. : Машиностроение, 1985. – 656 с.
- 3 Антонюк, В.Е. Справочник конструктора по расчету и проектированию станочных приспособлений / В.Е. Антонюк. – Минск : Беларусь, 1969. – 392 с.
- 4 Блумберг, В.А. Переналаживаемые станочные приспособления / В.А. Блумберг, В.П. Близнюк. – Л. : Машиностроение, 1978. – 360 с.
- 5 Болотин, Х.А. Станочные приспособления / Х.А. Болотин, Ф.П. Костромин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1975. – 344 с.
- 6 Проектирование станочных приспособлений : учеб. пособие / под общ. ред. Б.И. Муцанко. – Л. : Сов.-зав. заоч. политехн. ин-т, 1970. – 162 с.
- 7 Горошкин, А.Н. Приспособление для металлорежущих станков : справочник / А.Н. Горошкин. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979. – 656 с.
- 8 Константинов, О.Я. Магнитная технология оснастки / О.Я. Константинов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1974. – 383 с.
- 9 Конструкции станочных приспособлений для фрезерной обработки : альбом. – М. : ЦНИИТЭстроймаш, 1874. – 104 с.
- 10 Конструкция станочных приспособлений для токарной обработки : альбом. – М. : ЦНИИТЭстроймаш, 1974. – 111 с.
- 11 Конструкция станочных приспособлений для сверлильных работ : альбом. – М. : ЦНИИТЭстроймаш, 1974. – 121 с.
- 12 Методика. Унификации и стандартизации станочных приспособлений. Основные требования. – М. : Изд-во стандартов, 1976. – 100 с.
- 13 Уткин, Н.Ф. Расчет зажимных устройств приспособлений : учеб. пособие / Н.Ф. Уткин, А.Д. Титковичев. – Л. : Ленинград. мех. ин-т, 1976. – 79 с.
- 14 Терликова, Т.В. Основы конструирования приспособлений : учеб. пособие для машиностр. заводов / Т.В. Терликова, А.С. Мельников, В.И. Баталов. – М. : Машиностроение, 1980. – 119 с.
- 15 Новиков, М.П. Основы сборки машин и механизмов / М.П. Новиков. – М. : Машиностроение, 1980. – 592 с.
- 16 Кузнецов, Ю.И. Оснастка для станков с ЧПУ : справочник / Ю.И. Кузнецов, А.Р. Маслов, А.А. Байков. – М. : Машиностроение, 1983. – 359 с.
- 17 Кузнецов, В.С. Универсально-сборочные приспособления : альбом монтажных чертежей / В.С. Кузнецов, В.А. Пономарев. – М. : Машиностроение, 1974. – 156 с.
- 18 Типовые конструкции станочных приспособлений на базе типовых технологических процессов : руководящие материалы. – М. : Оргстанкинпром, 1971 – 1972. – Ч. 1 – 7.
- 19 Универсальное приспособление, расширяющие технологические возможности станков : Каталог-справочник. – М. : НИИМАШ, 1970. – 243 с.
- 20 Справочник технолога-машиностроителя / под ред. А.Н. Малова. – М. : Машиностроение, 1972. – Т. 2. – 767 с.
- 21 Краткий справочник металлста / под ред. А.Н. Малова. – М. : Машиностроение, 1972. – 767 с.
- 22 Курсовое проектирование по технологии машиностроения / под ред. А.Ф. Горбачевича. – Минск : Высшая школа, 1974. – 288 с.
- 23 Справочник технолога-машиностроителя / под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1972. – Т. 1. – 684 с.
- 24 Шубников, К.В. Унифицированные переналаживаемые приспособления / К.В. Шубников. – Л. : Машиностроение, 1973. – 208 с.
- 25 Проскуряков, А.В. Техничко-экономические расчеты при проектировании станочных приспособлений / А.В. Проскуряков, Н.К. Моисеева. – М. : Машиностроение, 1977. – 720 с.
- 26 Горохов, В.А. Проектирование и расчет приспособлений / В.А. Горохов. – Минск : Высшая школа, 1986. – 238 с.
- 27 Обработка металлов резаньем : справочник технолога / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Байм и др. ; под общ. ред. А.А. Панова. – М. : Машиностроение, 1988. – 736 с.
- 28 Технология машиностроения : в 2 т. Т. 1 : Основы технологии машин : учебник для вузов / В.М. Бурцев, А.С. Васильев, А.М. Дальский и др. ; под ред. А.М. Дальского. – 2-е изд., стер. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 564 с.
- 29 Никифорова-Денисова, С.Н. Установка и закрепления деталей в приспособлениях. Привод / С.Н. Никифорова-Денисова. – М. : Машиностроение, 1969. – 105 с.
- 30 Добрыднев, И.С. Курсовое проектирование по предмету "Технология машиностроения" : учеб. пособие / И.С. Добрыднев. – М. : Машиностроение, 1985. – 184 с.
- 31 Косовский, В.Л. Токарные патроны / В.Л. Косовский, З.А. Крупенин, Н.В. Выродов. – М. : Машгиз, 1957. – 106 с.
- 32 Зависляк, Н.И. Современные приспособления к металлорежущим станкам / Н.И. Зависляк. – Л. : Машиностроение, 1967. – 259 с.
- 33 Гильман, А.И. Универсальные пневматические токарные патроны / А.И. Гильман. – Саратов : Книжное издательство, 1963. – 114 с.
- 34 ГОСТ 12.2029–88. Приспособления станочные. Требования безопасности.

III. Параметры шероховатости при механической обработке

Способ обработки	Класс шероховатости поверхности ГОСТ 2789–59 (по старому)	Параметр шероховатости поверхности ГОСТ 2789–73	
		<i>Ra</i> , мкм	<i>Rz</i> , мкм
Обтачивание наружных торцевых поверхностей и растачивание:			
грубое (обдирочное)	2 – 3	40...12,5	160...50
получистовое	4 – 5	10...3,2	40...12,5
чистовое	5 – 7	5...0,8	20...4,0
отделочное (тонкое, алмазное)	7 – 9	1,25...0,20	6,3...1,0
Прорезка:			
в один проход	3	20...12,5	80...50
в два прохода	4 – 5	10...3,2	40...12,5
Отрезка:			
резцом	3	20...12,5	80...50
дисковой пилой	1 – 3	80...12,5	80...50
ножовочным полотном	2 – 4	40...6,3	160...25
Фрезерование поверхностей цилиндрическими, торцевыми фрезами:			
черновое	3 – 4	20...6,3	80...25
чистовое	5 – 6	5...1,6	20...8,0
тонкое	7	1,25...0,8	6,3...4,0
Фрезерование скоростное:			
черновое	6 – 7	2,5...0,8	10...4,0
чистовое	7 – 8	1,25...0,40	6,3...2,0
Сверление отверстий диаметром, мм:			
до 15	4 – 5	10...3,2	40...12,5
свыше 15	3 – 4	20...6,3	80...25
Рассверливание	3 – 4	20...6,3	80...25
Зенкерование чистовое	5 – 6	5...1,6	20...8,0
Развертывание:			
получистовое	4 – 5	10...3,2	40...12,5
чистовое	5 – 7	5...0,8	20...4,0
тонкое	7 – 8	1,25...0,40	6,3...2,0
Долбление стальных заготовок:			
черновое	2 – 3	40...12,5	160...50
чистовое	4 – 6	10...1,6	40...8,0
Протягивание:			
чистовое	5 – 7	5...0,8	20...4,0
отделочное	8 – 10	0,63...0,10	3,2...0,5
Строгание стальных заготовок:			
черновое	3 – 4	20...6,3	80...25
чистовое	5 – 6	5...1,6	20...8,0
тонкое	6 – 7	2,5...0,8	10...4,0
Нарезание наружной резьбы:			
плашкой	4 – 5	10...3,2	40...12,5
резцом, гребенкой, фрезой	5 – 7	5...0,8	20...4,0

Нарезание внутренней резьбы:			
метчиком	4 – 6	10...1,6	40...8,0
резцом, гребенкой, фрезой	5 – 7	5...0,8	20...4,0
Обработка зубьев колес:			
строгание конических колес	6 – 8	2,5...0,40	10...2,0
фрезерование зубчатых колес	6 – 8	2,5...0,40	10...2,0
Шевингование	7 – 9	1,25...0,20	6,3...1,0
Шабрение:			
чистовое (грубое)	5 – 7	5...0,8	20...4,0
тонкое	7 – 10	1,25...0,10	6,3...0,5
Шлифование плоское:			
чистовое	6 – 8	2,5...0,40	10...2,0
тонкое	9 – 10	0,32...0,10	0,32...0,5
Круглое шлифование:			
чистовое	6 – 8	2,5...0,40	10...2,0
тонкое	9 – 10	0,32...0,10	0,32...0,5
Шлифование резьбы	8 – 11	0,63...0,05	3,2...0,25
Суперфиниширование:			
чистовое	9 – 11	0,32...0,05	0,32...0,25
тонкое	10 – 12	0,16...0,025	0,16...0,125
двукратное	12 – 14	0,040...0,008	0,2...0,025
Хонингование:			
среднее	8 – 9	0,63...0,20	3,2...1,0
тонкое	10 – 13	0,16...0,0125	0,16...0,063
Притирка:			
чистовая	6 – 9	2,5...0,20	10...1,0
тонкая	7 – 11	1,25...0,05	6,3...0,25
Полирование:			
обычное	7 – 10	1,25...0,10	6,3...0,5
тонкое	10 – 12	0,16...0,025	0,16...0,125
Доводка механическая			
чистовая	8 – 10	0,63...0,10	3,2...0,5
Доводка ручная:			
предварительная	6 – 10	2,5...0,10	10...0,5
чистовая	10 – 11	0,16...0,05	0,16...0,25
отделочная	12 – 13	0,040...0,0125	0,2...0,063

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
КУРСОВАЯ РАБОТА	6
НАЗНАЧЕНИЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ	29
ЭЛЕМЕНТЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ.....	33
ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ	34
ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАНОЧНОГО ПРИСПОСОБЛЕНИЯ.....	40
ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	50
ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА ПРИСПОСОБЛЕНИЙ	68
МЕТОДИКА РАСЧЕТА СИЛ ЗАЖИМА	73
КОНСТРУКЦИИ ПАТРОНОВ К ТОКАРНЫМ СТАНКАМ	103
ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ	111
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ	133
ПАТРОНЫ С ВСТРОЕННЫМИ ПРИВОДАМИ	137
РАСЧЕТ УСИЛИЙ ЗАЖИМА И СИЛОВОГО ПРИВОДА	147
МНОГОШПИНДЕЛЬНЫЕ И МНОГОПОЗИЦИОННЫЕ СВЕРЛИЛЬНЫЕ ГОЛОВКИ	156
УНИВЕРСАЛЬНЫЕ МНОГОШПИНДЕЛЬНЫЕ ГОЛОВКИ И СВЕРЛИЛЬНЫЕ БЛОКИ	164
КОНСТРУИРОВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ МНОГОШПИНДЕЛЬНЫХ ГОЛОВОК	177
РАСЧЕТ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ НА ТОЧНОСТЬ	203
СИЛОВОЙ РАСЧЕТ СПРОЕКТИРОВАННОГО ПРИСПОСОБЛЕНИЯ	227
ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ В КУРСОВОМ И ДИПЛОМНОМ ПРОЕКТАХ	233
ВЫБОР МАТЕРИАЛА И РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ	281
ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ К ПРИСПОСОБЛЕНИЯМ	295
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	308
ПРИЛОЖЕНИЕ	311