

Министерство образования Российской Федерации  
Томский политехнический университет

---

**А.В. Иоппа, Б.Б. Мойзес**

**ОБОРУДОВАНИЕ И УСТРОЙСТВА  
ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ  
ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ**

Учебное пособие

Томск 2003

УДК 62-52  
И 75

Иоппа А. В., Мойзес Б. Б. Оборудование и устройства для автоматизации производственных процессов: Учеб. пособие / Том. политехн. ун-т. – Томск, 2003. – 64 с.

В пособии «Оборудование и устройства для автоматизации производственных процессов» рассмотрены вопросы расчета и проектирования целевых механизмов производственных процессов (силовых головок, суппортов, механизмов загрузки, механизмов поворота и т. д.).

Методическое пособие предназначено для студентов специальностей 120100 «Технология машиностроения», 120500 «Оборудование и технология сварочного производства», 170500 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов» Института дистанционного образования.

Печатается по постановлению Редакционно-издательского Совета Томского политехнического университета.

Рецензенты:

В. Ф. Коваленко – главный инженер ОАО «Манотомь»;

С. В. Кирсанов – профессор кафедры «Технология машиностроения, резание и инструмент» Томского политехнического университета, доктор технических наук.

Темплан 2003

© Томский политехнический университет, 2003

# СОДЕРЖАНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>4</b>
<b>1. ЦЕЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ РАБОЧИХ ХОДОВ .....</b>	<b>5</b>
<b>1.1. Суппорты .....</b>	<b>5</b>
<b>1.2. Силовые головки.....</b>	<b>12</b>
<b>1.3. Контрольно-блокировочные устройства .....</b>	<b>21</b>
<b>2. ЦЕЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ ХОЛОСТЫХ ХОДОВ.....</b>	<b>27</b>
<b>2.1. Механизмы загрузки .....</b>	<b>27</b>
2.1.1. Механизмы питания для бунтового материала.....	27
2.1.2. Механизмы питания для пруткового материала.....	30
2.1.3. Механизмы питания для штучных заготовок .....	33
2.1.4. Механизмы магазинного питания .....	49
2.1.5. Автооператоры .....	53
<b>2.2. Поворотно-фиксирующие механизмы.....</b>	<b>55</b>
2.2.1. Поворотные устройства.....	56
2.2.2. Механизмы изменения ориентации .....	58
2.2.3. Механизмы поворота .....	59
2.2.4. Механизмы фиксации.....	62
<b>ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>64</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Целевыми называют механизмы, предназначенные для выполнения отдельных элементов технологического процесса и частных движений рабочего цикла на автомате и автоматической линии. Целевые механизмы автомата и автоматической линии увязываются как в пространстве, так и во времени работы для осуществления рабочего цикла без вмешательства человека. Весь комплекс взаимно увязанных целевых механизмов и образует исполнительный механизм рабочей машины. Целевые механизмы весьма разнообразны и зависят от технологического процесса, осуществляемого на них. Для выполнения одних и тех же действий в однотипном оборудовании используется большое количество типов целевых механизмов, отличающихся друг от друга по конструкции. Конструктивная сложность целевых механизмов зависит не столько от механизма, обеспечивающего выполнение заданной операции, сколько от необходимости связать действия этого механизма с действиями остальных механизмов во времени и пространстве.

Несмотря на то, что целевые механизмы отличаются друг от друга по конструкции и характеру работы, их можно разбить на две группы:

- 1) целевые механизмы рабочих ходов;
- 2) целевые механизмы холостых ходов.

К первой группе относят целевые механизмы, выполняющие операции по обработке данного материала и обеспечивающие рабочие движения материалов и рабочих органов: суппорты одно- и многошпиндельных автоматов, силовые головки, различные приспособления.

Ко второй относят целевые механизмы, выполняющие все холостые операции, не связанные с непосредственной обработкой изделия и обеспечивающие подготовку для совершения рабочих ходов: механизмы загрузки, зажимные устройства, механизмы поворота и фиксации, транспортирующие и др.

# 1. ЦЕЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ РАБОЧИХ ХОДОВ

## 1.1. Суппорты

Суппорты относятся к целевым механизмам рабочих ходов и предназначены для закрепления инструментов, установки их относительно обрабатываемого изделия, а также перемещения их согласно заданному технологическому процессу. К группе суппортов следует отнести револьверные головки, шлифовальные бабки, ползуны зуборезных станков и другие рабочие механизмы того же технологического назначения.

Следует отметить, что универсальность автоматов и полуавтоматов зависит от технологических возможностей суппортов. Поэтому при проектировании суппортов в зависимости от выполнения предполагаемых технологических процессов необходимо выбрать их число, расположение, траектории рабочих и холостых перемещений, а также скорости их перемещений. Независимо от их количества в автомате или полуавтомате каждый суппорт имеет самостоятельную независимую настройку.

К суппортам и другим узлам, несущим режущий инструмент, предъявляются высокие требования в отношении надежности, стабильности работы и быстроты наладки и подналадки.

В автоматах и полуавтоматах применяется большое количество различных конструкций суппортов. В зависимости от направления перемещения суппорта подразделяются на продольные и поперечные. Продольные, в свою очередь, делятся так: для осевого перемещения инструмента (расточные и внутришлифовальные полуавтоматы), для продольной обточки (токарные многошпиндельные автоматы и полуавтоматы, многолезцовые полуавтоматы и др.) и фасонной обточки.

Наиболее простые движения имеют поперечные суппорты. Типичным циклом работы для них является быстрый подвод – рабочий ход (фасонная обточка, отрезка, подрезка) – быстрый отвод инструмента. При фасонной обточке для зачистки поверхности в конце рабочего хода дают выдержку. Суппорты с подобным циклом работы используют в фасонно-отрезных автоматах, в автоматах фасонно-продольного точения, револьверных, многошпиндельных и др.

Суппорты для осевого перемещения инструмента имеют циклы, в основном сходные с циклами поперечных суппортов (быстрый подвод – рабочий ход – быстрый отвод). По такому циклу перемещаются револьверные головки, головки агрегатных станков, суппорты расточных и внутришлифовальных полуавтоматов.

Суппорты для продольной и фасонной обточек имеют большое разнообразие циклов. Эти суппорты используют в гидроконтролируемых, многолезцовых и других полуавтоматах и автоматах для обработки деталей типа валов. Различные конструкции продольных суппортов позволяют произво-

диль обработку цилиндрических, ступенчатых, конических и фасонных поверхностей.

Наиболее простой цикл работы продольного суппорта при обработке цилиндрической поверхности: быстрый подвод – продольное рабочее перемещение – возврат в исходное положение. Характер траектории отвода суппорта в исходно положение зависит от типа механизма, применяемого для этой цели.

При обработке фасонных поверхностей суппорт должен иметь рабочее перемещение по соответствующей траектории.

Приспособленность автомата к заданному виду технологического процесса определяется прежде всего количеством, расположением и типами суппортов. При компоновке суппортов учитывают удобство и быстроту обслуживания при переналадке и максимально возможное упрощение конструкции всей суппортной группы. Компоновка и конструкция суппорта находятся во взаимной связи, и при проектировании эти вопросы рассматривают в комплексе.

Выбор числа суппортов и их компоновка являются важной проблемой для многошпиндельных токарных автоматов. В этих автоматах обработку производят одновременно на всех шпинделях большим количеством режущих инструментов. Поэтому при проектировании суппортов учитывают такие факторы, как удобство наладки автомата, удобство смены и регулировки инструмента, отвод стружки и предохранение от нее направляющих суппортов, точность и стабильность перемещения суппортов и др.

Число поперечных суппортов в многошпиндельных автоматах обычно берут равным или на единицу меньше числа шпинделей. Нижние суппорты выполняют более массивным, так как они используются для черновых операций. Каждый суппорт следует выполнять с независимой подачей.

Широко применяется центральный продольный суппорт, который обслуживает все позиции автомата и обеспечивает наилучшую соосность между инструментами и рабочими шпинделями. Анализ конструкций многошпиндельных автоматов показывает, что имеется большое разнообразие компоновочных схем поперечных суппортов. Для примера на рис. 1 показано несколько компоновок суппортов современных автоматов.

Важным вопросом при конструировании многошпиндельных автоматов является выбор конструктивной схемы продольного суппорта и его привода. Компоновка и конструкция продольного суппорта во многом зависят от расположения распределительного вала автомата (верхнее или нижнее), конструкции механизмов, передающих движение от кулачка распределительного вала и точки приложения осевой силы, перемещающей продольный суппорт, которая должна быть по возможности максимально приближена к оси суппорта. Продольный суппорт обычно устанавливают на стальной круглой направляющей, и движение на него в основном передается от цилиндрических кулачков распределительного вала.

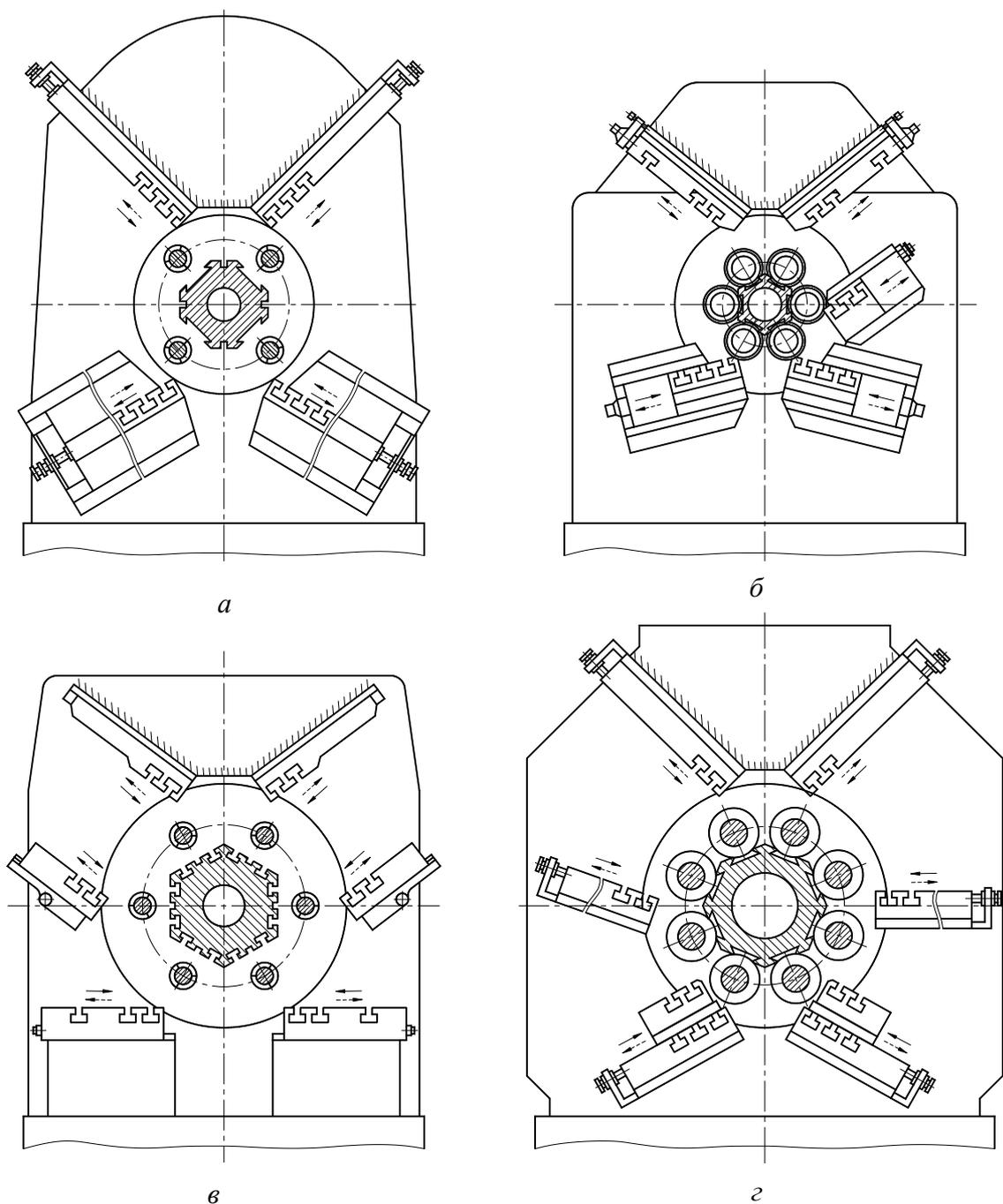


Рис. 1. Примеры компоновки поперечных суппортов многошпиндельных автоматов: *а* – автомат модели 1А240-4; *б* – полуавтомат модели 1265ПМ-6; *в* – автомат типа Gildemeister DAM 6×25; *г* – автомат типа New Britain 326

На рис. 2 показана конструкция продольного суппорта современного шестишпиндельного автомата 1А290-6.

Продольный суппорт 1 представляет собой шестигранную каретку, которая перемещается по круглой направляющей 2. От проворота вокруг оси продольный суппорт удерживается ползуном 3, скользящим по направляющей планке, закрепленной на траверсе автомата. Перемещение суппорта

осуществляется рычагом 4 через шток 5, который соединен с кареткой суппорта шарниром 7. Перемещение суппорта ограничивается упором 6.

На конструкцию суппорта существенное влияние оказывают степень сложности цикла, усилие подачи, количество режущих инструментов, требуемая точность обработки и возможность использования при проектировании унифицированных узлов и деталей.

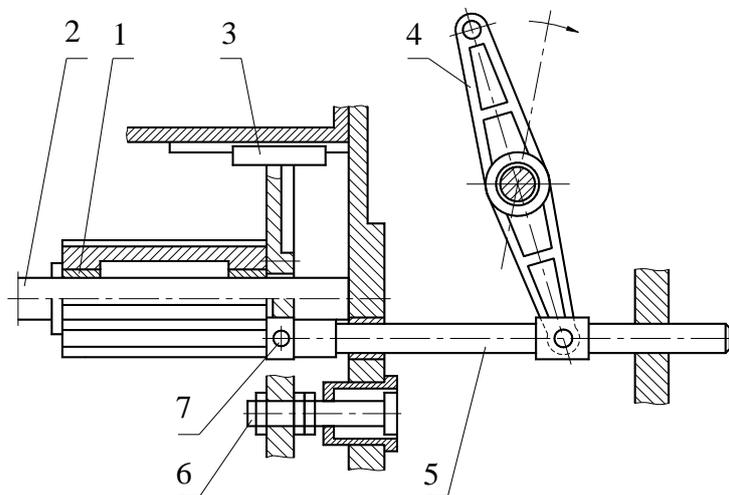


Рис. 2. Конструкция продольного суппорта шестишпindleльного автомата модели 1A290-6

Точность перемещения суппорта во многом зависит от конструкции выбранных направляющих. В современных автоматах и полуавтоматах применяют различного типа направляющие скольжения: призматические или треугольного профиля ласточкина хвоста; плоские или прямоугольного профиля, цилиндрические.

На рис. 3 приведены примеры направляющих суппортов современных автоматов и полуавтоматов.

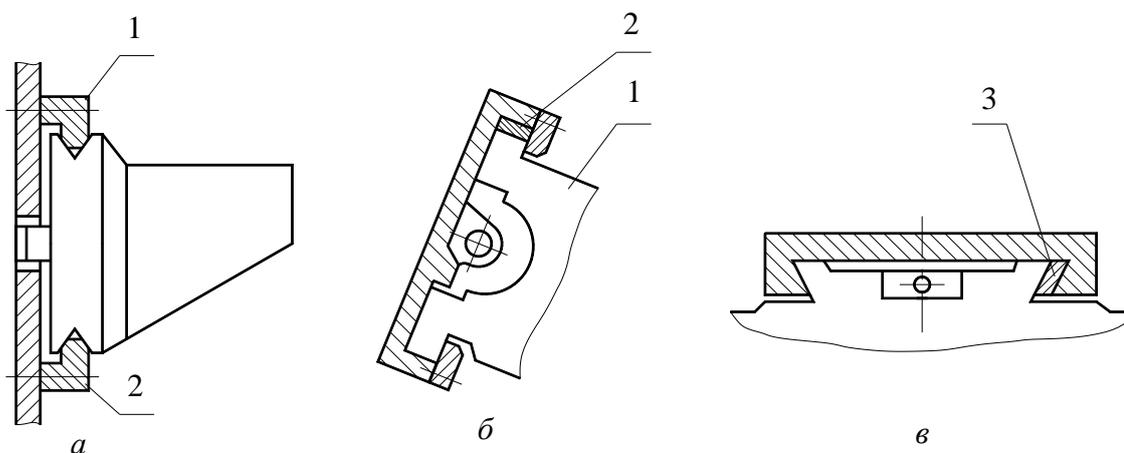


Рис. 3. Примеры направляющих поперечных суппортов современных автоматов и полуавтоматов

На рис. 3, *а* показан нижний поперечный суппорт автомата модели 1265-6. Автомат имеет шесть поперечных суппортов, перемещающихся в призматических направляющих. Каждый суппорт имеет независимый привод от распределительного вала. Верхняя направляющая суппорта 1 неподвижно закреплена на корпусе; нижняя направляющая 2 регулируется при помощи двух винтов, завинченных в пальцы. После регулировки направляющие надежно закрепляются двумя винтами.

На рис. 3, *б* показан копировальный суппорт полуавтомата модели 1722. В продольном направлении он перемещается по прямоугольным направляющим 1 станины. Для регулирования зазора в вертикальных плоскостях стыка направляющих служит планка прямоугольного профиля и постоянной толщины. При выборке зазора планку поджимают несколькими винтами.

Направляющие в форме ласточкина хвоста приведены на рис. 3, *в*. Такого типа направляющие используют в поперечных суппортах автоматов фасонно-продольного точения, в поперечных суппортах полуавтоматов модели 172 и др. Регулировка зазора осуществляется с помощью клина 3.

Цилиндрические направляющие получили широкое применение в продольных суппортах многошпиндельных автоматов.

Каждая из конструктивных форм направляющих имеет достоинства и недостатки. Призматические направляющие реже повреждаются мелкой стружкой, которая легко скатывается с наклонных граней, и обладают способностью саморегулироваться. С другой стороны, на них плохо удерживается смазка. Изготовление, пригонка и ремонт призматических направляющих сложнее, чем плоских. Их износ меньше влияет на точность работы станка, чем износ направляющих прямоугольного профиля.

Преимущества направляющих с профилем в форме ласточкина хвоста – простота регулировки, которая производится с помощью лишь одной планки или клина, и удобство применения в качестве направляющих для вертикальных перемещений. Изготовление и контроль направляющих в форме ласточкина хвоста сравнительно сложны.

Направляющие прямоугольного профиля проще всех других в отношении обработки и ремонта. Их несущие плоскости легко сделать широкими, а, следовательно, удельное давление – малым. При расположении в горизонтальной плоскости они хорошо удерживают смазку, но уступают призматическим направляющим в отношении опасности повреждения стружкой.

Цилиндрические направляющие обычно располагают горизонтально, причем обработка сопряженной направляющей, имеющей форму круглого цилиндра, значительно проще.

Учитывая необходимый цикл перемещения суппортов, их количество и компоновку, принятую систему управления, при проектировании необходимо правильно выбрать тип привода.

Наиболее широкое применение в автоматах и полуавтоматах получил привод суппортов от дисковых или цилиндрических кулачков, так как он

обеспечивает легкое получение различных циклов. Значительно реже применяется привод от рейки и ходового винта, которые требуют реверса в цепи привода и с их помощью трудно получить требуемую траекторию перемещения суппорта.

В токарных гидрокопировальных полуавтоматах, в силовых головках, в силовых столах и некоторых других станках получил применение гидравлический привод, который обеспечивает возможность получения различных циклов работы при больших усилиях подачи.

При использовании привода от дисковых или цилиндрических кулачков в качестве промежуточных передаточных механизмов получили широкое применение рычажные передачи. На рис. 4 приведены некоторые схемы рычажных механизмов для передачи движений от дисковых и цилиндрических кулачков. Сложность передаточных рычажных систем в некоторых случаях приводит к значительным трудностям при проектировании, изготовлении и особенно эксплуатации оборудования.

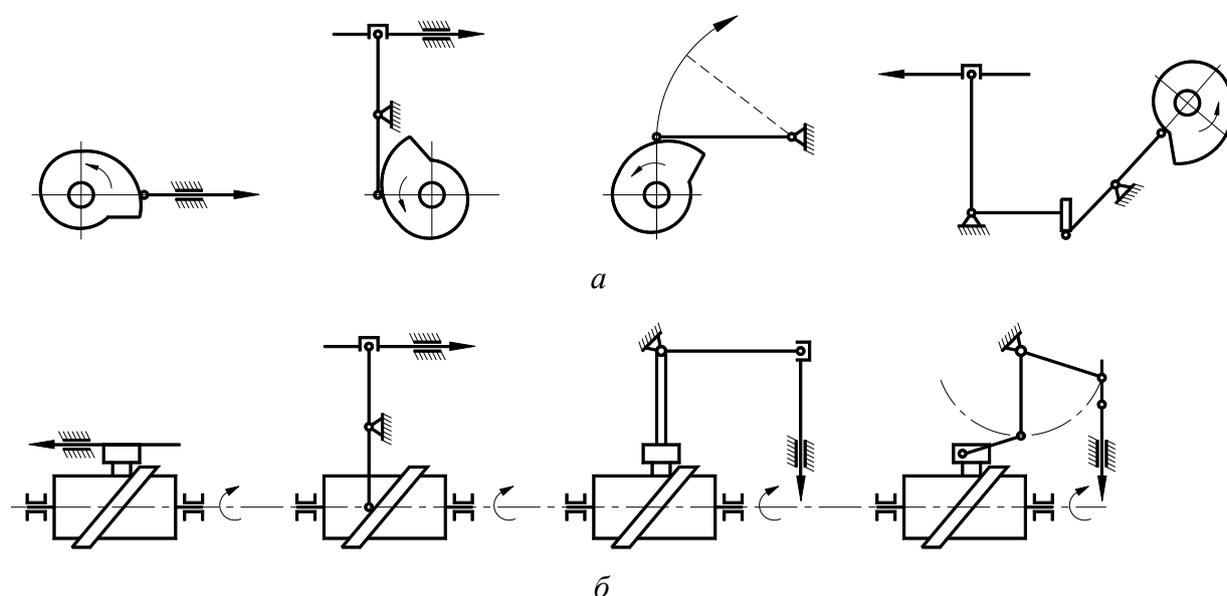


Рис. 4. Схемы рычажных механизмов для передачи движений:  
*a* – от дисковых кулачков; *б* – от цилиндрических кулачков

В последнее время для передачи движения от кулачков распределительного вала к целевым механизмам автомата находят применение шариковые передаточные механизмы.

На рис. 5 показана принципиальная схема шарикового передаточного механизма, предложенного проф. Г.А. Шаумяном. Шариковый передаточный механизм ШПМ предназначен для передачи прямолинейного движения целевым механизмам автомата. Он состоит из двух толкателей 2 и 6, замыкающих цепочку шариков 4 и цилиндрических втулок 3, расположенных в калиброванной трубке (трубопроводе) 5. Движение, сообщаемое одному толкателю 2 кулачком 1, передается через цепочку шариков и втулок другому тол-

кателю 6, а им – исполнительному механизму 7. Пружина 8 служит для возврата исполнительного механизма в исходное положение.

Применение ШПМ позволяет значительно упростить конструкцию автомата за счет устранения плоских и пространственных многозвенных передаточных механизмов, которые заменяются трубопроводами. Распределительный вал при использовании ШПМ заменяется быстросменными оправками-валами длиной 150–200 мм, а это значительно сокращает время переналадки автомата и позволяет применять широкую унификацию обрабатываемых изделий, создавая магазины наладок.

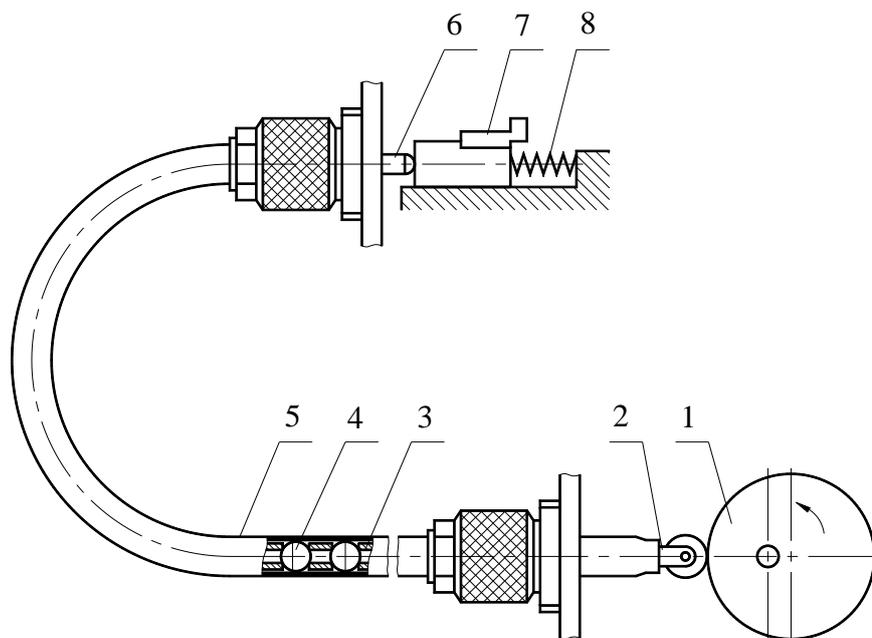


Рис. 5. Схема шарикового передаточного механизма (ШПМ)

Для ШПМ применяют шарики степени точности I и II, группы П (по ГОСТ 3722-60), диаметром 6, 8 и 10 мм. В зависимости от диаметра применяемого шарика в трубопроводе к толкателю ШПМ можно приложить наибольшее допускаемое усилие соответственно 800, 1800 и 2500 Н.

Трубопровод выполняют из труб размерами 8×1, 10×1 и 12×1 мм из латуни Л62. Сферические втулки обычно изготавливают из латуни ЛС59-1. На рис. 6 приведена конструкция ШПМ.

Рабочий ход предварительно устанавливают подбором количества шариков 2 и втулок 3 и окончательно подгоняют регулировочными шайбами 5. Длину трубопровода 1 устанавливают в зависимости от расположения кулачка и исполнительного механизма; наибольшая длина трубопровода не превышает 2 м. Пространство между шариками и втулками заполняется консистентно смазкой ЦИАТИМ-201 или ЦИАТИМ-203. Ход толкателя должен быть плавным, без заеданий и рывков.

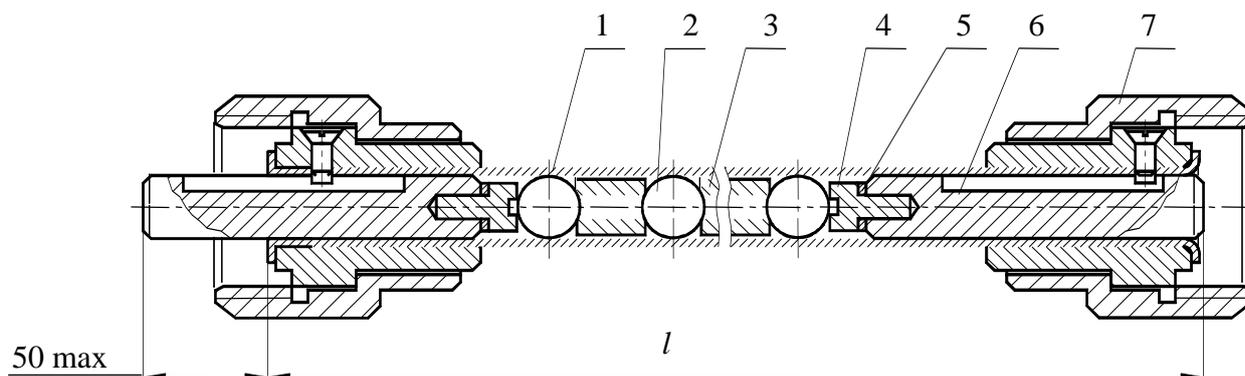


Рис. 6. Конструкция шарикового передаточного механизма:  
 1 – трубопровод; 2 – шарики; 3 – втулки; 4 – головка толкателя;  
 5 – регулировочная шайба, 6 – толкателя, 7 – установочный винт

## 1.2. Силовые головки

Силовые головки предназначены для сообщения режущим инструментам главного вращательного движения и движения продольной подачи. Они являются основными исполнительными механизмами агрегатных станков и автоматических линий.

По конструкции и назначению создано большое количество различных силовых головок, с помощью силовых головок можно выполнять токарные, фрезерные, сверлильные, расточные, резьбонарезные, шлифовальные и другие операции.

Для привода главного движения (вращательного) в силовых головках обычно применяют электродвигатели, а для привода – кулачки, винтовые передачи, цилиндры (пневматические, гидравлические и пневмогидравлические).

Спецификация силовых головок по виду привода подач приведена на рис. 7.

По конструкции механизма подач головки выполняются с подвижной пинолью и подвижным корпусом. Подачу инструмента перемещением пиноли обычно используют в головках малых и средних мощностей (не свыше 1,5 кВт), что обеспечивает удобный подход инструмента к обрабатываемой детали. Силовые головки средних и больших мощностей выполняют с подвижным корпусом, что обеспечивает более жесткое направление инструмента.

В зависимости от расположения привода подач силовые головки могут быть самодействующими и несамодействующими.

В самодействующих силовых головках как привод вращения шпинделя, так и привод подач встроены в головку. В несамодействующих головках привод подач расположен вне головки, и силовая головка обычно устанавливается на силовом столе, который включается к насосной станции станка или имеет самостоятельный привод.

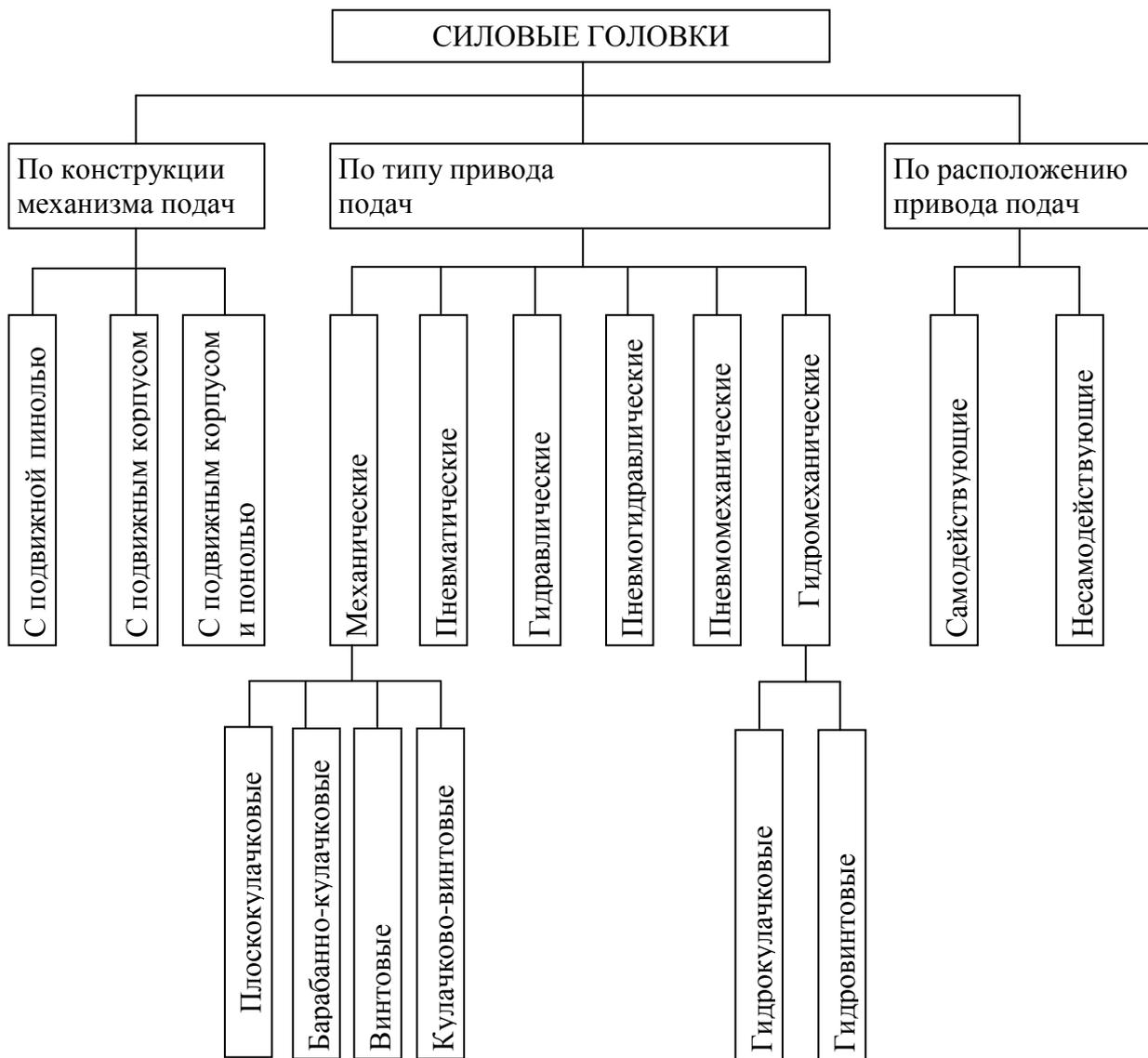


Рис. 7. Классификация силовых головок

Силовые головки могут работать с различными циклами, например:

- а) быстрый привод – рабочая подача (одна или две) – быстрый отвод;
- б) быстрый подвод – рабочая подача – быстрый подвод – рабочая подача – быстрый отвод и др.

Силовые головки в значительной степени определяют производительность, надежность и точность работы агрегатных станков и автоматических линий. Поэтому силовые головки, применяемые в агрегатных станках и автоматических линиях, должны: автоматически и точно выполнять заданный цикл работы; иметь достаточную жесткость конструкции головки при различных режимах обработки; обладать высокой надежностью, возможностью быстрого устранения возникающих отказов и простотой обслуживания.

При компоновке агрегатных станков и автоматических линий наибольшее применение получили гидравлические, пневмогидравлические и механические силовые головки.

*Гидравлические силовые головки.* Гидравлические силовые головки получили наиболее широкое применение в агрегатных станках и автоматических линиях. Это объясняется значительными их преимуществами по сравнению с головками других типов. Гидравлические силовые головки рассчитаны для выполнения как легких, так и тяжелых работ.

В табл. 1 приведены технические характеристики гидравлических силовых головок конструкции СКБ-1.

Таблица 1

Габарит силовой головки	Мощность электродвигателя, кВт	Наибольшее усилие подачи, Н	Диапазон подач, мм/мин	Длина хода, мм
2	2,2	5600	40÷800	250; 400
3	2,2; 3; 4*	10000	30÷600 30÷1700*	320; 500
4	4; 5,5; 7,5*	18000	20÷600 20÷1000*	400; 630; 800
5	4; 5,5; 7,5; 10	31500	14÷700	400; 630; 800
6	7,5; 10; 13; 17	56000	10÷400	500; 800; 1250***
7	13; 17; 22; 30	100000	7÷250	500; 800; 1250***

\* Дополнительно для самодействующих силовых головок.

\*\* Дополнительно для несамодействующих силовых головок.

\*\*\* Для несамодействующих силовых головок.

Гидравлические силовые головки габарита 2 выполняют только самодействующими, а головки остальных габаритов также и несамодействующими, при этом их устанавливают для получения продольного перемещения шпинделя на силовых столах, получающих питание от централизованной насосной станции станка. Как показано в табл. 1, мощность электродвигателя гидравлических силовых головок находится в пределах 2-30 кВт, а осевая сила, которую может развивать силовая головка, – до 100 000Н.

Гидравлические механизмы подач позволяют легко автоматизировать работу головок – сложные циклы движений осуществляются сравнительно просто, без помощи каких-либо специальных устройств. Это обеспечивает простоту конструкции головки.

В гидравлическом приводе подач отсутствуют сильно нагруженные пары, подверженные быстрому износу (винты, гайки, муфты и т. д.). Этот привод имеет широкий диапазон выбора подач, возможность получать значительные усилия подач, величина которых поддается точной регулировке. Защита механизма от перегрузок решается относительно легко путем использования предохранительного клапана, просто осуществляются обратный ход, точный останов, работа по жесткому упору.

По способу регулирования подачи гидроприводы головок делят на приводы с дроссельным и объемным регулированием.

На рис. 8 приведена самодействующая силовая головка габарита 3. Следует отметить, что головки габаритов 2 и 4 имеют такую же конструкцию. На переднем конце приводного вала устанавливается шестерня (рис. 8), которая зацепляется с приводной шестерней шпиндельной коробки. Приводной вал 1 получает вращение от электродвигателя через пару зубчатых колес 6. Корпус 2 головки перемещается по направляющей плите 10 от гидроцилиндра подачи 9. Гидроцилиндр соединен с корпусом головки, а шток – с направляющей плитой. Малогабаритный пластинчатый насос 4 расположен в полости 3, являющейся резервуаром для масла. Гидронасос приводится во вращение через упругую муфту с резиновой звездочкой 5 от вала электродвигателя; масло заливается через отверстие в крышке 7 с сетчатым фильтром 8.

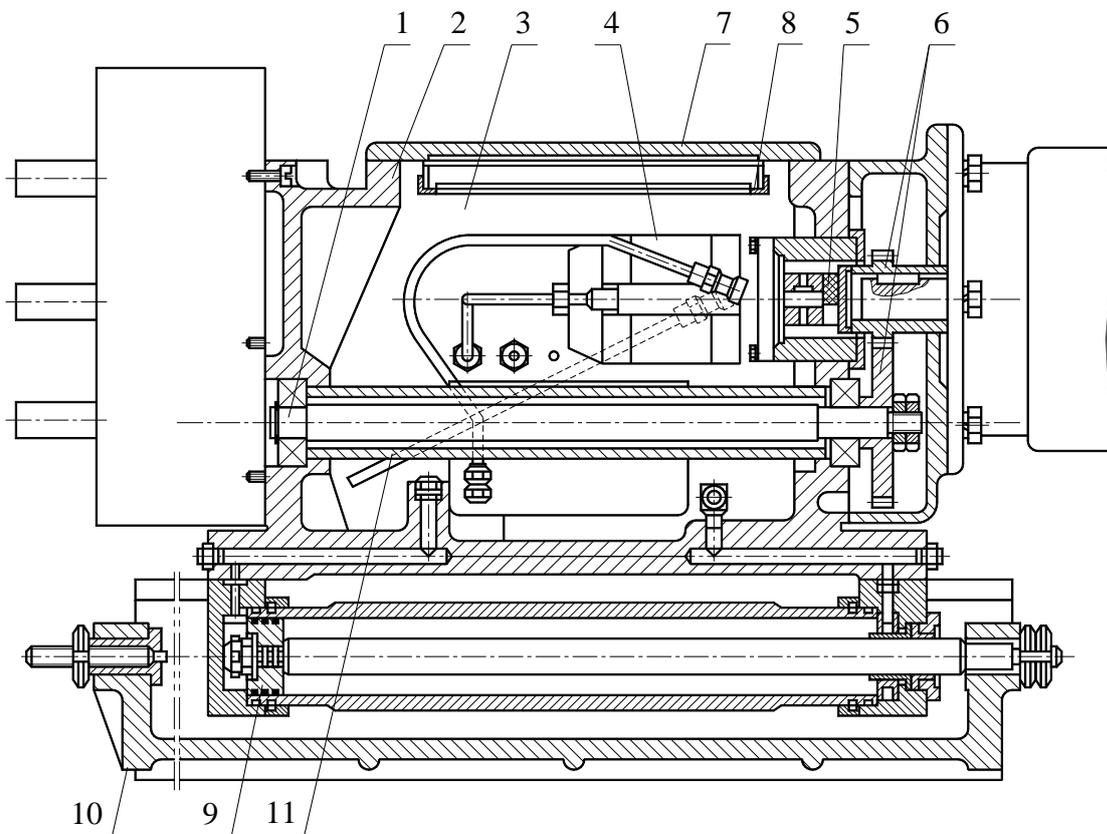


Рис. 8. Самодействующая гидравлическая силовая головка габарита 3

Управление циклом работы головки производится кулачками, закрепленными в Т-образных пазах направляющей плиты и непосредственно воздействующими на рычаг переключения гидропанели (гидравлические упоры управления), либо посредством переключения электромагнитов, включаемых конечными выключателями, на которые воздействуют соответствующие кулачки (электрические упоры управления). Количество и расположение упоров управления зависят от требуемого цикла работы головки.

*Пневмогидравлические силовые головки.* Пневмогидравлические головки получили применение при выполнении сравнительно нетяжелых работ. Мощность двигателя обычно не превышает 3 кВт, а усилие подачи – не более 9000 Н.

Пневмогидравлический привод несложен по конструкции – в нем отсутствуют насосная станция и часть гидроаппаратуры, применяемой в гидравлических приводах. Перемещение поршня привода подач осуществляется воздухом, а скорость перемещения регулируется маслом, вытесняемым поршнем из цилиндра. Питание привода сжатым воздухом производится от цеховой сети. Регулирование величины подачи производится с помощью дроссельного устройства. Следует отметить, что температура масла в гидросистеме головки остается всегда постоянной, поэтому подача в процессе работы остается стабильной.

Пневмогидравлические головки обычно выполняют с выдвижной пинолью, но в некоторых случаях корпус головки может перемещаться по специальным направляющим.

На рис. 9 показана пневмогидравлическая схема головки ГС-2М. Головка применяется для одно- и многошпindleльной обработки отверстий сверлами, зенкерами, развертками. С использованием насадок и устройств на головке могут выполняться операции глубокого сверления, растачивания и легкого фрезерования.

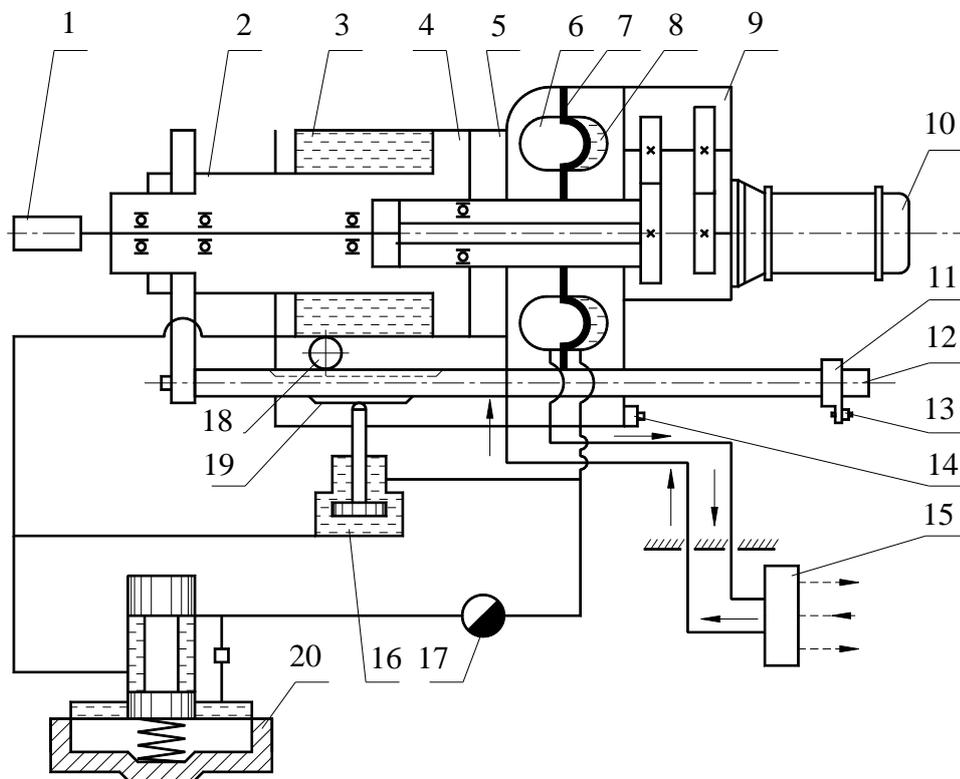


Рис. 9. Пневмогидравлическая силовая головка ГС-2М

Вращение шпинделя 1 головки осуществляется через редуктор 9 от электродвигателя 10 мощностью 1,7 кВт. Подача в головке осуществляется сжатым воздухом от заводской компрессорной станции.

Шпиндель 1 установлен в пиноли 2, которая составляет одно целое с поршнем 4 привода подачи. При перемещении пиноли вперед в полость 5 подается сжатый воздух из сети через воздухораспределительный клапан 15. Масло, находящееся в полости 3 переходит в полость 8, отделенную от полости 6 эластичной тонкостенной резиновой диафрагмой 7. Включением рабочего хода управляют упоры, расположенные на скалке 12, которая перемещается вместе с пинолью 2. При ускоренном подводе клапан 16 открыт, так как его стержень находится на шпонке 19, закрепленной на скалке 12, и масло имеет возможность через большое проходное отверстие клапана 16 поступать из полости 3 в полость 8. По окончании быстрого подвода стержень клапана 16 сходит со шпонки, и клапан закрывается под действием пружины, масло из полости 3 в полость 8 перетекает через редукционный клапан 20 и дроссель 17, сообщая рабочую подачу пиноли 2 и шпинделю 1. Величина рабочей подачи регулируется дросселем 17.

При быстром ходе назад сжатый воздух подается в полость 6 и масло, находящееся в полости 8, выдавливается в полость 3 рабочего цилиндра, при этом под давлением масла клапан 16 открывается. Это происходит в конце прямого хода, когда регулируемый упор 11 винтом 13 нажимает на конечный выключатель 14, который подает импульс на переключение клапана 15.

Зубчатое колесо 18 предназначено для перемещения пиноли вручную.

*Механические силовые головки.* В механических силовых головках используют кулачковые и винтовые приводы подачи. Величина подачи устанавливается сменой зубчатых колес гитары; она не зависит от температурных условий и является постоянной. Механический привод обладает большими преимуществами при нарезании резьб, когда требуется соответствие величины подачи и числа оборотов шпинделя. Кулачковый привод используют для силовых головок, имеющих малый ход и мощность до 2 кВт. Все головки средней и большой мощности при электромеханической подаче выполняют винтовыми.

Плоскокулачковые головки применяют для выполнения сверлильных и резьбонарезных операций, а также для легкого фрезерования; мощность их электродвигателей в пределах 0,4–2,8 кВт; общий ход инструмента 35–75 мм при длительности цикла 5–30 с. Эти головки имеют небольшие габариты.

На рис. 10 приведена кинематическая схема плоскокулачковой головки Харьковского завода малых агрегатных станков. Головка выполнена с подвижной пинолью. Величина рабочей подачи, а также скорости подвода и отвода инструментов определяются профилем кулачка.

Главное вращательное движение шпиндель 1, который установлен в пиноли 2, получает от электродвигателя через ременную передачу со смен-



$$(I_{\text{об.ш}} \cdot K / z_1)(A / B)(z_2 / z_3)T = s \text{ мм/об.}, \quad (3)$$

где  $K$  – число заходов червяка на валу 7;  $z_1, z_2, z_3$  – числа зубьев зубчатых колес;

$T$  – шаг архимедовой спирали кулачка на участке рабочего хода, мм;

$s$  – рабочая подача на один оборот шпинделя, мм.

Заменив постоянные члены уравнения баланса  $K / z_1 \cdot z_2 / z_3 = P$ , получим формулу настройки

$$A / B = s / (P \cdot T). \quad (4)$$

Рабочий участок кулачка соответствует дуге равной  $240^\circ$ ; холостые перемещения пиноли осуществляются при повороте кулачка на  $120^\circ$ . Механизмы головки предохранены от перегрузки шариковой муфтой, вмонтированной во втулку червячного колеса.

Головка конструктивно проста и надежна в работе. К ее недостаткам можно отнести небольшую осевую силу и мощность, малый ход инструментов и невозможность его регулировки без смены кулачка, ступенчатое изменение подачи путем замены сменных зубчатых колес, невозможность работы до жесткого упора.

Барабанно-кулачковые головки применяют для выполнения более тяжелых работ, чем плоскокулачковые. Конструктивно они выполняются как с подвижной пинолью, так и с перемещающимся корпусом.

Конструктивно головка проста и надежна в работе. К ее недостаткам можно отнести: трудность регулировки величины подачи и невозможность изменения длины рабочего хода, большие контактные напряжения в паре кулак-ролик, которые приводят к значительному износу механизма, трудность обеспечения простыми средствами надежной защиты головки от перегрузки.

Силовые головки с винтовым приводом подач применяют для выполнения сверлильных, расточных, фрезерных и резьбонарезных операций. Их проектируют как с перемещающимся корпусом, так и с подвижной пинолью. Мощность электродвигателя главного привода находится в пределах 0,6–15 кВт и выше.

Быстрый подвод или отвод головки осуществляется при вращении ходового винта в неподвижной гайке. Работа головки происходит по циклу быстрый подвод – рабочая подача – быстрый отвод. Управление рабочим циклом производится от путевых упоров, воздействующих на конечные выключатели, которые через блок электроавтоматики воздействуют на электродвигатели или электромагнитную муфту.

Головка конструктивно проста, винтовой механизм подачи позволяет установить любую требуемую величину хода в пределах до 300 мм и позволяет развивать большие усилия. К ее недостаткам относятся: использование большого количества электроаппаратуры для управления рабочим циклом, которое усложняет электросхему головки и снижает ее надежность; повышенный износ механизма винт-гайка при больших рабочих усилиях.

*Силловые бабки.* В последнее время получили применение конструкции силовых головок, у которых узел корпуса с приводом вращения шпинделя отделен от узла стола подачи. Такие узлы называют силовыми бабками. Силловые бабки устанавливают на силовых столах прямолинейной подачи; они предназначены для сообщения режущему инструменту вращательного движения при сверлении, зенкеровании, развертывании, фрезеровании и других операциях. Силловые бабки применяют для компоновки силовых узлов с отдельными приводами главного движения и движения подачи. Такое конструктивное решение имеет ряд преимуществ: путем смены только верхней части можно получать различные по назначению головки; шпиндель можно установить под любым углом по отношению к направлению перемещения стола. Это расширяет технологические возможности силовых головок и принципа агрегатирования на возможно больший круг операций механической обработки.

*Силловые столы.* Эти столы предназначены для установки на них самодействующих узлов главного движения различных инструментов (сверлильных, расточных, фрезерных и других бабок) или приспособлений с обрабатываемым изделием для осуществления рабочих циклов прямолинейной подачи. Наиболее широко применяют силловые столы с электромеханическим и гидравлическим приводом. Основным рабочим циклом силовых столов является ускоренный подвод – рабочая подача (одна или две) – быстрый отвод.

На рис. 11 показана кинематическая схема силового стола СКБ-8 (УМ2424).

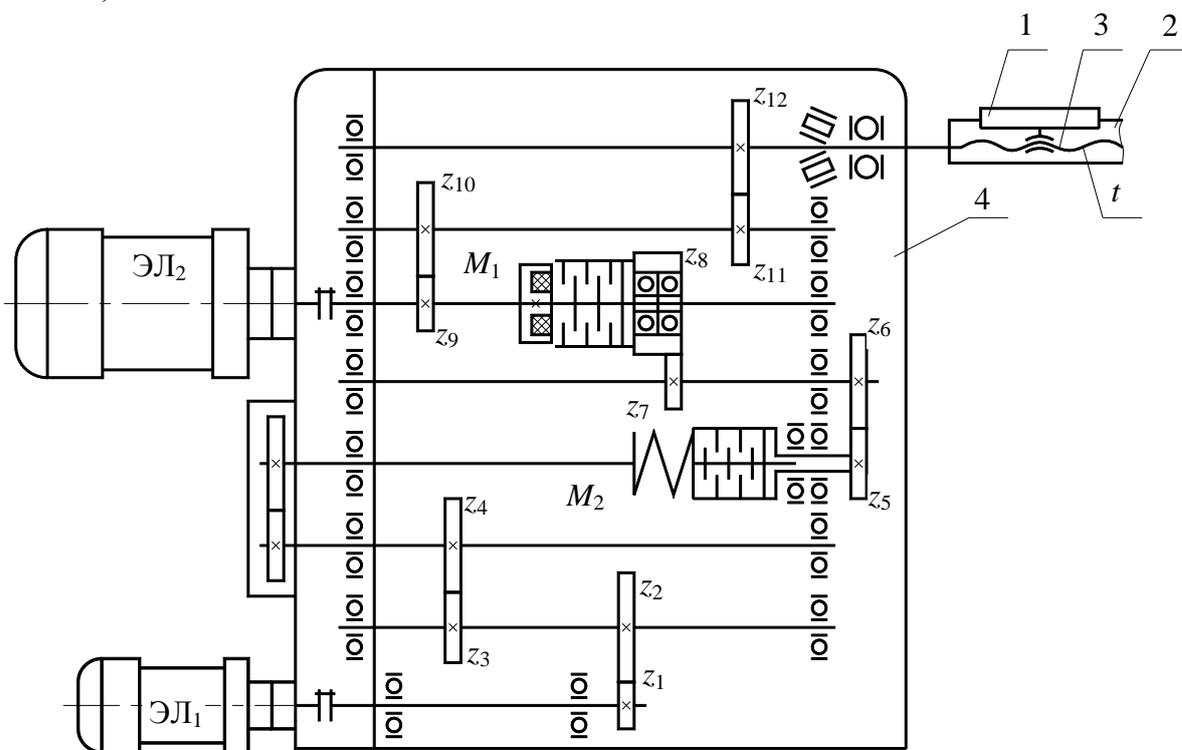


Рис. 11. Кинематическая схема электромеханического силового стола (СКБ-8)

Стол состоит из платформы 1, направляющей плиты 2, винтовой пары 3, зубчатого редуктора 4 и упоров управления с конечными выключателями. Рабочее перемещение платформы 1 осуществляется от электродвигателя ЭЛ1, зубчатые колеса  $z_1; z_2; z_3; z_4$ , сменные колеса  $A$  и  $B$ , предохранительную муфту  $M_2$ , зубчатые колеса  $z_5$  и  $z_6, z_7$  и  $z_8$  электромагнитную муфту  $M_1$ , зубчатые колеса  $z_9; z_{10}$  и  $z_{11}; z_{12}$  и винтовую пару 3.

Уравнение баланса цепи рабочей подачи имеет вид

$$(n_{эл1} z_1 / z_2)(z_3 / z_4)(A/B)(z_5 / z_6)(z_7 / z_8) \cdot (z_9 / z_{10})(z_{11} / z_{12})t = s \text{ мм/мин.} \quad (5)$$

При рабочей подаче муфта  $M_1$  замкнута. Предохранительная дисковая муфта  $M_2$  ограничивает передаваемый на винт крутящий момент, величина которого определяет осевое усилие подачи стола. Сменные зубчатые колеса  $A$  и  $B$  предназначены для установления необходимой величины подачи. Быстрое перемещение стола осуществляется от электродвигателя ЭЛ2, при этом электромагнитная муфта  $M_1$  разомкнута.

Уравнение баланса имеет вид:

$$(n_{эл2} z_9 / z_{10})(z_{11} / z_{12})t = s \text{ мм/мин.} \quad (6)$$

Управление циклом производится при помощи передвижных упоров, воздействующих на конечные выключатели.

Гидравлический силовой стол конструкции НИАТа (5У4631-5У4672) показан на рис. 12. Силовой стол включает платформу 1, гидроцилиндр 2, полый шток 3 и направляющую плиту 4. Корпус гидроцилиндра 2 крепится к платформе стола, а шток 3 – к направляющей плите. Стол имеет автоматический цикл работы. При ускоренном подводе и рабочей подаче масло подается в штоковую полость цилиндра. Управление работой стола осуществляется от упоров, которые установлены в пазу платформы и воздействуют на конечные выключатели, подающие сигнал электромагнитам, управляющим золотниками гидропанели.

Гидравлические столы могут быть вертикального и горизонтального исполнения.

### 1.3. Контрольно-блокировочные устройства

В автоматических линиях из агрегатных станков для повышения их надежности работы, а также точности обработки используют контрольные устройства различного назначения. С помощью специальных контрольных устройств проверяют стабильность размеров обрабатываемых заготовок, взаимное расположение поверхностей обработки, затупление и поломку инструментов, правильность базирования обрабатываемых заготовок, точность обработки отверстий по диаметру и глубине выточек, а также другие параметры.

Рассмотрим некоторые типы контрольно-блокировочных устройств, применяемых в агрегатных станках автоматических линий.

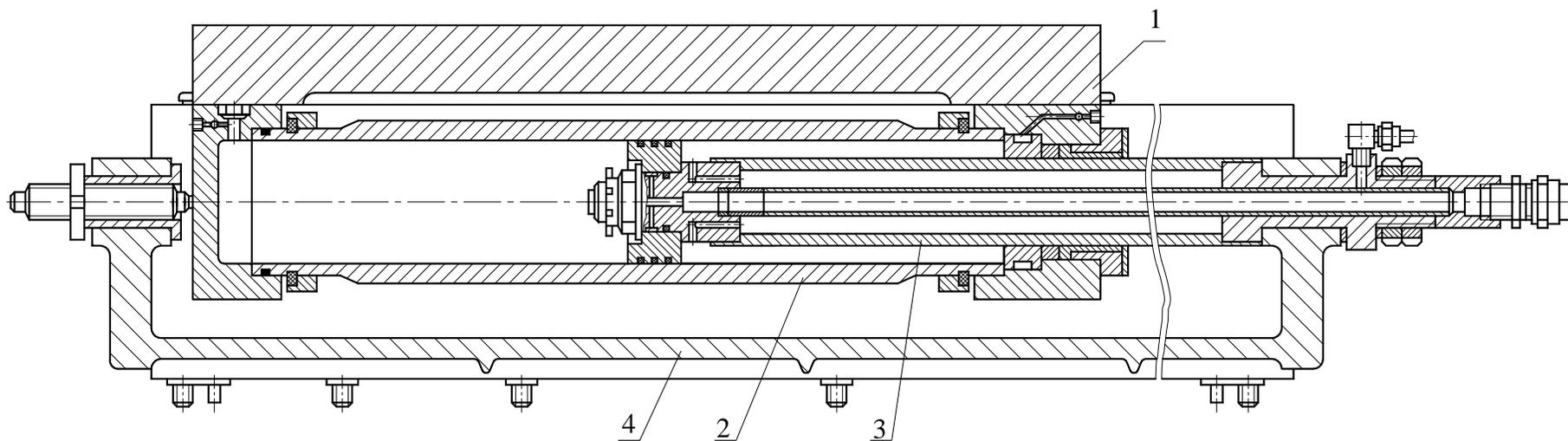


Рис. 12. Гидравлический силовой стол конструкции НИАТа

В автоматических линиях из агрегатных станков обычно одновременно работает большое количество режущих инструментов (сверл, метчиков, разверток и т. д.). Поэтому одной из важнейших проблем является осуществление контроля их целостности и степени затупления.

Проверка целостности стержневого инструмента (сверл, метчиков и др.) может производиться способом автоматического контроля – проверкой наличия и глубины обрабатываемых ими отверстий с помощью щупов.

Схема контроля наличия отверстия щупом показана на рис. 13.

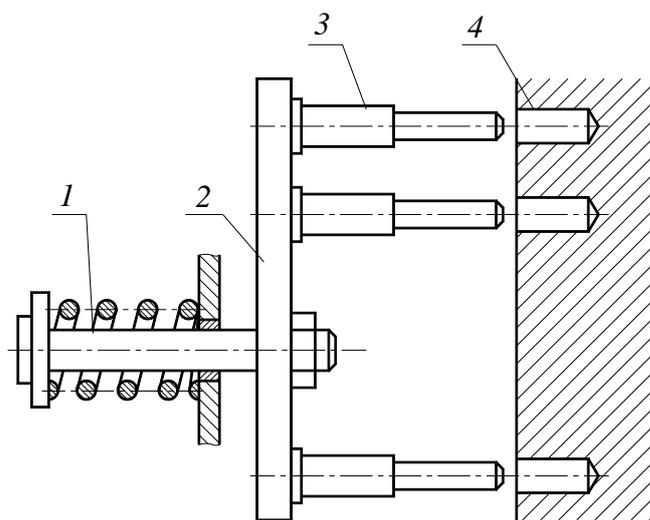


Рис. 13. Схема приспособления для контроля наличия отверстий:

1 – пиноль, 2 – плита, 3 – щуп, 4 – обрабатываемая деталь

Перемещение щупа на нормальную длину контролируется конечными выключателями, которые подают сигнал на отключение станка, если отверстие просверлено не на полную глубину или если в отверстии находится сломанный инструмент. Этот способ широко используется в случае, когда велика опасность поломки инструмента, а также для контроля отверстий, обрабатываемых за несколько переходов (сверление, нарезание резьбы), так как поломка первого инструмента, при ее несвоевременном обнаружении, приводит к поломке всех последующих инструментов.

Контрольные устройства обычно размещают непосредственно за позицией, на которой работают проверяемые инструменты. При использовании контрольных устройств со щупами необходимо, чтобы заготовки поступали в позицию контроля с очищенными от стружки отверстиями.

На рис. 14 показано унифицированное контрольное устройство со щупами конструкции СКБ–1. В корпусе 1 контрольного устройства расположена подпружиненная пиноль 2, которая перемещается в шариковых опорах, способствующих снижению сил трения. На переднем конце пиноли закреплена планка 3, к которой крепится плита 4 с ввернутыми в нее щупами 5. Штыри 6 предохраняют планку 3 от поворота вокруг оси пиноли.

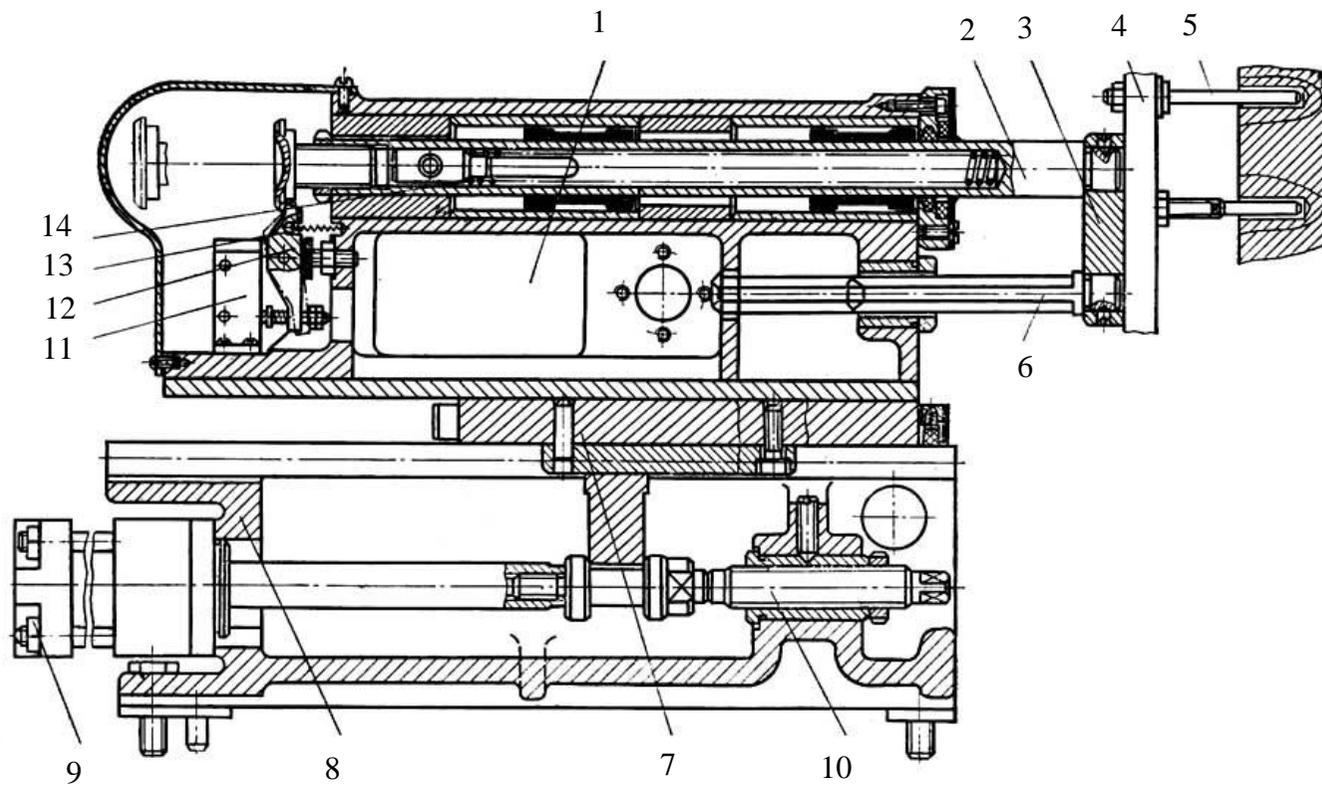


Рис. 14. Унифицированное контрольное устройство со щупами конструкции СКБ-1

Корпус 1 установлен на каретке 7, которая перемещается по направляющим плиты 8 от гидроцилиндра 9. Переднее положение каретки 7 определяется винтом 10, который ограничивает перемещение штока гидроцилиндра 9.

Перемещение каретки 7 контролируются конечными выключателями. При отсутствии или недостаточной глубине хотя бы одного из проверяемых отверстий соответствующий щуп упирается в деталь и пиноль 2, преодолевая сопротивление пружины 14, отходит назад, а рычаг 12 под действием пружины 13 освобождает микропереключатель 11, который подает команду на останов участка автоматической линии. Это устройство выпускают в трех исполнениях по длине хода каретки (50, 100 и 150 мм). Форма плиты 4, а также количество, размеры и расположение щупов 5 определяются обрабатываемой деталью. Наибольшее расстояние между осями щупа и пиноли не превышает 200 мм, а вес плиты 4 не превышает 12 кгс.

Для проверки отверстий диаметром 5–7,5 мм рекомендуется применять щупы диаметром 4 мм, для отверстий 8–10 мм – щупы 6 мм, для отверстий 11–17 мм – щупы 8 мм.

В тех случаях, когда требуется выдувание стружки из проверяемых отверстий, щупы 5 выполняют полыми и через них подают сжатый воздух.

Для обеспечения правильного положения детали на контрольной позиции необходимо предусматривать фиксацию детали. Однако закрепление детали в большинстве случаев не требуется, достаточно установки ограничителей, предотвращающих смещение детали при вводе фиксаторов.

Точность размеров обрабатываемых поверхностей зависит от многих факторов: размерного износа режущего инструмента, погрешности базирования обрабатываемой детали, колебания твердости и жесткости детали, тепловых деформаций и т. д.

Перед контролем измеряемое отверстие очищают от грязи и стружки. В автоматических линиях из агрегатных станков широкое применение получили контрольные автоматы конструкции СКБ–1, в которых используют пневмоэлектрические датчики с двухсопловыми пробками.

На рис. 15 показана измерительная головка контрольного автомата для проверки диаметра отверстий с пневмоэлектрическим датчиком. Головка состоит из корпуса, в котором помещена пиноль 1 с оправкой 2. В оправке ввернута пробка 3 с каналом для прохода воздуха и двумя соплами 4. Оправка 2 выполнена плавающей в пределах 0,5 мм; это позволяет компенсировать возможное несовпадение осей измеряемого отверстия и оправки. Диаметр пробки 3 на 0,02 – 0,03 мм меньше диаметра измеряемого отверстия. На конце пробки 3 выполнена пологая фаска.

При контроле диаметра отверстия пробка 3 входит в измеряемое отверстие; сжатый воздух, проходя через пневмоэлектрический датчик, поступает к соплам 4. Датчик работает по принципу сравнения расхода воздуха через отверстия пробки 3 с расходом через регулируемое сопротивление внутри

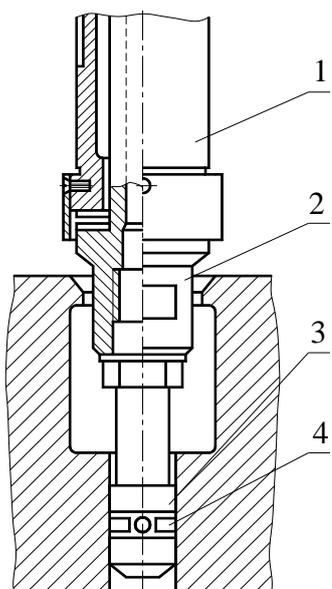


Рис. 15. Измерительная головка контрольного автомата

датчика, которое настраивается по эталону. Датчик снабжен шкалой со стрелкой, показывающей фактическое отклонение диаметра от номинального значения, а также регулируемые электрическими контактами, которое используют для подачи сигналов при достижении предельных значений. Электрическая схема линии выполнена таким образом, что при замыкании контактов, сигнализирующих о браке по верхнему или нижнему пределам, линия останавливается в исходном положении.

При невхождении пробки 3 в отверстие пиноль 1 с оправкой 2 останавливается. При этом подается сигнал на отключение работы автоматической линии.

Преимуществами измерительных систем с пневмоэлектрическими датчиками являются: отсутствие непосредственного контакта измерительных пробок с поверхностью проверяемых отверстий, возможность размещения отчетной части со шкалой в удобном для наблюдения месте, а также возможность изменения пределов измерения путем регулирования пневматической системы.

Следует отметить, что при использовании пневмоэлектрических датчиков требуется тщательно очищенный от влаги и примесей сжатый воздух, давление которого не должно колебаться более  $\pm 0,02$  кгс/см<sup>2</sup>.

## 2. ЦЕЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ ХОЛОСТЫХ ХОДОВ

### 2.1. Механизмы загрузки

Механизмы загрузки предназначены для автоматической загрузки обрабатываемых заготовок на станки-автоматы и выгрузки из них.

Конструкция механизма загрузки зависит от вида применяемой заготовки и компоновки станка.

В зависимости от характера подаваемых заготовок загрузочно-разгрузочные устройства разделяют на три группы: механизмы питания для бунтового материала, механизмы питания для пруткового материала и механизмы питания для штучных заготовок. Загрузка и выгрузка штучных заготовок осуществляется с помощью бункерных или магазинных механизмов питания, автооператоров или манипуляторов.

Основные требования к механизмам питания: быстроедействие, высокая надежность и простота конструкции.

#### 2.1.1. Механизмы питания для бунтового материала

Бунтовые материалы (проволока, лента, прокат различного сечения) служат для питания автоматических станков, прессов, холодно-высадочных автоматов и других машин.

Особенность бунтового материала состоит в том, что, будучи свернутым в бунт, он сильно деформируется и поэтому перед обработкой необходимо производить его правку. Кроме того, при обработке материал обычно закрепляется неподвижно, а его перемещение и правка производятся во время холостого хода. Следовательно, механизм питания для бунтового материала должен иметь следующие целевые механизмы: механизмы подачи, механизмы правки и зажимы (передний и задний).

*Механизмы подачи* должны обеспечивать быстрый и надежный зажим материала без его деформирования. Наиболее часто применяют рычажные, шариковые и роликовые механизмы подачи.

На рис. 16, *a* показан рычажный механизм подачи. Механизм имеет два захвата: захват 1, закрепленный неподвижно, и захват 2, установленный на подвижной каретке. Пружина, поворачивая рычаг, создает контакт зажимных губок с перемещаемым материалом. При перемещении каретки вправо происходит заклинивание материала между губками правого захвата и подачи его вправо. При этом материал свободно проходит через левый захват. При обратном перемещении каретки материал удерживается левым захватом. Величина подачи материала соответствует ходу каретки.

Конструктивно механизм очень прост. Однако при большой массе бунта во время подачи материала острая кромка подающего штифта наносит глубокие риски на материал вследствие возникновения больших усилий подачи.

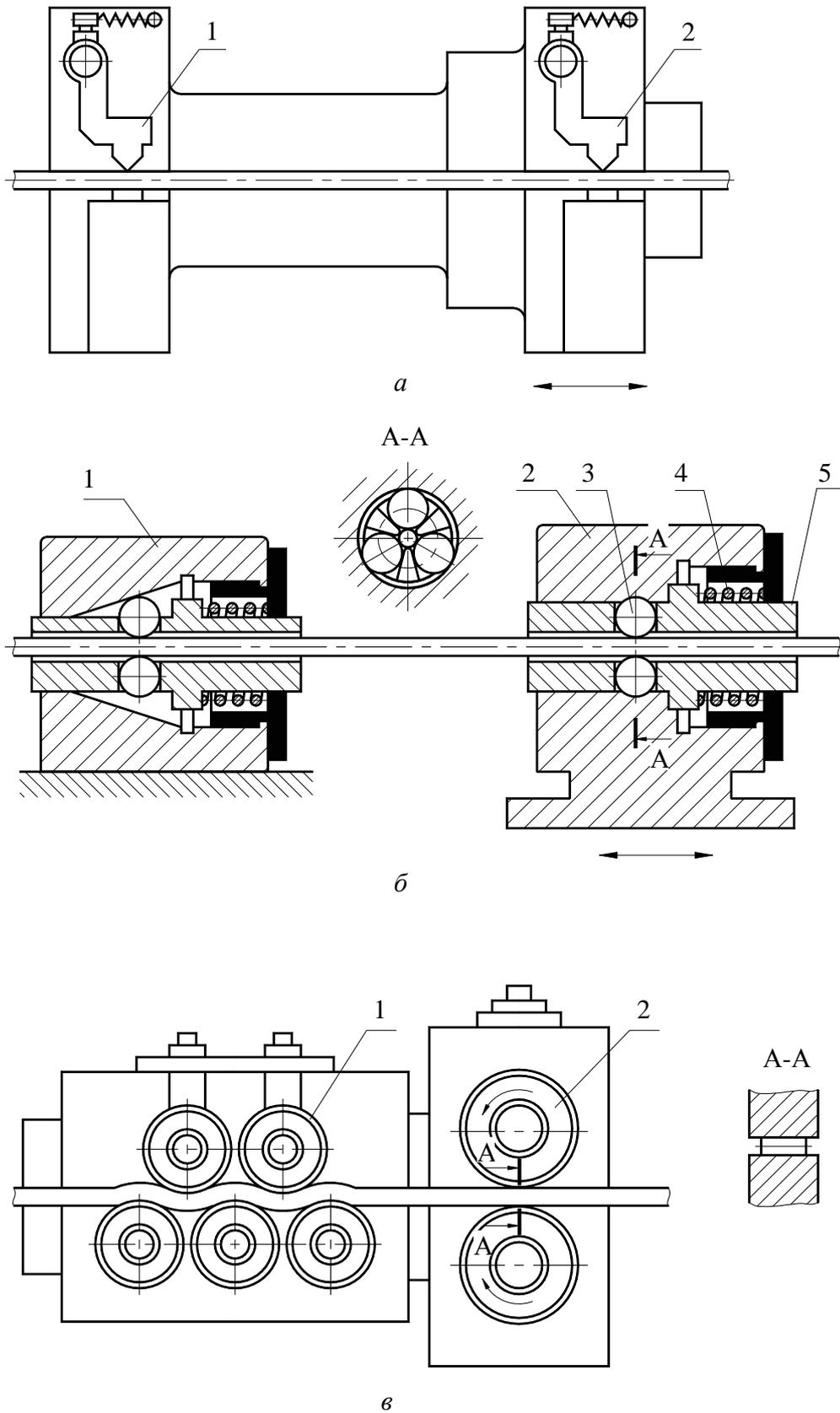


Рис. 16. Механизмы подачи бунтового материала

Шариковый механизм подачи показан на рис. 16, б. Механизм имеет два одинаковых захвата: неподвижный 1 и подвижный 2. Материал захватывается тремя шариками 3, перемещающимися в конусном отверстии.

Три шарика перемещаются в осевом направлении втулкой 5, на которую воздействует пружина 4. Во время подачи материала зажим 2, установленный на каретке, получает возвратно-поступательное движение. Цикл подачи аналогичен циклу работы рычажного механизма (см. рис. 16, а). При использовании шарикового механизма подачи в местах соприкосновения шариков с материалом образуются небольшие лунки, размеры их значительно меньше, чем риски, образующиеся при рычажном механизме подачи.

На рис. 16, в показан роликовый механизм подачи, в котором подача материала производится двумя роликами 2 с желобками в соответствии с размерами проволоки. Проволока, зажата между двумя вращающимися роликами, благодаря трению подается вправо на заданную длину периодическим поворотом роликов на соответствующий угол. Усилие, создаваемое при вращении прижатых к проволоке роликов, достаточно не только для подачи, но и для протягивания материала через правильные ролики 1. Повреждения материала при роликовой подаче минимальны.

*Механизмы правки* предназначены для правки материала перед подачей его на обработку. Существует много различных конструкций механизмов правки, в которых материал протягивается между штифтами, гребенками, роликами и т. д. В результате многократных деформаций материал приобретает правильную форму.

Механизмы правки с жесткими штифтами и гребенками (см. рис. 17, а) применяют преимущественно для проволоки малого диаметра (до 1 мм) и выполняют их обычно неподвижного типа. В механизмах правки в качестве механизмов подачи применяют рычажные (см. рис. 16, а) или шариковые (см. рис. 16, б). В некоторых случаях во избежание повреждения материала при правке штифты и гребенки выполняют из пластмассы.

Механизмы правки роликами бывают однорядные и двухрядные и могут быть неподвижными и подвижными.

В однорядных механизмах ролики расположены в одной плоскости, в двухрядных – в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

В подвижных механизмах ролики установлены на подвижной каретке, которая при правке материала совершает возвратно-поступательное движение, а в неподвижных каретка закреплена. Двухрядный роликовый механизм правки обеспечивает более точную правку материала.

Механизмы правки роликами получили широкое распространение в металлорежущих станках, например, в автомате 1106.

Передний и задний зажимы предназначены для закрепления прутка в процессе обработки и выполняются: передний – клещевого или цангового типа, а задний – клещевого.

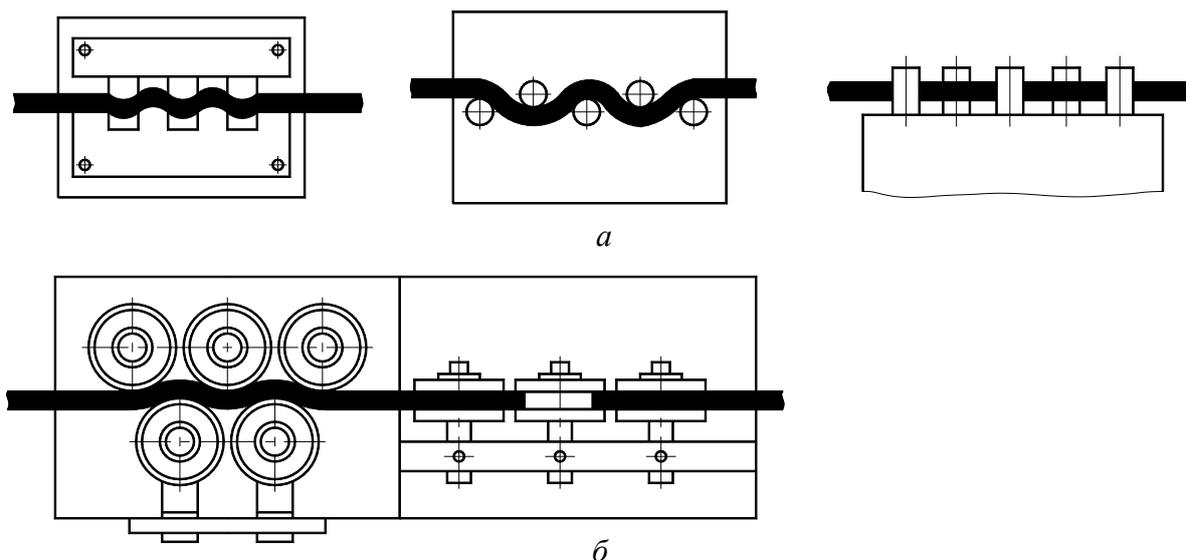


Рис. 17. Механизмы правки для бунтового материала

### 2.1.2. Механизмы питания для пруткового материала

Прутковое питание широко используется в одно- и многошпиндельных токарных автоматах. Длина применяемых прутков находится в пределах 1–5 м. Прутковые материалы выполняют круглого, шестигранного, квадратного и других профилей.

Все механизмы питания для пруткового материала можно разделить на две группы: без подающих цанг и с подающими цангами.

*В механизмах питания без подающих цанг* подача прутков может осуществляться под собственным весом, с помощью груза, с помощью пневматики и роликами. Преимуществами данных механизмов являются простота конструкции и возможность обработки прутков большего диаметра при тех же габаритах шпинделя по сравнению с механизмами с подающими цангами. Недостатки – неудобство заправки прутка при вертикальном расположении шпинделей станка, продольный изгиб прутка под действием груза (пневматики и др.), вследствие чего увеличивается биение прутка и шум направляющей трубы. Кроме того, постоянное действие осевой силы на пруток вызывает износ подшипников шпинделя.

Подача пруткового материала с помощью груза (реже пневматики) широко используется в автоматах фасонно-продольного точения. Особенность работы этих автоматов состоит в том, что подача прутка в осевом направлении является рабочей подачей. Существует два основных метода подачи прутка: перемещение шпиндельной бабки и перемещение внутреннего шпинделя.

Во время рабочего перемещения прутка и в момент перевода шпиндельной бабки или внутреннего шпинделя в исходное положение перед нача-

лом обработки новой детали в автоматах фасонно-продольного точения на пруток действует осевая сила, которая создается действием груза или с помощью пневматических механизмов.

В механизмах питания с подающими цангами перемещение пруткового материала до упора осуществляется с помощью подающей цанги, ввинченной в подающую трубу и помещаемой внутри шпинделя. Она плотно охватывает пружинящими губками обрабатываемый пруток и создает силу трения, достаточную для его перемещения.

На рис. 18 приведены некоторые конструкции подающих цанг. Цельные цанги (рис. 18, а, б) изготавливаются из одного куска металла. Закалку их производят в сжатом состоянии. Очень сложно достичь таких условий, чтобы при высокой твердости головки цанги её средняя часть была пружинистой, а хвостовая, нарезанная, – мягкой.

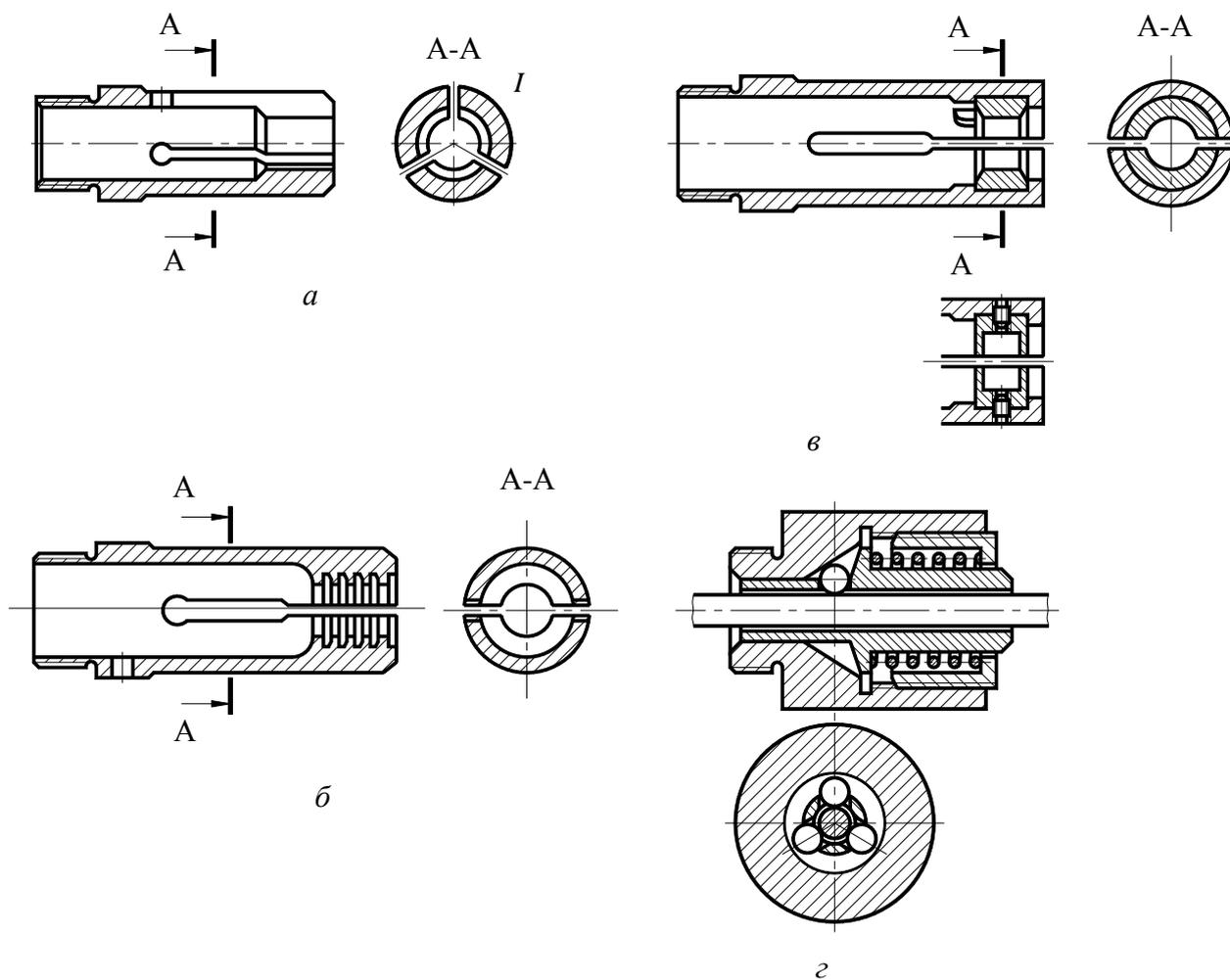


Рис. 18. Конструкции подающих цанг

Сравнительно проще достичь условий можно в цангах со вставными вкладышами (рис. 18, в). Здесь корпус цанги может быть изготовлен из пружинящей стали, а вкладыш – из высокосортной, хорошо сопротивляющейся износу. Благодаря этому облегчается процесс термической обработки, и по-

вышаются эксплуатационные свойства подающих цанг. Подающие цанги с вкладышами дают возможность применять различные материалы для вкладышей в зависимости от обрабатываемого материала и менять вкладыши при износе.

Сравнительно редко применяются саморегулирующие цанги (см. рис. 18, з), так как они снижают максимальный диаметр обрабатываемого материала.

Перемещение подающей цанги может осуществляться пружиной, грузом или кулачком, отвод – с помощью контркулачка или пружины.

Для поддержки свободного конца обрабатываемого прутка применяют направляющие трубы, которые выполняют простыми и бесшумными.

Наиболее широко распространены простые трубы, представляющие собой гладкую трубу, в которую вставляется обрабатываемый пруток. В автоматах фасонно-продольного точения применяют трубы со сквозным шлицем, в котором проходит поводок толкателя. Сквозной шлиц может вызывать повреждение поверхности прутка вследствие его ударов об острые кромки стенок шлица.

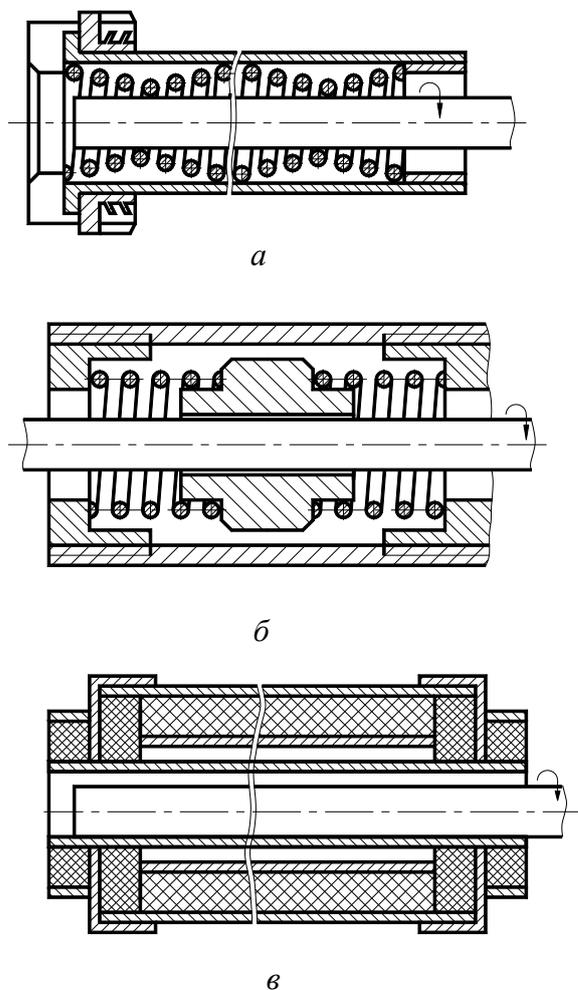


Рис. 19. Типы направляющих труб

Бесшумные трубы используют для снижения шума и вибраций, возникающих вследствие ударов прутка о стенки труб. Бесшумная направляющая труба (рис. 19, а) имеет спиральную пружину, которая выполнена в форме синусоиды и проходит через всю ее длину. Наибольший диаметр плотно прилегает к стенкам направляющей трубы, а наименьший (внутренний) обеспечивает свободное прохождение прутка. В направляющей трубе (рис. 19, б) пруток проходит через металлические или неметаллические направляющие втулки, каждая из которых удерживается с помощью двух спиральных пружин. В обеих конструкциях труб возникающие при вращении прутка удары воспринимаются пружинами (т. е. упругими звеньями) и не передаются наружной трубе. В бесшумной трубе, показанной на рис. 19, в, на стальную трубу, направляющую пруток,

плотно надета резиновая рубашка, закрепленная холщовой обмоткой. Эта труба в свою очередь вставляется в стальную трубу значительно большего диаметра и удерживается в ней двумя резиновыми кольцами. Кроме рассмотренных, имеется еще много различных конструкций бесшумных труб.

### 2.1.3. Механизмы питания для штучных заготовок

При обработке на станках-автоматах штучных заготовок их загрузку производят с помощью бункерных, или магазинных, механизмов питания, автооператоров или манипуляторов.

Наиболее развитым типом механизма питания для штучных заготовок является бункерный механизм; его принципиальная схема показана на рис.20.

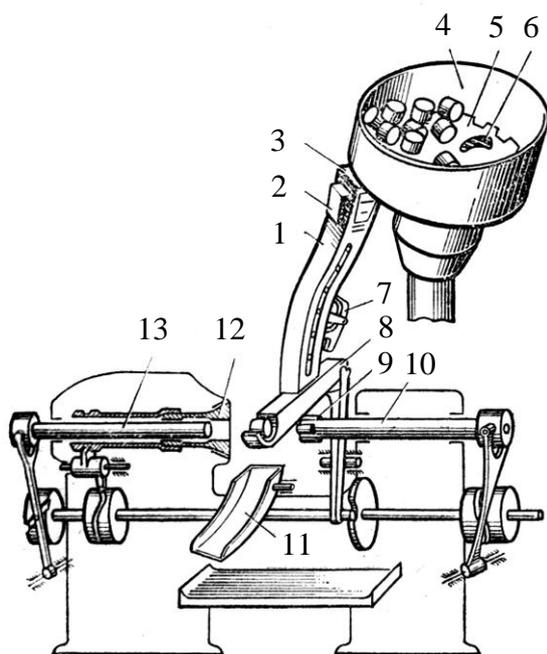


Рис. 20. Схема бункерного питания

Бункерный механизм питания состоит из двух функциональных узлов: бункерно-ориентирующего устройства и автооператора, между которыми расположен лоток-накопитель (магазин). Бункерно-ориентирующее устройство включает: бункер 4, механизм выборки 5, механизм ориентации 3, механизм разрушения сводов 6, предохранительный механизм 2, лоток-накопитель 1. В автооператор входят: отсекатель 7, механизм подачи (питатель) 8, заталкиватель 10 с зажимным устройством 9, отводящее устройство 11, зажимное устройство 12, выталкиватель 13.

В бункер засыпают навалом неориентированные заготовки, откуда их выбирают из общей массы, ориентируют и подают в лоток-накопитель. Автооператор производит загрузку ориентированных заготовок в шпиндель станка, а также съем и выведение из зоны обработки обработанных деталей.

Лоток-накопитель предназначен для создания запаса заготовок между бункерно-ориентирующим устройством и автооператором для компенсации неритмичности подачи заготовок из бункерно-ориентирующего устройства к автооператору.

Загрузочное устройство, в которое входят только лоток-накопитель (магазин) и автооператор, называют магазинным. В этих устройствах загрузка заготовок производится вручную в ориентированном (определенном) положении в магазин, а затем автооператором они автоматически подаются в зону обработки.

Бункерные механизмы питания широко применяют в массовом и крупносерийном производстве при обработке заготовок сравнительно несложной конфигурации, небольших размеров и с непродолжительным циклом обработки.

Использование бункерных механизмов питания позволяет внедрять многостаночное обслуживание, так как при этом обеспечивается длительная работа станка без вмешательства человека.

Рассмотрим принцип работы и конструкции бункерно-ориентирующих устройств. Основное назначение бункерно-ориентирующего устройства – накопление заготовок, их ориентация и выдача в лоток-накопитель. Накопление заготовок производится в бункере, который представляет собой емкость определенной формы и объема. В бункере располагаются механизмы захвата, ориентации, разрушения сводов и другие устройства. Для нормальной работы бункерно-ориентирующего устройства необходимо, чтобы масса заготовок в бункере находилась в определенных пределах. Поэтому часто основной запас заготовок сосредоточивают в предбункере, из которого они поступают в оптимальных количествах в зону захвата и выборки заготовок.

Механизм выборки заготовок или захватное устройство предназначено для поштучной выборки заготовок из бункера и передачи их в механизм ориентации.

По способу поштучной выборки заготовок из общей массы в бункере все бункерно-ориентирующие устройства делят на две группы: с захватными органами и без захватных органов.

В устройствах с захватными органами используют механические захватные приспособления, которые производят выборку заготовок из бункера с помощью возвратно-поступательных или вращательных движений механических захватных органов (крючков, штырей, шиберов, дисков с карманчиками и т. д.). Их общим недостатком является наличие большого количества движущихся деталей и трущихся поверхностей, интенсивное перемещение заготовок и связанные с ними большие силы, износ, а также возможность поломки захватных органов и повреждения поверхности подаваемых заготовок.

В устройствах без захватных органов выборка заготовок из бункера производится за счет сил трения, без использования механических захватных органов. Среди устройств этой группы наиболее перспективными являются вибрационные загрузочные устройства, в которых заготовки перемещают по лоткам за счет сил инерции и трения, возникающих при колебании лотков.

Методы захвата и ориентации заготовок являются наиболее типичными признаками, характеризующими работу бункерно-ориентирующего устройства. Существует ряд методов и средств ориентации, применение которых зависит от формы и размеров подаваемых заготовок.

Рассмотрим некоторые способы ориентации заготовок в загрузочных устройствах с захватными органами (см. рис. 21).

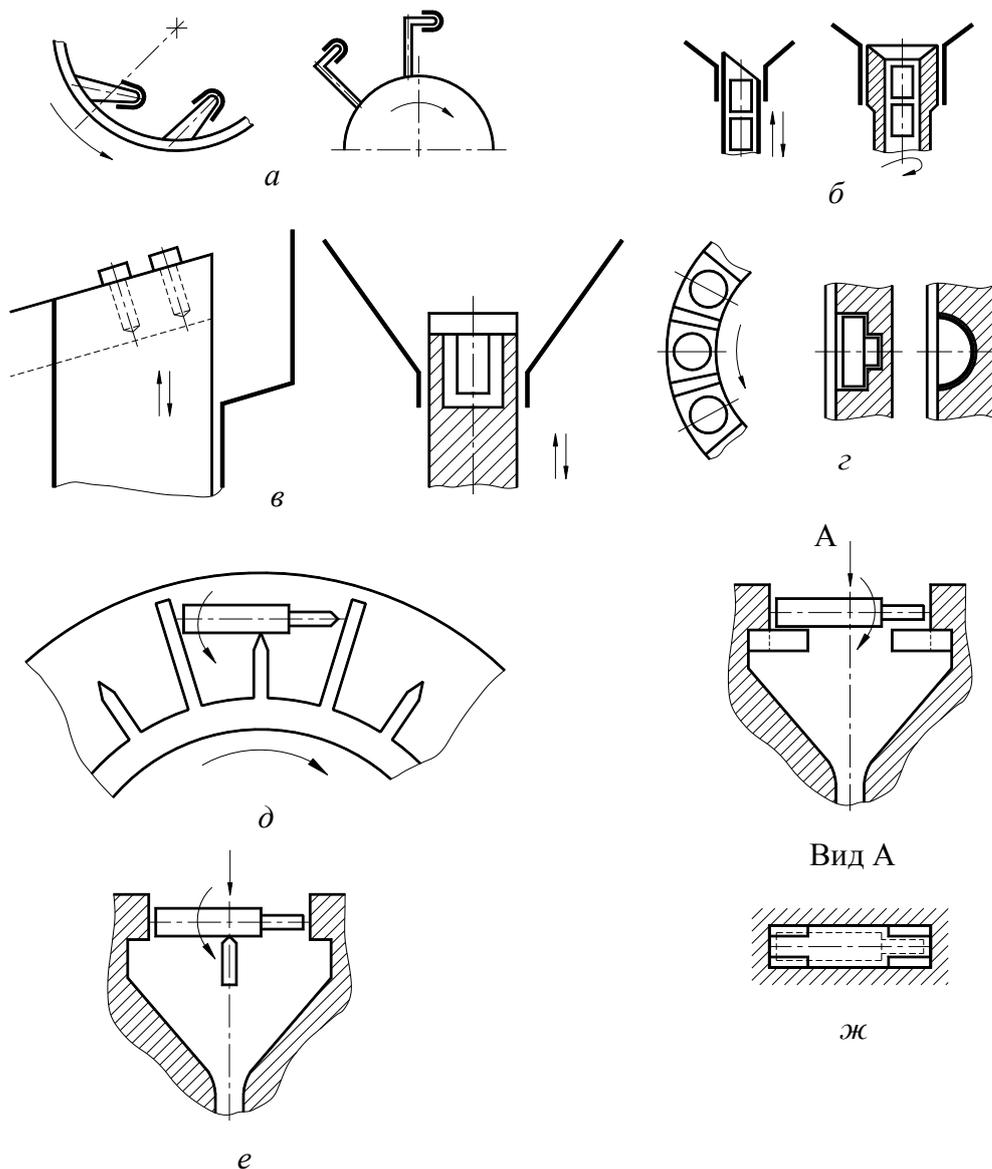


Рис. 21. Способы ориентации заготовок в бункерно-ориентирующих устройствах

Ориентация заготовок типа колпачков или трубок, у которых длина больше диаметра, может производиться надеванием на крючок или штырь. Крючки располагаются на периферии, внутренней поверхности диска (рис. 21, *a*), или на непрерывной ленте. Этот способ ориентации используется в крючковых, штыревых и цепных бункерных загрузочных устройствах.

Ориентация западанием в трубку (рис. 21, *б*) применяется для мелких заготовок типа шариков, роликов или стержней, длина которых составляет 1,2–1,5 диаметра. Данный способ ориентации используется в бункерных загрузочных устройствах с возвратно-поступательным или вращательным движением ориентирующей трубки.

Ориентация заготовок с головками (болты, винты и т. д.), а также деталей типа дисков или пластин (шайбы, гайки и т. д.) может производиться щелью, выполненной в секторе (рис. 21, *в*). Секторные загрузочные устройства

применяют с секторами, которые получают прямолинейное или качательное движения.

Ориентация заготовок по профильным карманам применяется для деталей типа низких колпачков или дисков, имеющих различную форму торцовых поверхностей (см. рис. 21, *з*). Этот способ ориентации используется в карманчиковых бункерных загрузочных устройствах.

Ориентация заготовок со смещенным центром тяжести может производиться на ноже, который выполняется в кармане диска (см. рис. 21, *д*) или в специальном ориентирующем устройстве, установленном за окном выдачи заготовки из диска (см. рис. 21, *е*). Этот способ ориентации используется в дисковых бункерных загрузочных устройствах.

Дисковые бункерные загрузочные устройства используются также для подачи стержневых заготовок, концы которых выполнены с различным профилем (см. рис. 21, *ж*). Ориентация заготовок осуществляется после их выдачи из кармана диска на профильных губках.

В вибрационных загрузочных устройствах (без захватных органов) ориентация заготовок часто производится в процессе их перемещения по вибрирующему лотку. При этом выбор способа ориентации зависит от формы перемещаемых заготовок. Некоторые способы ориентации наиболее распространенных типов деталей приведены на рис. 22.

Заготовки типа дисков, колец, квадратных или прямоугольных пластин можно ориентировать и подавать в один слой с использованием спирального лотка, выполненного с наклоном к центру бункера на угол  $\beta=3-5^\circ$  (см. рис. 22, *а*).

Буртик лотка выполняется меньше высоты заготовки. При перемещении заготовок детали второго слоя соскальзывают в бункер. Ориентация колпачков, высота которых равна диаметру или меньше его ( $h = d$ ), может осуществляться выполнением на плоском лотке выреза с язычком (см. рис. 22, *б*). Заготовки, перемещающиеся отверстием вверх, проходят над язычком, а заготовки, расположенные отверстием вниз, выпадают в вырез лотка.

Способ ориентации заготовок типа роликов или трубочек  $d < 1$  показан на рис. 22, *в*.

Заготовки, перемещающиеся вертикально, сбрасываются козырьком в чашу бункера.

На рис. 22, *г* показан способ ориентации двухступенчатых заготовок. Заготовки, расположенные большим диаметром вниз, перемещаются по лотку, а заготовки, расположенные большим диаметром вверх, сбрасываются козырьком. Заготовки с головками (болты, винты и т. д.), а также колпачки можно ориентировать на выходе со спирального лотка на прямолинейном участке (см. рис. 22, *д*, *е*).

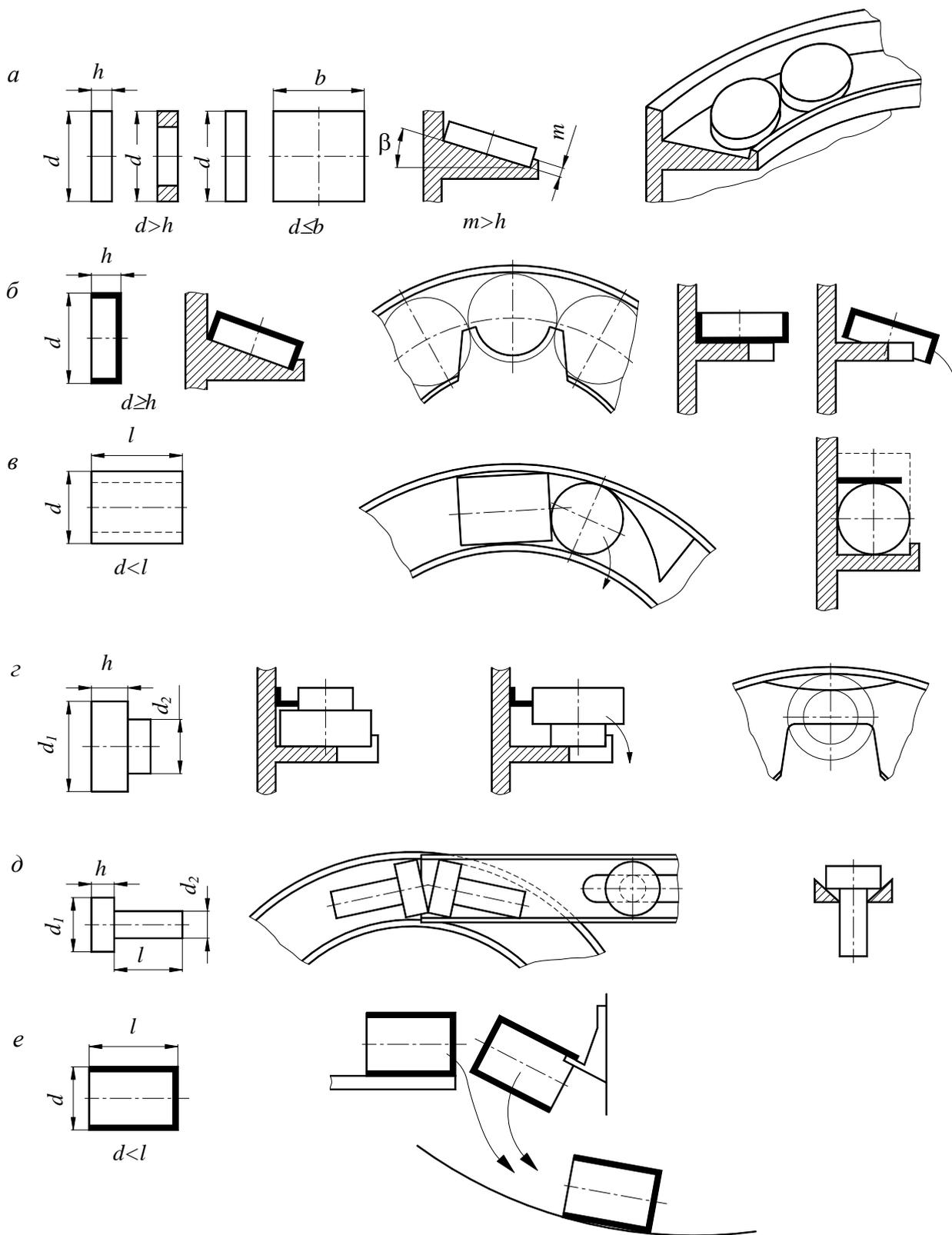


Рис. 22. Способы ориентации заготовок в вибрационных загрузочных устройствах

Рассмотрим некоторые конструкции бункерных загрузочных устройств.

Крючковое загрузочное устройство, показанное на рис. 23, предназначено для автоматической загрузки типа колпачков и трубок. Заготовки загружаются в предбункер 1 с заслонкой 2 для регулировки подачи заготовок в бункер 3. На диске 4 по периферии установлены крючки 5. При вращении диска 4 крючки проходят через массу заготовок и, захватив по одной заготовке, переносят их в ориентированном положении в отводной лоток 6.

Для увеличения вероятности захвата в зоне захвата бункера 3 выполнена канавка, обеспечивающая установку заготовок в требуемом положении перед захватом их крючком. В отводном лотке 6 выполнена прорезь для свободного прохода крючков 5. Для устранения поломок в устройстве в результате заклинивания вращения диска с крючками при переполнении лотка 6 или неправильной подачи заготовки в диске 4 установлена предохранительная муфта 7.

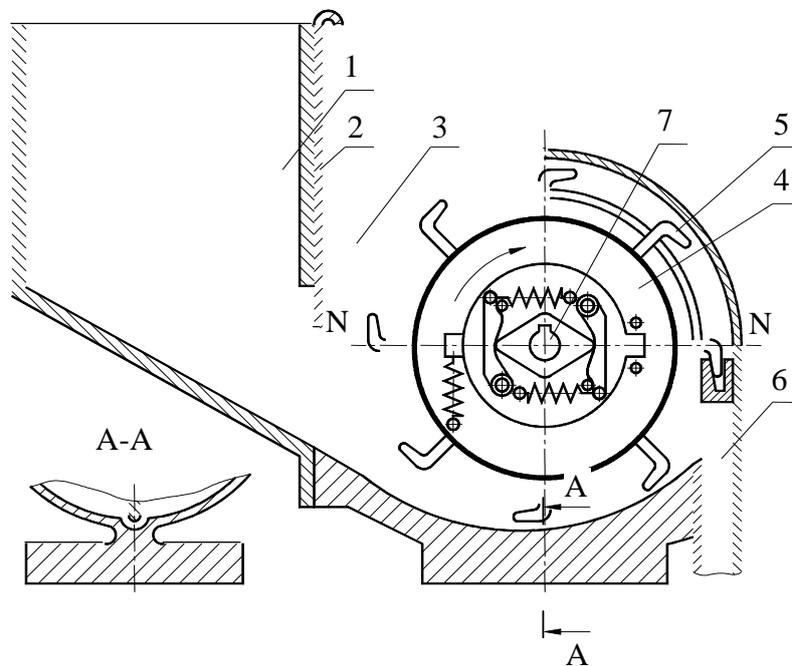


Рис. 23. Крючковое бункерное загрузочное устройство

Расстояние между крючками по периферии следует брать таким, чтобы между ними помещались два изделия по длине и одно по диаметру. Количество крючков на диске обычно находится в пределах 8–12.

Производительность загрузочного устройства можно подсчитать по формуле:

$$Q = 60vzr / \pi D, \quad (7)$$

где  $v$  – окружная скорость движения захватов, м/с,  $v=0,17 \div 0,2$  м/с;

$z$  – количество крючков;

$r$  – коэффициент захвата,  $r \approx 0,5$ ;

$D$  – диаметр по захватам, м.

Минимальный радиус  $R$  захватов следует брать из условия хорошей проходимости изделий длиной  $l$  в криволинейном лотке. Рекомендуется  $R \geq 6l$ . При большем радиусе захватов  $R$  по окружности можно расположить большее число захватов, а, следовательно, при заданной окружности скорости потребуется меньшее число оборотов в минуту диска с крючками. Это повышает коэффициент захвата.

Дисковое бункерное загрузочное устройство, показанное на рис. 24, предназначено для загрузки стержневых заготовок. Оно состоит из цилиндрического бункера 1, установленного под углом  $40-50^\circ$ , на дне которого непрерывно вращается диск 2 с карманами (вырезами по форме заготовок) и с ворошителями 3 для разрушения групповых образований изделий. Привод вращения диска осуществляется от червячного редуктора 5. В верхней части бункера в стенке и на дне выполнено выходное окно 4.

Во время вращения диска изделия западают в гнезда 6 и выносятся к окну 4, в которое они выпадают под действием собственного веса. Далее заготовки поступают в лоток-накопитель или, если требуется, в механизм ориентации, а потом в лоток-накопитель.

Диски бункеров во время работы в основном вращаются непрерывно. Гнезда в дисках выполняются сквозными в виде открытых окон и отверстий, соответствующим конфигурации изделия, и несквозными – в виде выемок. Для улучшения условий западания заготовок вырезы по размеру делают немного больше размера заготовок. Вращение диска осуществляется с небольшой скоростью –  $0,18-0,20$  м/с, что обеспечивает плавность работы устройства.

Производительность загрузочного устройства (в шт/мин) можно определить по формуле:

$$Q = nz\eta, \quad (8)$$

где  $n$  – число оборотов диска с карманами в минуту;

$z$  – число карманов в диске;

$\eta$  – коэффициент заполнения карманов,  $\eta=0,7 \div 0,85$ .

Дисковые бункерные устройства отличаются высокой производительностью (200–250 шт/мин), чем объясняется их широкое применение в некоторых отраслях промышленности.

Недостатком дисковых загрузочных устройств являются их большие габариты (необходимые для размещения ориентирующих позиций) и быстрый износ неподвижного кольца и рабочего диска, по которым осуществляется скольжения заготовок.

В последнее время в различных отраслях промышленности для подачи штучных заготовок на автоматы и автоматические линии получили широкое применение вибрационные загрузочные устройства с прямолинейными и спиральными лотками, которые относятся к бункерным загрузочным устройствам без захватных органов. Они используются для подачи деталей самой разнообразной конфигурации, размеров (шайбы, гайки, винты, детали

радиотехнической промышленности и т. п.) и различных материалов (сталь, чугун, медь, текстолит, стекло и т. д.).

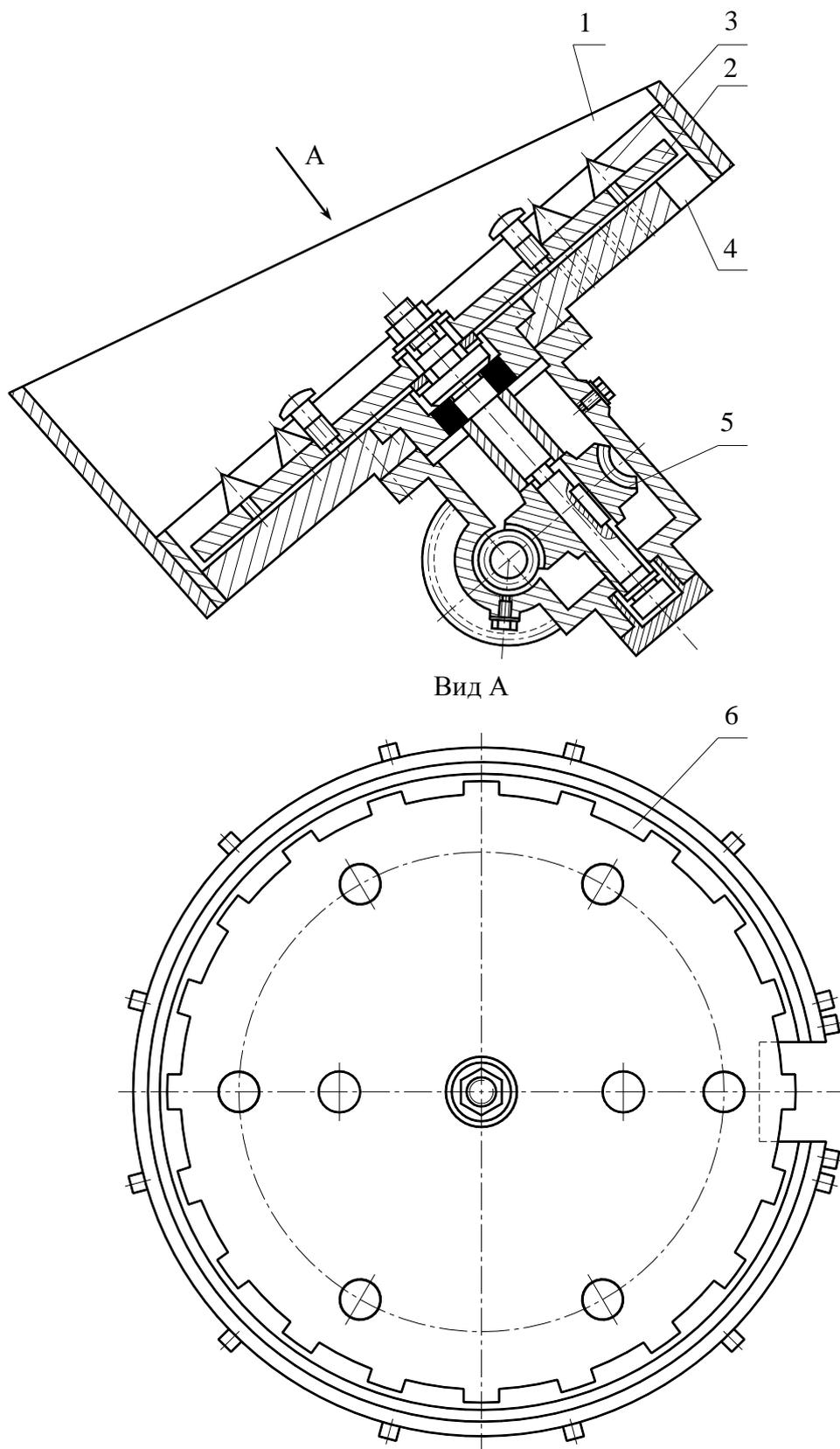


Рис. 24. Диское бункерное загрузочное устройство

На рис. 25 показана принципиальная схема вибрационного грузозачного устройства с прямолинейным лотком. Оно включает лоток 1, подвески (пружины) 4, установленные под углом  $\alpha$  к вертикали, якорь 2, электромагнитный вибратор 3, основание 5 и амортизаторы 6.

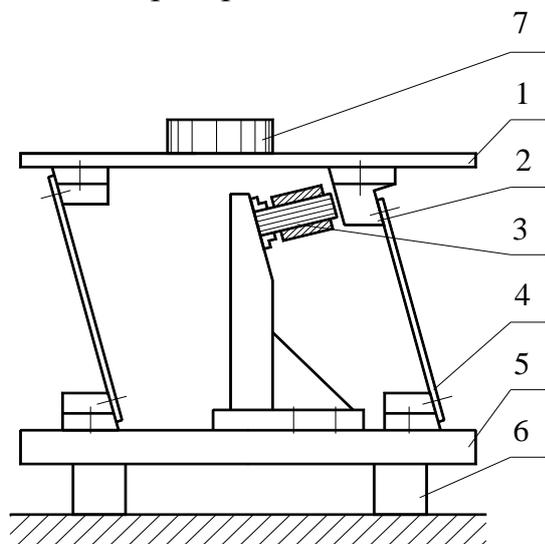


Рис. 25. Принципиальная схема вибрационного грузозачного устройства с прямолинейным лотком

При питании электромагнита вибратора переменным или пульсирующим током лоток 1 получает колебания с определенной частотой и амплитудой и заготовка 7 перемещается относительно лотка. Скорость перемещения заготовки зависит от величины амплитуды и частоты колебания лотка.

Если электромагнит вибратора питается переменным током с частотой  $f = 50$  Гц, то он создает колебания частотой 100 Гц. При включении в сеть электромагнита вибратора однополупериодного выпрямителя частота создаваемых колебаний равна частоте тока, т. е.  $F = 50$  Гц.

Проектирование вибрационных грузозачных устройств связано с определением оптимальных режимов движения заготовок по вибрирующему лотку, амплитуды колебания лотка и таких параметров устройства, как угол наклона подвесок (пружин)  $\alpha$ , угол подъема лотка, при котором еще возможно движение детали вверх, геометрические размеры подвесок (пружин), соотношения масс основания и колеблющихся частей, требуемое усилие электромагнитов вибраторов и др.

Рассмотрим движение заготовки по горизонтальному вибрирующему лотку. При использовании электромагнитного привода в вибрационном грузозачном устройстве лоток получает гармонические колебания.

Законы колебания лотка выражаются так:

$$\left. \begin{aligned} &\text{перемещение лотка} \\ &S_{\text{л}} = (\delta / 2) \cdot (1 - \cos \omega t); \\ &\text{скорость перемещения лотка} \\ &v_{\text{л}} = (\delta \omega / 2) \sin \omega t; \\ &\text{ускорение перемещения лотка} \\ &j_{\text{л}} = (\delta \omega^2 / 2) \cos \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где  $\delta$  – размах колебания лотка, мм;  
 $\omega$  – круговая частота колебания лотка, 1/с,  $\omega = 2\pi f_{\text{л}}$ ;  
 $f_{\text{л}}$  – частота колебания лотка, 1/с;  
 $t$  – время, с.

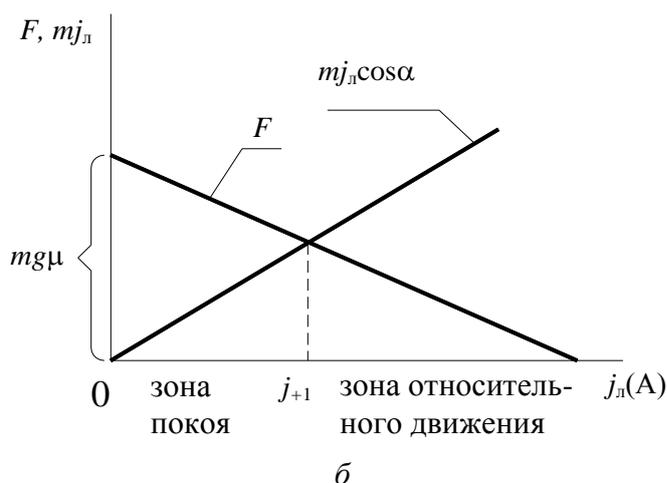
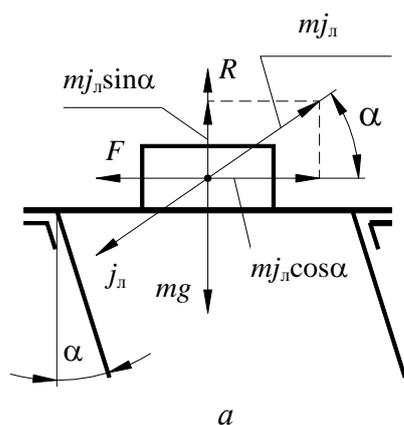


Рис. 26. Схема сил, действующих на заготовку, при движении лотка вперед лоток сил

На рис. 26, а показана схема сил, действующих на заготовку при движении лотка вперед (по схеме вправо).

Направления колебания лотка не совпадают с его рабочей плоскостью благодаря наклонному расположению подвесок под углом  $\alpha$  к вертикали. На заготовку, находящуюся на вибрирующей лотке, действуют следующие силы: сила трения  $F$  (сила сопротивления, которая стремится перемещать заготовку вместе с лотком), сила инерции  $mj_{\text{л}}$  (движущая сила) и сила тяжести  $mg$ .

Сила трения:

$$F=R\mu_1,$$

где  $R$  – реакция действующих на лоток сил;

$\mu_1$  – коэффициент трения покоя заготовки о лоток.

Реакция действующих на

$$R=mg - mj_{\text{л}}\sin\alpha, \quad (10)$$

где  $g$  – ускорение силы тяжести. Тогда

$$F=(mg - mj_{\text{л}}\sin\alpha)\mu_1. \quad (11)$$

Проскальзывание заготовки по лотку возможно лишь тогда, когда силы инерции больше сил трения. Поэтому проскальзывание заготовки относительно лотка вперед происходит при условии

$$mj_{\text{л}}\cos\alpha > (mg - mj_{\text{л}}\sin\alpha)\mu_1. \quad (12)$$

На рис. 26, б приведен график изменения сил инерции  $mj_{\text{л}}\cos\alpha$  и сил трения  $F$  в зависимости от ускорения лотка  $j_{\text{л}}$  или амплитуды колебания лотка  $A$ , который построен по уравнению (12). Из графика следует, что при ускорении лотка меньше  $j_{+1}$  силы трения больше сил инерции и заготовка в данном случае перемещается вместе с лотком, а при ускорении лотка больше  $j_{+1}$  силы инерции больше сил трения и имеются условия проскальзывания заготовки вперед относительно лотка.

Ускорение лотка  $j_{+1}$ , при котором заготовка начинает перемещаться вперед относительно лотка, называется критическим; его можно определить из условия

$$mj_{л}\cos\alpha = mg\mu_1 - mj_{л}\sin\alpha\mu_1, \quad (13)$$

откуда

$$j_{+1} = g\mu_1 / (\cos\alpha + \mu_1\sin\alpha). \quad (14)$$

Наиболее удобным критерием оценки режимов движения заготовок по вибрирующим лоткам является амплитудное – величина амплитуды колебания лотка в горизонтальной плоскости  $X_{\max}$ .

Амплитуду колебаний лотка в горизонтальной плоскости можно легко замерить непосредственно на работающем загрузочном устройстве.

Ускорение лотка в горизонтальной плоскости согласно уравнениям (9) при  $\cos\omega t = 1$

$$j_{л}\cos\alpha = (\delta\omega^2 / 2)\cos\alpha; \quad (15)$$

тогда при амплитуде колебания лотка в горизонтальной плоскости

$$X_{\max} = (\delta/2)\cos\alpha \quad (16)$$

получаем

$$j_{л}\cos\alpha = X_{\max}\omega^2 \text{ или } X_{\max} = (j_{л}\cos\alpha) / \omega^2. \quad (17)$$

Подставляя в формулу (17) значение критического ускорения лотка  $j_{+1}$  из формулы (14), получаем значение критической амплитуды колебания лотка, при которой заготовка начинает проскальзывать относительно лотка:

$$X_{+1} = (g\mu_1) / [\omega^2(1 + \mu_1\text{tg}\alpha)]. \quad (18)$$

Рассмотрим перемещение заготовки по вибрирующему лотку при движении лотка назад (рис. 25, а).

При этом условие проскальзывания заготовки назад имеет вид

$$mj_{л}\cos\alpha > (mg + mj_{л}\sin\alpha)\mu_1. \quad (19)$$

График изменения сил, действующих на заготовку, в зависимости от величины ускорения лотка или амплитуды колебания показан на рис. 26, б.

Критическое ускорение  $j_{-1}$  лотка, при котором начинается проскальзывание заготовки назад, определяется из условия

$$mj_{л}\cos\alpha = mg\mu_1 + mj_{л}\sin\alpha\mu_1 \quad (20)$$

или

$$j_{-1} = g\mu_1 / (\cos\alpha - \mu_1\sin\alpha). \quad (21)$$

Критическая амплитуда колебания лотка в горизонтальной плоскости начала обратного проскальзывания определяется по формуле

$$X_{-1}=(g\mu_1)/[\omega^2(1-\mu_1\text{tg}\alpha)] \quad (22)$$

Так как плоскость колебаний лотка не совпадает с плоскостью лотка, а образует с ней угол  $\alpha$ , то силы инерции  $mj_{\text{л}}\sin\alpha$  при прямом движении лотка (рис. 25, *a*) уменьшают реакцию сил  $R$ , действующих на лоток, а следовательно, и силу трения  $F=R\mu_1$ ; при обратном движении (рис. 26, *a*) – увеличивают. Поэтому за один период колебания лотка заготовка проскальзывает вперед на большую величину, чем в обратном направлении, а при большом числе колебаний в секунду наблюдается перемещение заготовки по лотку со значительной скоростью.

При увеличении амплитуды колебания лотка увеличиваются силы инерции, действующие на заготовку. Поэтому при движении лотка вперед может наступить момент, когда реакция сил  $R$ , действующих на лоток, будет равна нулю (рис. 25, *a*), т. е.

$$R=mg - mj_{\text{л}}\sin\alpha=0. \quad (23)$$

В этот момент заготовка отрывается от лотка и некоторое время находится в полете. Критическое ускорение лотка  $j_0$ , при котором происходит отрыв заготовки от лотка, определяется из формулы (23):

$$j_0= \sin\alpha. \quad (24)$$

Критическая амплитуда колебания лотка  $X_0$  отрыва заготовки от лотка определяется по формуле

$$X_0=g/(\omega^2\text{tg}\alpha). \quad (25)$$

Таким образом, в зависимости от условий, в которых находится заготовка на вибрирующем лотке, она может перемещаться по нему в различных режимах, которые можно разделить на две группы: 1) режимы движения с проскальзыванием, когда заготовка проскальзывает относительно лотка в прямом или обратном направлении без отрыва; 2) режимы движения с подбрасыванием, когда заготовка, кроме проскальзывания, отрывается от лотка и некоторое время находится в полете.

Следует отметить, что после отрыва заготовки от лотка она может находиться в полете меньше или больше одного периода колебаний лотка. Поэтому в зависимости от времени нахождения заготовки в полете она может упасть на лоток или в момент его обратного хода, или в момент его прямого хода, или когда возникнут условия прямого проскальзывания или отрыва. Таким образом, заготовка может находиться в различных режимах движения с подбрасыванием.

С точки зрения непрерывности движения заготовок относительно вибрирующего лотка существуют следующие режимы движения:

1. Режим прерывистого одностороннего проскальзывания. Заготовка за период одного колебания лотка перемещается только в прямом направлении и имеет одну длительную остановку.

2. Режим прерывистого двустороннего проскальзывания. Заготовка за период одного колебания лотка перемещается как в прямом, так и в обратном направлениях и имеет две конечные остановки.

3. Режим непрерывного проскальзывания. Заготовка непрерывно находится в движении или в прямом, или в обратном направлениях. Остановки мгновенные при изменении направления проскальзывания.

4. Режим прерывистого подбрасывания. Заготовка после полета попадает на лоток, когда еще не возникли условия прямого проскальзывания.

5. Режим прерывистого подбрасывания с прямым проскальзыванием. Заготовка после полета попадает на лоток, когда имеются условия прямого проскальзывания вперед. Проскальзывание вперед продолжается до момента отрыва заготовки от лотка. Затем условия повторяются.

6. Режим непрерывного подбрасывания. Заготовка после полета попадает на лоток в момент возникновения условий подбрасывания, опять отрывается и летит и т. д.

7. Режим полунепрерывного подбрасывания. Заготовка несколько периодов находится в режиме непрерывного подбрасывания и один период – в режиме прерывистого подбрасывания с прямым проскальзыванием, а затем условия повторяются.

**Расчет вибрационных загрузочных устройств.** При проектировании вибрационных загрузочных устройств необходимо учитывать, что режимы с проскальзыванием следует использовать при перемещении хрупких и нежестких деталей, но они обеспечивают сравнительно малые скорости перемещения заготовок по лотку – порядка 4–5 м/мин. Значительно большие скорости перемещения (20 м/мин и более), а следовательно, и высокую производительность можно получить при использовании режимов с подбрасыванием.

Требуемая скорость перемещения заготовок  $v_{тр}$  (м/мин) определяется в зависимости от заданной производительности  $Q$  (шт/мин) и габаритов заготовок:

$$v_{тр} = (Qd_3/1000)\eta, \quad (26)$$

где  $d_3$  – диаметр или длина подаваемой заготовки, мм;

$\eta$  – коэффициент равномерности подачи заготовок, зависящий от формы детали, способа ориентации и других факторов ( $\eta > 1$ ).

Считаем, что предельная скорость перемещения заготовок, которую сможет обеспечить данное загрузочное устройство, – это скорость перемещения в режиме непрерывного подбрасывания, т. е. при  $X_{max} = X_n$ .

При использовании в приводе вибрационного загрузочного устройства электромагнитного вибратора любую скорость, меньшую предельной, можно легко получить за счет изменения амплитуды колебания лотка.

Необходимый угол наклона подвесок определяется:

$$\operatorname{tg}\alpha = 206/(f_n v_n). \quad (27)$$

Угол наклона подвесок  $\alpha$  должен находиться в пределах 5–45°.

Амплитуду колебания лотка в режиме непрерывного подбрасывания при  $n = 1$ :

$$X_{\max} = X_n = 3,32g^2 / (\omega^2 \operatorname{tg} \alpha). \quad (28)$$

Угол подъема лотка  $\Theta$  обычно выбирают минимально возможным по конструктивным соображениям. Проведенные исследования показывают, что при увеличении угла подъема лотка  $\Theta$  на 2° скорость перемещения заготовок снижается примерно на 10–15 %.

Для получения больших амплитуд колебания лотка при малых усилиях электромагнитов необходимо, чтобы вибрационная система работала в режиме, близком к резонансу. Собственная частота системы зависит от жесткости подвесок.

При расчете геометрических параметров подвесок необходимо учитывать, что условия работы являются наиболее благоприятными, если собственная частота системы оказывается несколько больше частоты возмущающей силы. Тогда вынужденные колебания системы происходят в той же фазе, что и колебания возмущающей силы. Рекомендуются, чтобы собственная частота колебаний системы была на 10 % больше частоты колебаний возмущающей силы.

Конструктивно подвески можно выполнять круглыми или плоскими (набранными из пластин). При использовании плоских пружин необходимо определить их длину, ширину и толщину; при круглых – длину и диаметр.

Параметры пружин определяем из условия, что подвеска представляет собой балку, закрепленную жестко с двух сторон.

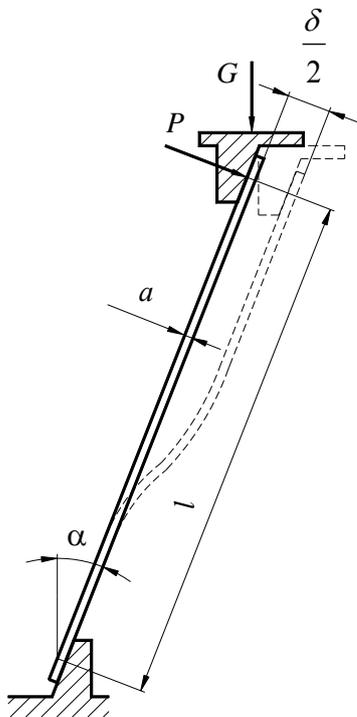


Рис. 27. Расчетная схема пружин

Расчетная схема пружин показана на рис. 27.

При плоских пружинах длину и ширину задают конструктивно, а толщину можно определить по формуле

$$a = \frac{l}{372} \sqrt[3]{\frac{G\varphi^2}{nib}}, \quad (29)$$

где  $a$  – толщина пружин подвески, см;  
 $b$  – ширина пружин, см;  
 $l$  – рабочая длина пружин, см;  
 $n$  – число подвески;  
 $i$  – число пружин в подвеске;  
 $G$  – вес колеблющихся частей и загрузенных в бункер заготовок;  
 $\varphi$  – собственная частота колебаний системы, 1/с;

$$\varphi = 1,1f_{л.}$$

При круглых подвесках длину задают конструктивно, а диаметр (см) можно определить по формуле

$$d = 0,0135\sqrt{Gl^3\varphi^2/n}. \quad (30)$$

Напряжение изгиба (кгс/см<sup>2</sup>) при максимальном прогибе для плоских пружин определяем по формуле

$$\sigma_{из} = 1,5Ea\delta/l^2, \quad (31)$$

где  $E$  – модуль упругости,  $E=2,1 \cdot 10^6$  кгс/см<sup>2</sup>;

$\delta$  – размах колебаний лотка, см.

Для круглых подвесок:

$$\sigma_{из} = 1,5Ed\delta/l^2. \quad (32)$$

Если в приводе вибрационного грузозачного устройства со спиральным лотком у каждой подвески установлен один электромагнит перпендикулярно ее плоскости, то его усилие (кгс) можно определить по следующим формулам:

- при плоских подвесках

$$P = \mu Eba^3i/(2l^3), \quad (33)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент,  $\mu=1/[1-(f_{л}/\varphi)^2]$ ;

- при круглых подвесках

$$P = 0,3\mu Ed^4/(M^3). \quad (34)$$

Если в приводе вибрационного грузозачного устройства со спиральным лотком имеется один электромагнит, установленный в центре, его усилие при плоских подвесках определяем по формуле

$$P_0 = \mu Eba^3in/(2l^3m\sin\beta); \quad (35)$$

- при круглых подвесках

$$P_0 = 0,3\mu Ed^4n/(M^3 \sin \beta). \quad (36)$$

Для прямолинейных вибрационных лотков общее требуемое усилие электромагнита при условии, что он установлен перпендикулярно плоскости пружин, определяется по формуле

$$P_{общ} = \mu Ebd^3in/2l^3m. \quad (37)$$

На величину амплитуды колебания лотка (при прочих равных условиях) большое влияние оказывает величина массы основания вибрационного грузозачного устройства. Отношение массы основания к массе колеблющихся частей должно быть не менее 5–7.

*Пример.* Требуется рассчитать основные параметры вибрационного грузозачного устройства со спиральным лотком и тремя электромагнитами в приводе. Необходимая производительность  $Q=100$  шт/мин; деталь – колпачок  $d_3=40$  мм,  $h=10$  мм. Материал – сталь. Частота колебания лотка  $f_{л}=50$  Гц (1/с).

1. Определяем требуемую скорость перемещения заготовок по формуле (26):

$$v_{тр}=(Qd_3/1000)\eta=(100\cdot40/1000)\cdot2=8\text{ м/мин.}$$

Здесь  $\eta$  – коэффициент, учитывающий неравномерность перемещения заготовок, способ их ориентации и другие факторы.

2. Определяем параметры чаши бункера:

- диаметр чаши

$$D=(10\div20)d_3, \text{ принимаем } D=400\text{ мм};$$

- шаг спирали

$$t=(1.4\div1.7)\cdot h_3+m, \text{ } m\text{- толщина лотка, мм; } t=1.5\cdot10+10=25\text{ мм};$$

- высота чаши

$$H=(0,2\div0,4)D, H=0,3\cdot400=120\text{ мм};$$

- ширина лотка до буртика

$$B= d_3+2=40+2=42\text{ мм};$$

- ширина лотка с буртиком

$$B'=B+3=42+3=45\text{ мм.}$$

Для того чтобы заготовки перемещались в один слой, лоток выполнен с наклоном к центру под углом  $4^\circ$ .

3. Определяем угол подъема лотка  $\Theta$ :

$$\text{tg}\Theta=t/\pi d=25/(3,14\cdot400)=0.02; \quad \Theta=1^\circ 10'$$

4. Определяем требуемую скорость перемещения заготовок с учетом угла подъема лотка.

При  $\Theta$ , равном  $2^\circ$ , снижение скорости составляет  $10\div15\%$ :

$$v'_{тр} = v_{тр} \cdot 1.15 = 8 \cdot 1,15 \approx 10 \text{ м/мин.}$$

5. Определяем требуемый угол наклона подвесок  $\alpha$ , исходя из обеспечения необходимой скорости перемещения заготовок по формуле (27):

$$\text{tg}\alpha = 206/(f_{л} v_{тр}) = 206/(50 \cdot 10) = 0.4014; \quad \alpha=22^\circ.$$

6. Определяем амплитуду колебания лотка  $X_{л}$ , при которой обеспечивается скорость  $v_{тр}$  по формуле (28):

$$X_{л} = 3.32g^2 /(\omega^2 \text{tg}\alpha) = (3.32 \cdot 10^3)/(10^5 \cdot 0.4014) = 0,083\text{ см};$$

$$g \approx 10^3 \text{ м/с}^2; \quad \omega \approx (2\pi f_{л})^2 \approx 10^5 \text{ 1/с}^2.$$

7. Определяем параметры пружин подвесок. В вибрационном грузозачном устройстве используют плоские пружины. Число подвесок  $n=3$ , число пружин

в подвеске  $i=3$ . Из конструктивных соображений длина пружин  $l=18$  см и ширина  $b=3$  см.

Вес колеблющихся частей и загруженных в бункер заготовок  $G=15$  кгс.

По формуле (29) определяем толщину пружин  $a$ :

$$a = \frac{l}{372} \sqrt[3]{\frac{G\varphi^2}{nib}} = \frac{18}{372} \sqrt[3]{\frac{15 \cdot 55^2}{3 \cdot 3 \cdot 3}} = 0,57 \text{ см.}$$

8. Определяем максимальное напряжение изгиба пружин при амплитуде колебания  $X_n$  по формуле (31):

$$\sigma_{из} = \frac{1,5Ea\delta}{l^2} = \frac{1,5 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,57 \cdot 0,09 \cdot 2}{18^2} = 990 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\frac{\delta}{2} = \frac{X_n}{\cos\alpha} = \frac{0,083}{0,927} = 0,09 \text{ см.}$$

9. Определяем требуемое усилие одного электромагнита по формуле (33):

$$P = \frac{dEba^3i}{2l^3\mu} = \frac{0,09 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 3 \cdot 0,57^3 \cdot 3}{18^3 \cdot 5,7} \approx 10 \text{ кгс};$$

$$\mu = \frac{1}{1 + (f_n / \varphi)^2} = 5,7.$$

Зная необходимое тяговое усилие электромагнита, можно определить его параметры.

#### 2.1.4. Механизмы магазинного питания

При автоматизации загрузки штучных заготовок на станках-автоматах с помощью магазинных загрузочных устройств ориентацию и закладку заготовок в магазин (лоток-накопитель) производят вручную, а подачу из лотка-накопителя в шпиндель станка и выгрузку обработанной детали – автоматически.

Магазинные загрузочные устройства применяют в массовом и крупносерийном производстве при обработке заготовок, захват и ориентация которых затруднены из-за их геометрической формы, размеров или веса.

Благодаря конструктивной простоте магазинные загрузочные устройства часто применяют тогда, когда по масштабам производства нецелесообразно изготавливать сравнительно сложные бункерно-загрузочные устройства.

Магазинное загрузочное устройство имеет (см. рис. 20) магазин (лоток-накопитель) и автооператор. Магазины предназначены для укладки и транспортирования их в автооператор. Назначение автооператора – загрузка ориентированных заготовок в шпиндель станка, а также съем и выведение из зоны обработки обработанных деталей.

Конструктивные формы магазинов зависят, прежде всего, от конфигурации заготовок и метода транспортирования. Транспортирование заготовок может осуществляться под собственным весом и принудительно.

На рис. 28 показан ряд конструкций лотков с подачей заготовок под собственным весом. Они могут выполняться горизонтальными, вертикальными, наклонными, спиральными, что определяется конструкцией загрузочного устройства.

Трубчатые магазины вертикальные и наклонные (рис. 28, *а, б*) применяют, как правило, для подачи шариков и цилиндрических заготовок, перемещаемых в направлении оси вращения. Заготовки типа дисков, колец, цилиндрических (перемещение перпендикулярно оси вращения), прямоугольных и других транспортируют по прямоугольным лоткам (рис. 28, *в, г*).

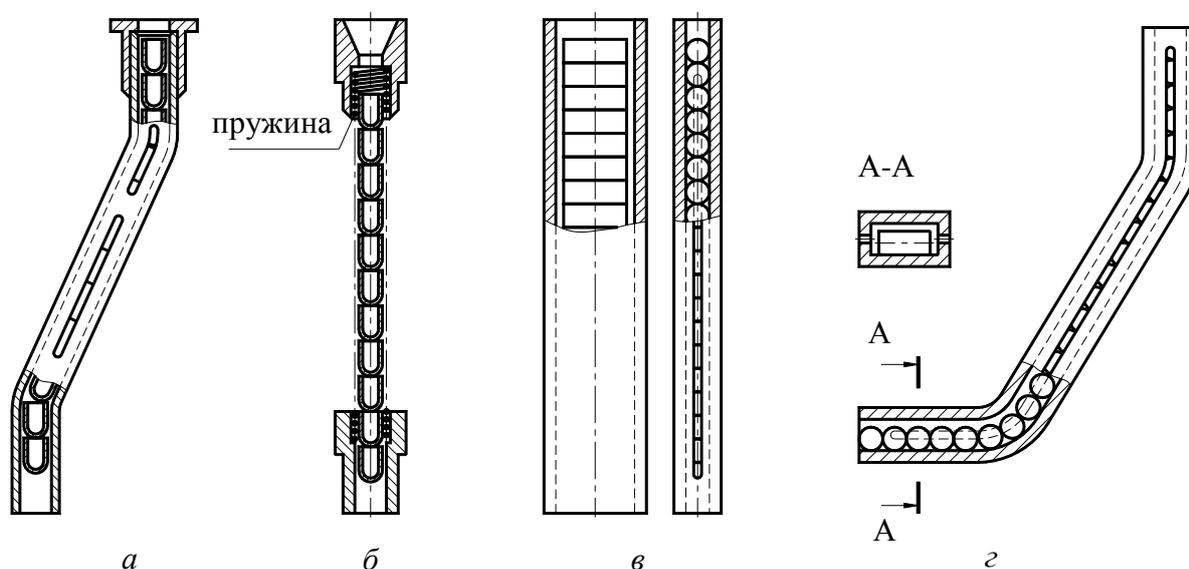


Рис. 28. Конструкции лотков

Лотки обычно изготовляют из листовой стали, трущиеся поверхности шлифуют и подвергают термической обработке. В закрытых коробчатых лотках две стенки выполняют с пазами для наблюдения и выборки застрявших заготовок.

При использовании наклонных лотков в магазинных загрузочных устройствах угол наклона лотка устанавливают таким, чтобы заготовки в нем не останавливались и не застревали. Для заготовок, перемещающихся скольжением, угол наклона лотка больше угла трения между лотком и заготовкой; обычно его берут не менее  $25-30^\circ$ , а для заготовок, перемещающихся качением, – не менее  $7-10^\circ$ .

При проектировании лотков важным является выбор ширины лотка в зависимости от длины перемещаемой заготовки. Минимальный зазор обычно берут в пределах от 0,5 до 1 мм, однако при малой длине заготовки или при большом зазоре возможно заклинивание заготовки в лотке. В этом случае при расчете необходимо проверить условие незаклинивания.

Заготовка в лотке (рис. 29, *a*) вследствие зазора  $C=B-l$  может повернуться и касаться стенок в двух точках. Линия, проведенная через точки касания, образует с горизонталью угол  $\gamma$ . Если угол  $\gamma$  меньше или равен углу трения  $\rho$ , то происходит заклинивание заготовки в лотке.

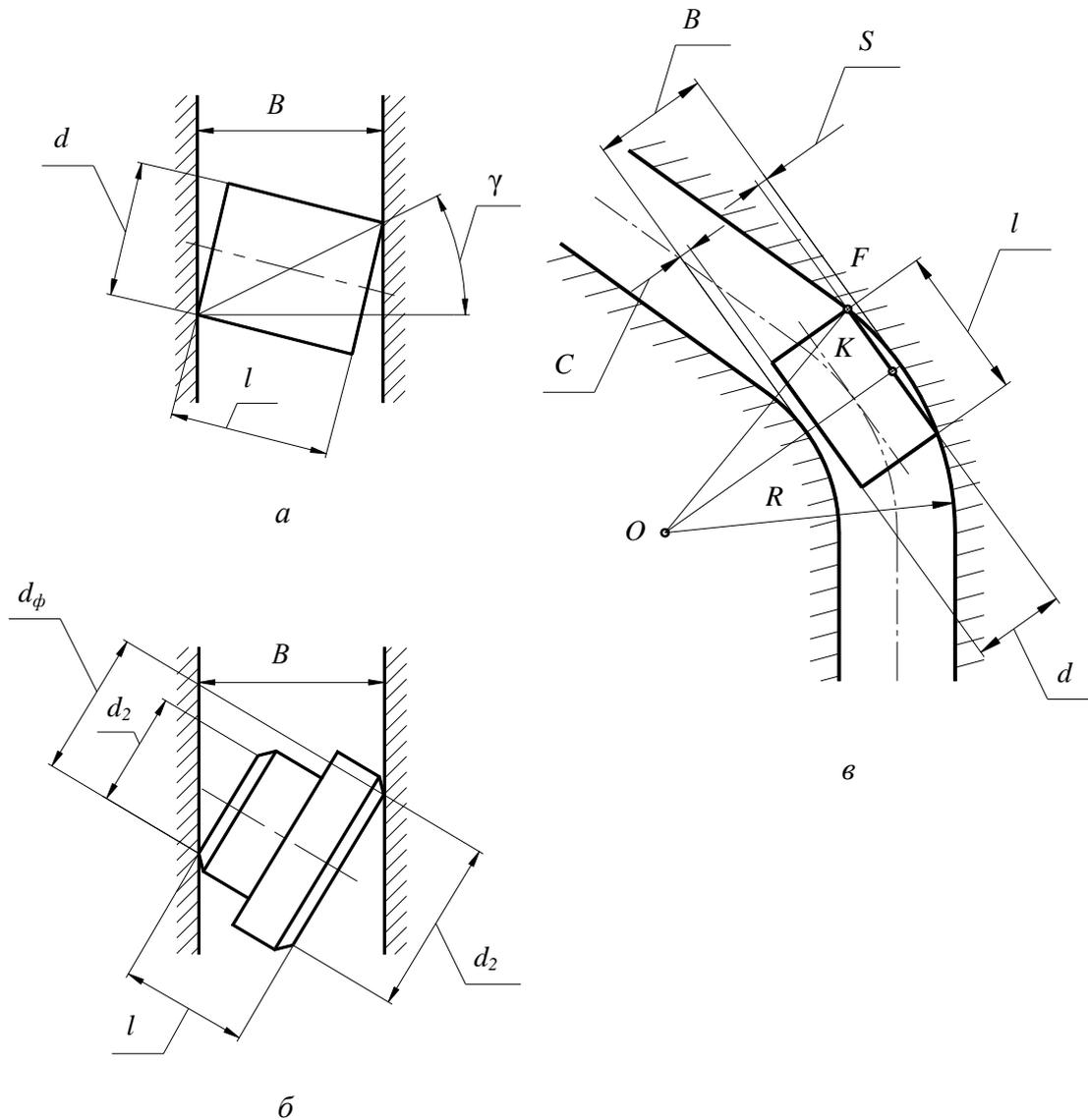


Рис. 29. Расчетные схемы лотков

Условие заклинивания

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \rho = f. \quad (38)$$

По схеме (см. рис. 28, *a*)

$$\cos \gamma = B / \sqrt{d^2 + l^2}, \quad (39)$$

где  $B$  – ширина лотка;  
 $d$  – диаметр или ширина заготовки;  
 $l$  – длина заготовки.

Заменяя  $\cos \gamma$  его значением

$$\cos \gamma = 1 / \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma} = 1 / \sqrt{1 + f^2} \quad (40)$$

и решая относительно  $B$ , получаем условие заклинивания

$$B = \sqrt{d^2 + l^2} / \sqrt{1 + f^2}, \quad (41)$$

где  $f$  – коэффициент трения между заготовкой и стенкой лотка, выбираемый в пределах от 0,1 до 0,4; меньшие значения берутся для чистых поверхностей, большие – для грубых поверхностей и случаев касания по кромкам.

Если на заготовке имеются уступы или фаски, то точки касания заготовки с лотком перемещаются ближе к оси симметрии заготовки, как бы уменьшая ее диаметр. Если суммарное расстояние между точками касания принять за фиктивный диаметр  $d_{\phi}$ , то для расчета условия незакаливания можно использовать вышеприведенную формулу (41).

Условие незакаливания при направлении ступенчатых заготовок (см. рис. 29, б) имеет вид

$$B < \sqrt{d_{\phi}^2 + l^2} / \sqrt{1 + f^2}, \quad (42)$$

где

$$d_{\phi} = (d_1 + d_2) / 2.$$

При наличии изгибов у лотка обычно переход с одного участка на другой делают плавным, канал лотка в продольном сечении очерчивается дугами окружностей. Ширина лотка на закруглении должна быть больше, чем на прямом участке, на величину  $S$  (см. рис. 29, в).

Из треугольника  $ОФК$ :

$$OK = \sqrt{R^2 - l^2 / 4}; \quad S = R - \sqrt{R^2 - l^2 / 4}.$$

Ширина лотка на закруглении:

$$B = R - \sqrt{R^2 - l^2 / 4} + d + C, \quad (43)$$

где  $R$  – радиус закругления наружной стенки лотка;

$l$  – длина заготовки;

$d$  – диаметр или ширина заготовки;

$C$  – зазор между заготовкой и стенкой лотка.

В последнее время широкое применение получили сборные лотки, составленные из нормализованных элементов в соответствии с размерами и конфигурацией заготовок (рис. 30).

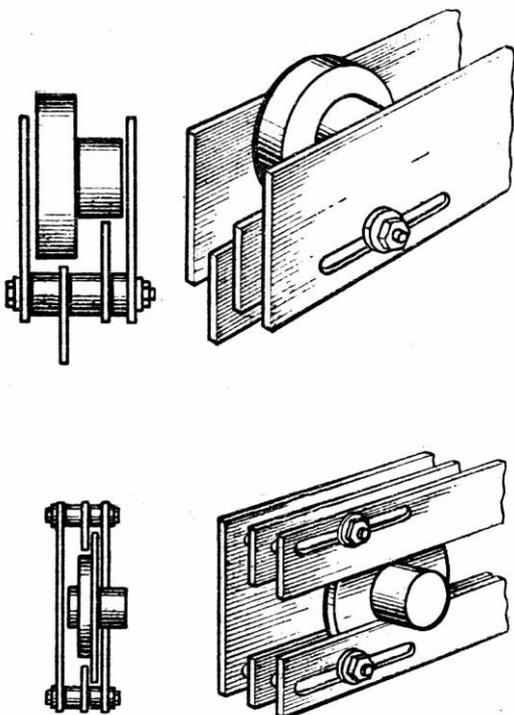


Рис. 30. Конструкции лотков из нормализованных элементов

Среди магазинных загрузочных устройств с принудительной подачей заготовок наибольшее применение получили магазины с подачей грузом или пружиной, а также различные фрикционные магазины, в которых перемещение заготовок происходит благодаря трению между вращающимся элементом магазина и подаваемыми заготовками.

### 2.1.5. Автооператоры

Назначением автооператора является загрузка ориентированных штучных заготовок в шпиндель станка, а также съём и выведение из зоны обработки обработанных деталей. В соответствии с этим автооператор имеет следующие механизмы (см. рис. 20): отсекаТЕЛЬ, питатель, заталкиватель, выталкиватель или съёмник и отводящее устройство.

В отличие бункерно-ориентирующего устройства, которое, как правило, не имеет жесткой кинематической связи со станком, автооператор работает в ритме работы станка согласно с остальными механизмами и прежде всего механизмом зажима.

*Отсекатель* (механизм поштучной выдачи), расположенный в нижней части лотка, отделяет одну или несколько заготовок (в зависимости от числа одновременно обрабатываемых в станке заготовок) от общего их количества, находящегося в лотке-накопителе. Отсекатель работает обычно в два такта: при первом освобождается нижняя заготовка и под действием собственного веса перемещается к питателю; остальные заготовки удерживаются на месте. При втором такте оставшиеся заготовки перемещаются на один шаг.

Отсекатели по характеру совершаемого движения отсекающих звеньев бывают с возвратно-поступательным, колебательным, вращательным и со сложным движением.

Отсекатель с возвратно-поступательным движением показан на рис. 31, а. Два штифта, совершающие возвратно-поступательное движение, отделяют по одной заготовке от общего потока заготовок, находящихся в лотке-накопителе. Способ отсекания заготовок отсекателем с колебательным движением показан на рис. 31, б.

Схема отсекателя с вращательным движением приведена на рис. 31, в.

Отсекатель выполнен в виде диска с профильными канавками; заготовки западают в них из магазина и переносятся к питателю; в этот момент наружная поверхность диска перекрывает щель лотка-накопителя, исключая тем самым дальнейшее перемещение заготовок.

Отсекатели с вращательным движением обеспечивают большую производительность и плавность работы по сравнению с отсекателями первого и второго типа.

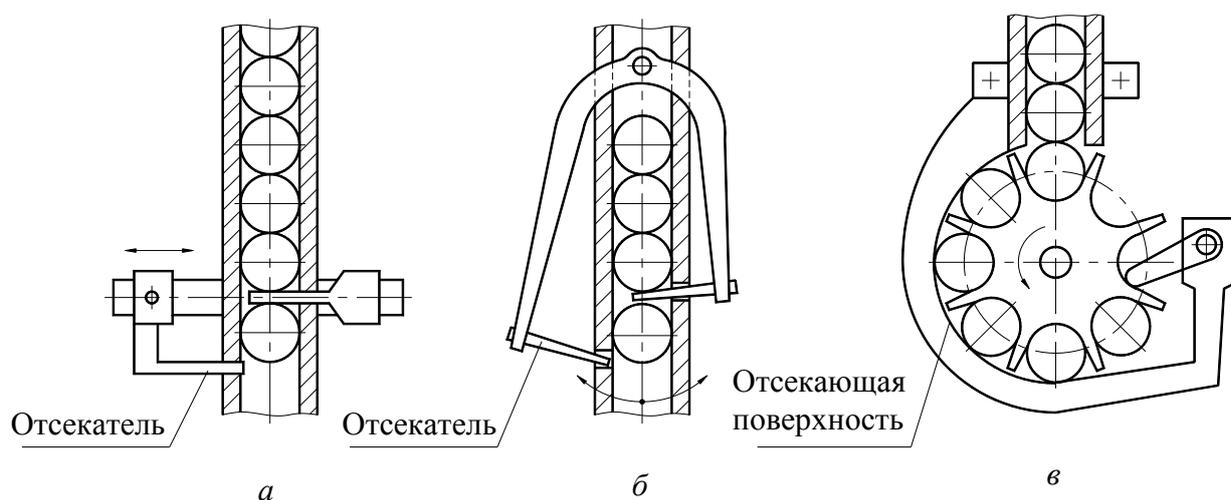


Рис. 31. Типы отсекателей

*Питатель* – механизм, осуществляющий подачу заготовок из лотка-накопителя к шпинделю станка. Питатель имеет зажимное или иное устройство, которое фиксирует заготовку в определенном положении как во время переноса из лотка-накопителя к шпинделю, так и во время вывода обработанной детали из рабочей зоны станка. Конструкции питателей весьма разнообразны и зависят от конструкции станка и его компоновки, формы и размеров заготовки и т. д.

На рис. 32 приведены конструкции некоторых типов питателей: питатель с возвратно-поступательным движением (рис. 32, а), с колебательным движением (рис. 32, б) и с вращательным движением (рис. 32, в).

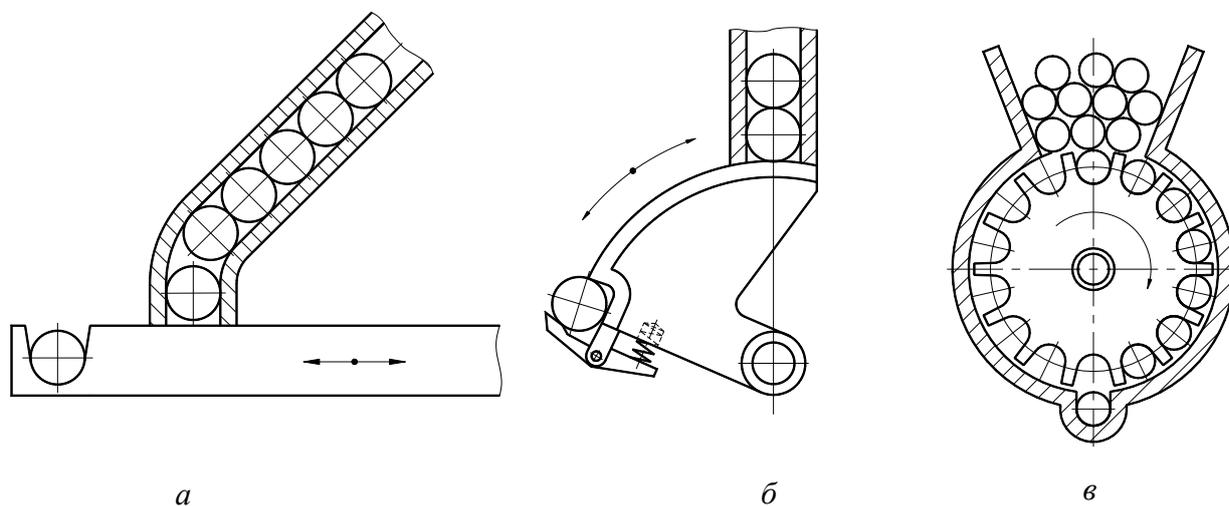


Рис. 32. Типы питателей

*Заталкиватели* служат для передачи заготовок из питателя в шпиндель станка, т. е. они производят непосредственную установку заготовки в зажимном устройстве шпинделя станка. Заталкиватели выполняются двух типов: с буферной пружиной и жесткие.

*Выталкиватель* или съёмник, предназначен для удаления обработанных деталей из патрона шпинделя станка. Они изготавливаются двух типов: пружинные и жесткие.

Жесткий выталкиватель представляет собой подвижной стержень, смонтированный внутри шпинделя, который совершает возвратно-поступательное движение от кулачкового механизма. Когда производится загрузка заготовки в цангу, подвижный стержень отведен назад. После обработки заготовки зажимная цанга раскрывается, стержень выталкивает деталь и снова отходит назад.

При проектировании новых конструкций автооператоров необходимо учитывать такие факторы, как требуемая быстрота его срабатывания (выгрузка и загрузка обрабатываемой детали), форма и габариты заготовки, возможность компоновки механизмов автооператора недалеко от шпинделя станка, вероятность попадания стружки в механизмы автооператора и т. д.

Принцип действия и компоновки отдельных элементов автооператоров зависят прежде всего от типа технологического оборудования. Наибольшее применение автооператоры получили в автоматах для обработки тел вращения (изделия типа колец, дисков, валов). Автооператорами оснащают токарные (одно- и многошпиндельные), шлифовальные, полировальные, зуборезные и другие станки.

Следует отметить, что при создании новых конструкций автооператоров невозможно найти единое решение для различных станков. Например, для одношпиндельных автоматов решающее значение имеет быстрота срабатывания автооператоров, в то время как для многошпиндельных этот показатель решающего значения не имеет, так как время загрузки заготовок и выгрузки обработанных деталей совмещается с обработкой.

Требования к автооператорам для токарных станков, производящих черновую обработку стальных заготовок и шлифовальных станков, различны.

В настоящее время создано большое количество конструкций автооператоров для многошпиндельных и одношпиндельных токарных полуавтоматов, шлифовальных и других станков. Наиболее сложны в конструировании автооператоры для станков черновой токарной обработки. Для таких станков характерны грубые, неправильной формы заготовки, а это приводит к их перекосу и застреванию.

## **2.2. Поворотно-фиксирующие механизмы**

В одношпиндельных и многошпиндельных автоматах и полуавтоматах, агрегатных станках и автоматических линиях широко применяют различные механизмы периодического поворота с последующей фиксацией положения поворачиваемого узла.

К поворотно-фиксирующим механизмам относятся следующие группы целевых узлов:

– поворотные устройства, на которых крепят инструменты или заготовки (качающиеся приспособления, револьверные головки, шпиндельные блоки, поворотные столы, карусели и т. д.);

– механизмы изменения ориентации, на которых производят поворот обрабатываемых заготовок на заданный угол для последующей обработки с другой стороны (столы для поворота деталей на 90 и 180° вокруг горизонтальной оси; кантователи для поворота деталей вокруг наклонной оси; поворотные лотки и т. д.);

– приводные механизмы поворотных устройств, механизмы поворота, обеспечивающие поворот устройств и его останов;

– фиксирующие механизмы, обеспечивающие точность положения инструментов или заготовок.

К поворотно-фиксирующим механизмам предъявляются следующие требования: а) быстрота и точность установки в рабочую позицию инструмента и детали; б) плавность поворота; в) недопустимость ударов и толчков при работе механизма, так как это приводит к износу и потери точности.

Отметим, что очень важно при этом, чтобы в конце поворота скорость узла равнялась нулю; это устраняет удар по фиксатору, который должен остановить движущийся по инерции узел, и повышает точность и надежность работы механизма.

### 2.2.1. Поворотные устройства

Поворотные устройства широко применяют в автоматах различного технологического назначения и агрегатных станках. Их основное назначение – перемещение инструмента, а также обрабатываемой заготовки.

Устройства для перемещения инструмента используют при последовательной обработке изделия набором различных инструментов, а также при необходимости автоматической замены быстроизнашивающегося инструмента. К этой группе поворотных устройств относят револьверные головки.

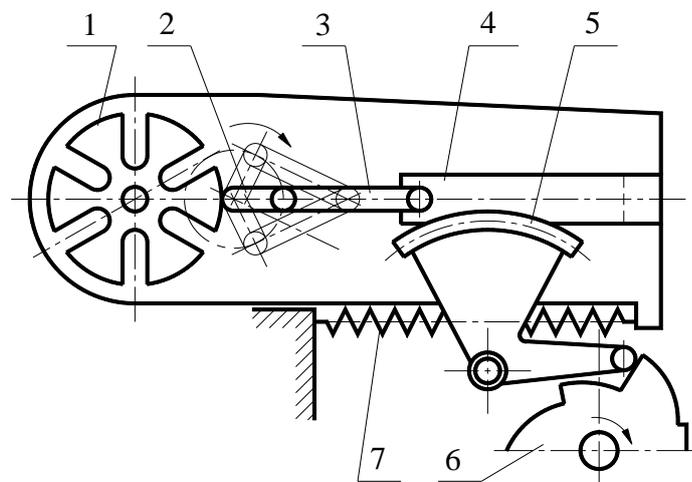


Рис. 33. Револьверная головка одношпиндельного токарно-револьверного автомата 1Б136

Цикл поворота револьверной головки осуществляется по этапам, показанным на рис. 33. По окончании обработки инструмента, закрепленного на револьверной головке, рычаг 5 с зубчатым сектором поворачивается вправо благодаря спадку на кулачке 6 распределительного вала и отводит револьверную головку. Одновременно на вспомогательном валу автомата включается однооборотная муфта и начинает вращаться

кривошипный валик 2, который через шатун 3 стремится переместить рейку 4. Но так как рейка 4 в данный момент неподвижна, то револьверный суппорт под действием пружины 7 отходит назад.

Продолжая вращаться, кривошипный валик кулачком выводит фиксатор из гнезда револьверной головки и начинает ее поворот при входе пальца кривошипа 2 в паз мальтийского креста 1. Одновременно кривошип 2 через шатун рейку 4 влево, отрывая рычаг 5 от кулачка 6. Повернувшись на  $180^\circ$ , кривошипный валик начинает перемещать рейку 4 вправо, поджимая рычаг с роликом к кулачку 6. В этот момент заканчивается поворот револьверной головки и производится её фиксация. После касания роликом рычага 5 кулачка рейка останавливается, а кривошип 2, продолжая вращаться, давит через шатун на неподвижную рейку и осуществляет быстрое перемещение револьверного суппорта в исходное положение.

Перемещение обрабатываемых изделий в процессе обработки из позиции в позицию осуществляется с помощью шпиндельных блоков, поворотных столов, каруселей.

Поворотные столы и карусели служат в основном для транспортировки деталей от одной позиции обработки к другой. Они получили широкое применение в металлорежущих автоматах и полуавтоматах, агрегатных станках и автоматических линиях, в машинах электровакуумного и полупроводникового производства и т. д.

Поворот столов и каруселей может осуществляться механическими, электромеханическими, гидравлическими и пневматическими приводами.

Схема электромеханического поворотного стола агрегатного станка приведена на рис. 34.

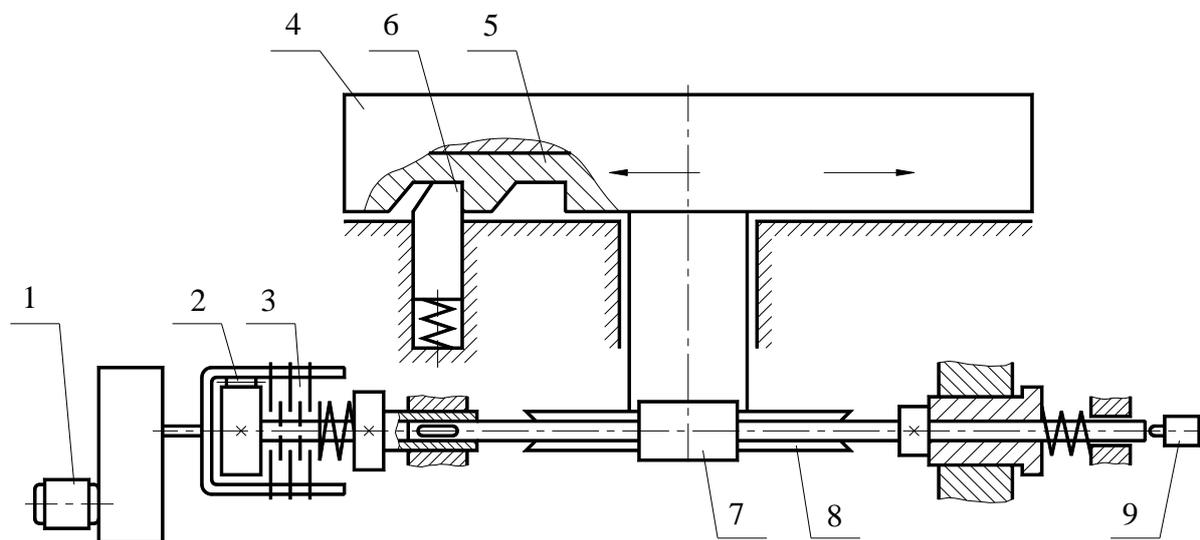


Рис. 34. Схема электромеханического поворотного стола агрегатного станка

Поворот стола 4 осуществляется от электродвигателя 1 через редуктор, обгонную муфту 2 и червячную пару. При повороте стола, вследствие наличия скосов на фиксаторе 6 и в гнездах стола 5, фиксатор утапливается, сжи-

мая пружину. После поворота стола на определенный угол фиксатор 6 входит в следующее гнездо стола. При этом происходит реверсирование вращения электродвигателя и движение через муфту предельного момента 3 передается на червяк 7. Стол получает вращение в обратном направлении, но так как фиксатор входит в гнездо стола, то он упирается в него и останавливается. Червяк 7, продолжая вращаться, ввинчивается в зубья червячного колеса 8, перемещается вдоль своей оси и, сжимая пружину, нажимает на конечный выключатель 9, который выключает электродвигатель 1.

Поворотные столы для поворота на равные углы нашли применение в станках-автоматах и агрегатных станках. В автоматических линиях поворотные столы находят применение в системах сквозного транспорта для изменения ориентации обрабатываемых изделий, т. е. для поворота на 90 и 180°.

### 2.2.2. Механизмы изменения ориентации

Механизмы изменения ориентации обрабатываемых заготовок широко применяют в автоматах и автоматических линиях для обработки как деталей качения, так и корпусных. Эти механизмы производят поворот заготовок на 90 и 180° относительно горизонтальной или вертикальной оси. Поворот заготовок производится с помощью поворотных столов, барабанов, лотков и кантователей.

На рис. 35 показаны схемы применения поворотных столов для изменения ориентации корпусных деталей в автоматических линиях из агрегатных станков. Стрелками показаны возможные направления движения детали до поворота и после его. На схеме (см. рис. 35, *а, б, в*) показан поворот деталей на 90° при помощи поворотного стола с плитой. Схемы *а* и *б* отличаются одна от другой расположением детали до поворота и после него. Вынесением центра поворота за габариты детали дает возможность поворачивать ее до отвода транспортера предыдущего участка, что в некоторых случаях упрощает циклограмму работы автоматической линии.

На схеме (см. рис. 35, *в*) показан поворотный стол, который позволяет производить поворот обрабатываемых деталей на 90° при необходимости раскладывания их на два потока.

На схеме (см. рис. 35, *з, д*) показан поворот деталей с помощью поворотного стола с планшайбой (центр поворота совпадает с центром симметрии детали). На схеме (см. рис. 35, *з*) показан поворот детали на 90°, а на схеме (см. рис. 35, *д*) – поворот детали на 180°. При использовании поворотного стола подобного типа, стол обычно может поворачиваться только после отвода транспортера детали предыдущего участка.

При изменении направления движения деталей в автоматической линии на 180° с неизменным положением детали можно применить схему работы поворотного стола (см. рис. 35, *е*).

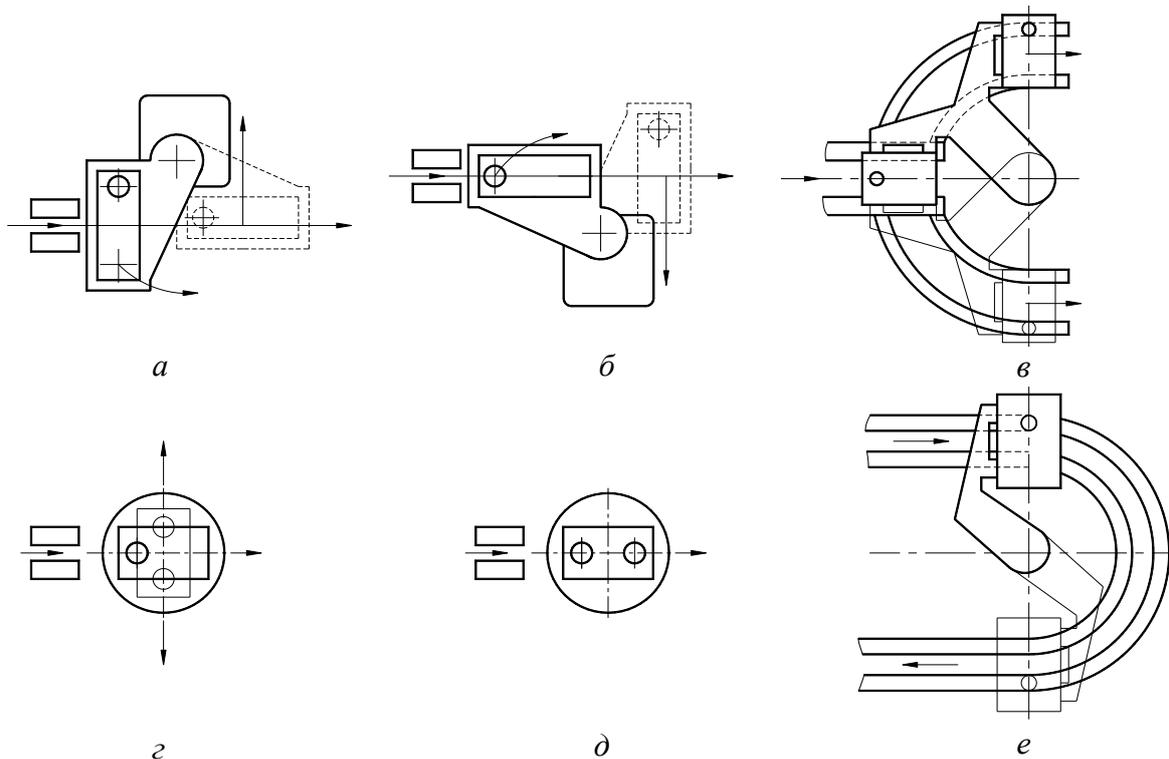


Рис. 35. Схемы применения поворотных столов для изменения ориентации корпусных деталей в автоматических линиях из агрегатных станков

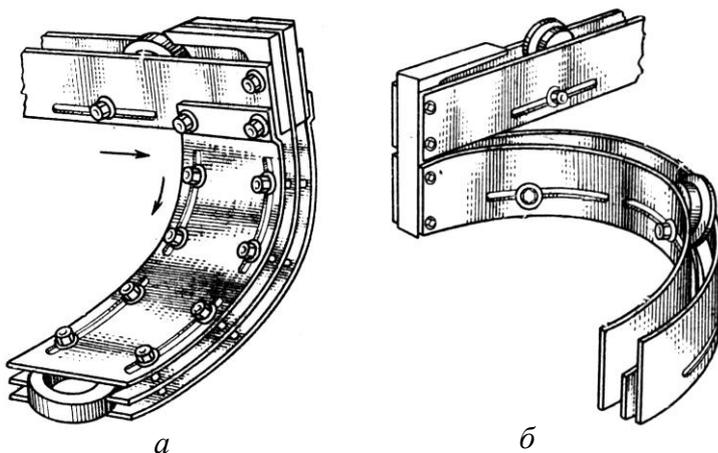


Рис. 36. Изменение ориентации заготовок при перемещении в лотках

Изменение ориентации деталей качения типа колец, дисков, втулок обычно осуществляется при их транспортировке в лотках. Например, на рис. 36, *а* показан лоток для поворота деталей (колец) на  $90^\circ$  относительно горизонтальной оси, а на рис. 36, *б* – лоток для поворота деталей на  $180^\circ$  относительно вертикальной оси.

### 2.2.3. Механизмы поворота

Механизмы поворота применяют для поворота качающихся приспособлений, револьверных головок, шпиндельных блоков, поворотных головок, поворотных столов и т. д. Механизмы поворота могут быть (см. рис. 37) механические, гидравлические, пневмогидравлические и пневматические. Наибольшее применение в автоматах, агрегатных станках и автоматических линиях получили механические и гидравлические механизмы поворота.

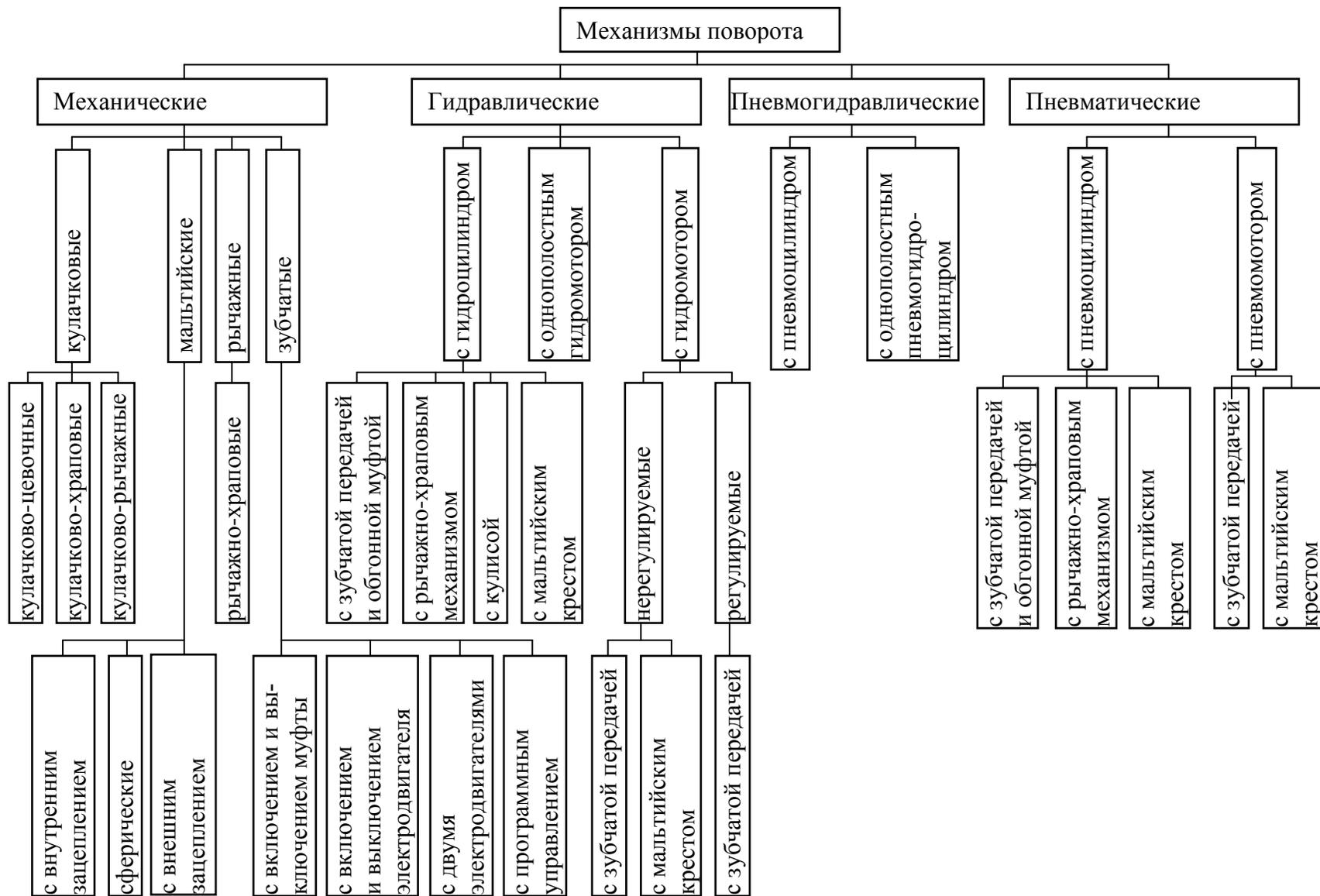


Рис. 37. Классификация механизмов поворота

Механические механизмы поворота, в свою очередь, можно разделить на четыре основные группы: зубчатые, рычажные, кулачковые и мальтийские механизмы. Механизмы поворота должны обеспечивать возможность получения быстрого и плавного поворота при высокой точности останова, высокую надежность работы при простоте конструкции.

Зубчатые механизмы поворота нашли в современных автоматах ограниченное применение.

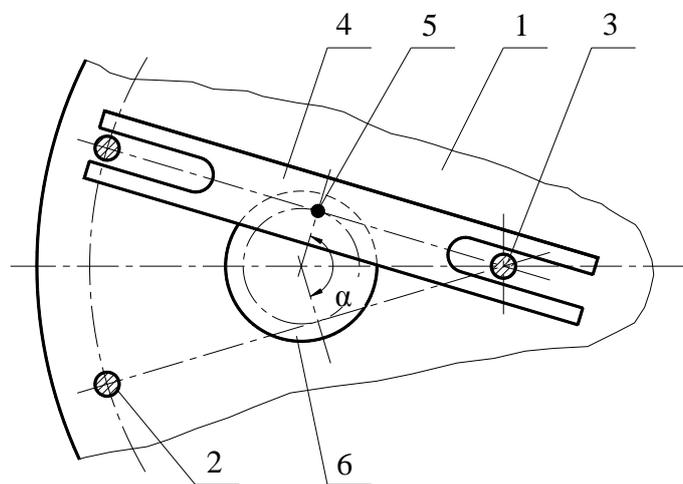


Рис. 38. Рычажный механизм поворота

Рычажные механизмы поворота находят применение при повороте больших столов при большом числе позиций. Рычажный механизм поворота, показанный на рис. 38, предназначен для поворота стола (карусели) 1 с роликами 2 и осью вращения 3. Поворот карусели осуществляется рычагом 4, у которого с двух сторон выполнены пазы по размерам с одной стороны соответственно неподвижной оси 3, а с другой стороны –

диаметра ролика 2. При повороте карусели рычаг 4 получает сложное пространственное движение от эксцентрика 6 через ось 5. Для увеличения времени стояния карусели вращение эксцентрика может быть отключено в середине угла  $\alpha$ . Механизм обеспечивает высокую плавность поворота. При переводе карусели из покоя в движение и наоборот – удар отсутствует.

При использовании кулачковых механизмов поворота можно получить различные законы движения поворачиваемого узла путем соответствующего профилирования кулачка. Недостатками кулачковых механизмов являются сравнительно низкий КПД, большие габариты и быстрый износ кулачков.

В кулачково-храповых механизмах не всегда удается устранить удар при повороте узла, поэтому они нашли применение при повороте небольших узлов. Кулачково-рычажные механизмы часто применяют в автоматах для поворота качающихся приспособлений.

Наиболее часто для периодического поворота узла в автоматах применяют кулачково-роликовые и мальтийские механизмы.

**Кулачково-роликовые механизмы.** Кулачково-роликовые механизмы получили применение для поворота каруселей (столов) многопозиционных неметаллорежущих автоматов с большим числом позиций.

К преимуществам кулачково-роликовых механизмов следует отнести: возможность получения выгодного соотношения между временем поворота и временем выстоя ведомого звена (карусели); возможность осуществления различных законов движения ведомого звена, позволяющих обеспечить наи-

лучшие динамические условия поворота; отсутствие специального механизма фиксации; стол (карусель) во время стоянки фиксируется улитой; кулачково-роликовый механизм удобно компоуется в машине.

Недостатком кулачково-роликового механизма является сложность изготовления рабочего профиля кулачка. Кроме того, точность фиксации сравнительно невелика, поэтому кулачково-роликовые механизмы поворота не получили применения в автоматах с большими усилиями обработки.

**Мальтийские механизмы.** Мальтийские механизмы получили широкое применение в станках-автоматах для периодического поворота шпиндельных блоков, револьверных головок, поворотных столов и других узлов.

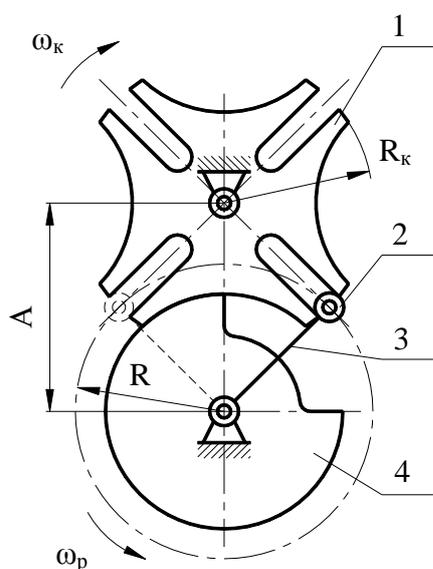


Рис. 39. Мальтийский механизм

Наиболее широко применяются «правильные» мальтийские механизмы с внешним (рис. 39) зацеплением. Мальтийские механизмы (рис. 39) состоят из креста 1, кривошипа (поводка) 3 с пальцем (цевкой) 2. Данные механизмы имеют мальтийский крест 1 с четырьмя радиальными пазами, в которые поочередно входит палец 2 кривошипа 3, поворачивая его каждый раз на  $\frac{1}{4}$  оборота. Во время остановов положение креста фиксируется сектором 4, который входит в одну из цилиндрических выемок креста и находится в ней до момента входа пальца в следующий паз креста.

Преимуществами мальтийских механизмов являются их простота, достаточная плавность и быстрота поворота креста, компактность и надежность в работе. Недостатки: непостоянство скорости поворота креста и связанных с ним деталей; большие пики кривой ускорений (особенно при малом числе пазов креста), что вызывает удары в начале и конце поворота и большие инерционные нагрузки при большой скорости поворота или больших моментах инерции; необходимость точного изготовления и сборки.

#### 2.2.4. Механизмы фиксации

Механизмы фиксации предназначены для точной установки поворотных устройств и предотвращения их смещения под действием усилий, возникающих в процессе обработки.

Точность обработки изделий на многопозиционных автоматах может быть достигнута только при условии надежного фиксирования. Фиксация точного положения поворачиваемого узла может быть одинарной при помощи одного фиксатора и двойной – при помощи двух элементов, один из ко-

торых служит фиксатором-упором, а второй доводит фиксируемый узел до точного положения, определяемого упором.

На точность и долговечность механизма фиксации оказывает большое влияние форма фиксирующих поверхностей и их относительное перемещение. Если начальное касание происходит в точке или по линии, то возникают большие удельные давления, вызывающие смятие. При поверхностном контакте удельные давления могут быть резко снижены.

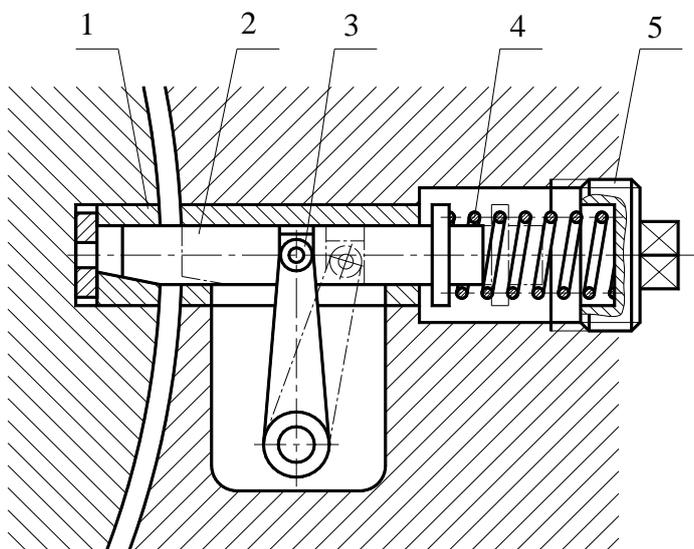


Рис. 40. Конструктивная схема фиксатора

На рис. 40 приведена конструкция механизма одинарной фиксации поворотного стола. Пред началом поворота стола фиксатор 2 рычагом 3 выводится из гнезда 1 стола. Пред окончанием поворота стола фиксатор освобождается и под действием пружины 4, сила которой регулируется пробкой 5, прижимается (скользит) к цилиндрической поверхности стола. Скольжение фиксатора 2 совершается до тех пор, пока против его заостренного конца не окажется гнездо 1 в столе. Тогда

фиксатор 2 под действием пружины 4 входит в гнездо. Скос на конце фиксатора способствует лучшему заходу его в гнездо. Кроме того, когда стол перемещается на величину, отклоняющуюся от заданной, фиксатор, входя в соприкосновение с наклонной гранью втулки, доводит стол до заданного положения. По мере доведения стола до заданного положения конец фиксатора скользит по наклонной грани втулки, что вызывает его износ. Также фиксатор испытывает ударные нагрузки во время окончания поворота и начала фиксирования.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Корсаков В. С. Автоматизация производственных процессов. Учебник. – М.: Высшая школа, 1978. – 294 с.
2. Волчкевич Л. И., Ковалев М. П., Кузнецов М. М. Комплексная автоматизация производства. – М.: Машиностроение, 1963. – 276 с.
3. Волчкевич Л. И., Кузнецов У. М., Усов Б. А. Автоматы и автоматические линии. Учебное пособие в двух частях. – М.: Высшая школа, 1976. – 566 с.
4. Кузнецов М.М. и др. Автоматизация производственных процессов. Учебник для втузов. – М.: Высшая школа, 1978. – 431 с.

**Александр Валентинович Иоппа  
Борис Борисович Мойзес**

### **ОБОРУДОВАНИЕ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ**

Учебное пособие

Научный редактор  
доктор технических наук, профессор П. Я. Крауиньш

Редактор А. А. Цыганкова

Подписано к печати  
Формат 60×84/16. Бумага ксероксная.  
Плоская печать. Усл. печ. л. 3,72. Уч.-изд. л.3,37.  
Тираж            экз. Заказ            . Цена свободная.  
ИПФ ТПУ. Лицензия ЛТ №1 от 18.07.94  
Типография ТПУ. 634030, Томск, пр. Ленина 30