

## Тема 1.4. Зажимные устройства приспособлений

### КЛАССИФИКАЦИЯ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

По степени сложности различают простые и комбинированные зажимные механизмы.

К простым (или элементарным) механизмам относят: винтовые, клиновые, эксцентриковые, рычажные, шарнирно-рычажные, пружинные (рис. 4.5).



Рис. 4.5. Примеры использования винтовых (а), клиновых (б), рычажных (в), эксцентриковых (г), шарнирно-рычажных (д, е) механизмов

Комбинированные механизмы состоят из двух-трех сблокированных последовательно простых механизмов (рис. 4.6).

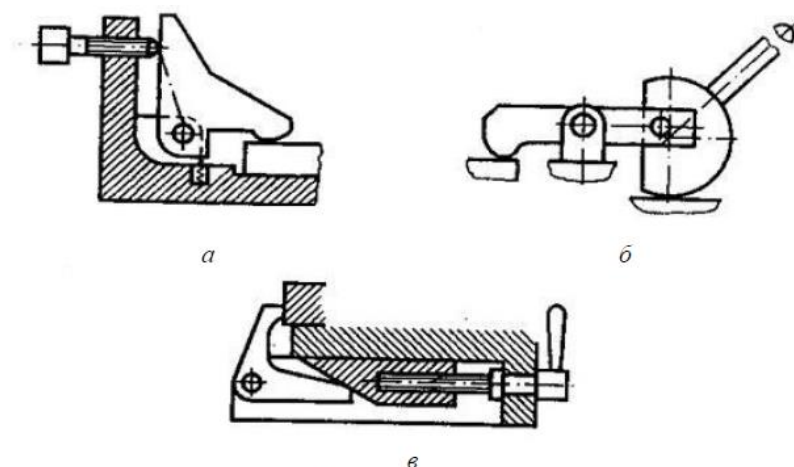


Рис. 4.6. Схемы комбинированных силовых механизмов:  
а – винто-рычажный; б – эксцентрико-рычажный; в – клино-рычажный

По числу точек приложения сил зажима механизмы делят на *единичные* и *многократные*. К *многократным* относят механизмы, которые крепят одну заготовку по нескольким точкам или несколько заготовок одновременно и с равными силами. Такие механизмы приводятся в действие от одного силового источника.

По уровню механизации различают следующие группы механизмов:

- *ручные*, требующие применения физической силы рабочего; их используют в единичном и мелкосерийном производстве;
- *механизированные*, приводящиеся в действие от силового привода (эти механизмы нередко называют механизмами-усилителями); их применяют в серийном и массовом производстве;
- *автоматизированные*, приводящиеся в действие перемещающимися частями станков, силами резания или центробежными силами вращающихся масс; закрепление и раскрепление заготовки осуществляется без участия рабочего; их применяют в крупносерийном и массовом производстве.

При разработке конструкции приспособлений всегда возникает задача установления по известной силе зажима  $Q$  типа и основных размеров зажимного устройства и определения исходной силы  $W$ , которую должен создать источник силы для обеспечения силы  $Q$ . Для любого зажимного механизма можно записать уравнения для сил и перемещений:

$$Q = W i; \quad S_Q = S_W i_{\pi}, \quad (4.11)$$

где  $S_W$  – перемещение, передаваемое от силового привода зажимному механизму;

$i, i_{\pi}$  – передаточные отношения сил и перемещений, характеризующие конструктивные параметры механизма;

$S_Q$  – перемещение (ход) исполнительного звена механизма.

Передаточные отношения комбинированных механизмов определяют, как произведение входящих в них простых.

Для обоснованного выбора типа зажимного механизма и расчета его конструктивных параметров необходимо иметь для этих механизмов развернутые уравнения (4.11).

*Винтовые механизмы* нашли широкое применение в приспособлениях с ручным закреплением заготовок, с механизированным приводом, а также в приспособлениях-спутниках. *Их достоинства:* простота конструкции, невысокая стоимость и высокая надежность в работе.

Винтовые механизмы применяют как для непосредственного зажима, так и в сочетании с другими механизмами. Непосредственный зажим выполняется

либо винтом при неподвижной резьбовой втулке, либо гайкой при неподвижной шпильке (рис. 4.7). Силу  $W$  на рукоятке, необходимую для создания силы зажима  $Q$  можно рассчитать по следующей формуле:

$$W = Q \frac{r_{cp}}{l} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1),$$

где  $r_{cp}$  – средний радиус резьбы, мм;  $l$  – вылет ключа, мм;  $\alpha$  – угол подъема резьбы;  $\varphi_1$  – угол трения в резьбовой паре.

При расчете силы, развиваемой винтовым зажимом, необходимо учитывать дополнительные потери на трение в месте контакта винта (гайки) с заготовкой. Условие равновесия винта (гайки) в этом случае можно записать в следующем виде:

$$Wl = Qr_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + M_{тр}, \quad (4.12)$$

где  $M_{тр}$  – момент трения на опорном торце винта (гайки).

Величина  $M_{тр}$  зависит от конструкции пяты зажимного винта. На рис. 4.7 приведены варианты конструкций пят зажимных винтов.

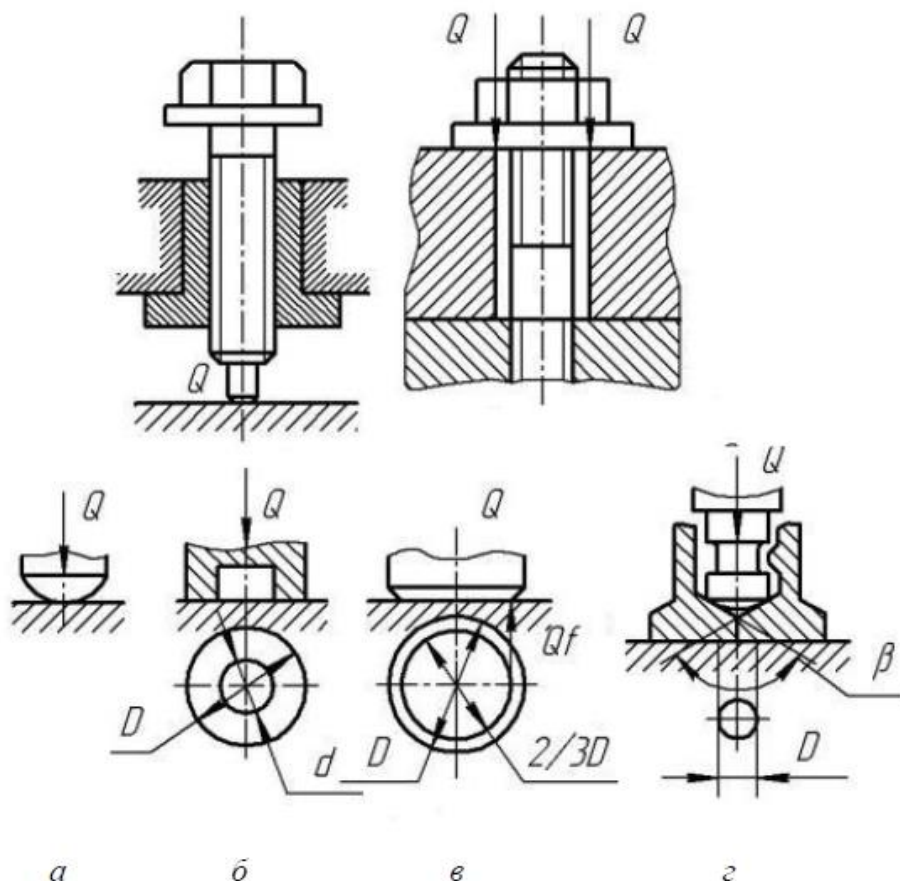


Рис. 4.7. Схемы винтовых зажимов

Для винтов со сферической пятой (рис. 4.7, а)

$$M_{\text{тр}} \approx 0, \quad (4.13)$$

так как винт с заготовкой контактирует в точке.

Для винтов с пятой (рис. 4.7, б) и для зажима гайкой

$$M_{\text{тр}} = \frac{1}{3} Q f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}. \quad (4.14)$$

Для винтов с плоской пятой (рис. 4.7, в)

$$M_{\text{тр}} = \frac{1}{3} Q f D. \quad (4.15)$$

Для винтов с неподвижным наконечником (рис. 4.7, г)

$$M_{\text{тр}} = Q f \frac{D}{2} \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2}. \quad (4.16)$$

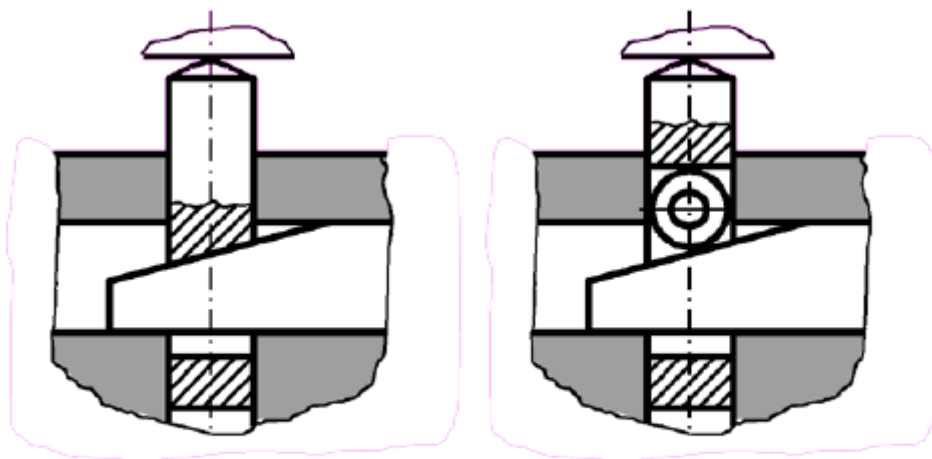
В формулах (4.14)–(4.16)  $f$  – коэффициент трения пяты винта о поверхность заготовки (наконечника).

Для расчета силы зажима  $Q$  винтового зажима необходимо в условие равновесия (4.12) ввести соответствующее конструкции пяты значение  $M_{\text{тр}}$  из формул (4.14)–(4.16).

*Клин* (рис. 4.8) весьма широко используют в конструкциях зажимных механизмов приспособлений. Клин способствует созданию простых, компактных и надежных приспособлений. Клин может быть составной частью как простых зажимных механизмов, так и комбинированных (рис. 4.6, в), (рис. 4.9).

Применение в зажимном механизме клина обеспечивает:

- а) увеличение исходной силы привода;
- б) изменение направления действия силы;
- в) самоторможение механизма (способность сохранять силу зажима  $Q$  при прекращении действия исходной силы  $W$ , создаваемой приводом)



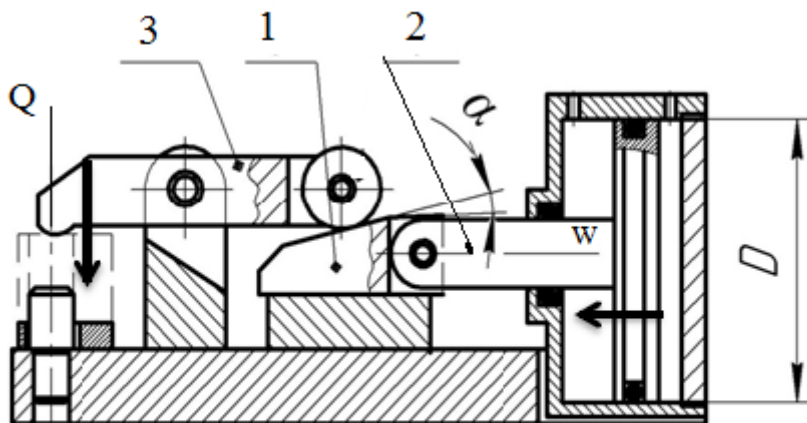
*Рис. 4.8. Схемы клиновых зажимов*

Если клиновой механизм предназначен для изменения направления действия силы зажима, то угол клина обычно равен  $45^\circ$ , а если же для увеличения числового значения силы зажима или повышения надежности закрепления, то угол клина выполняют равным  $6\text{--}15^\circ$  (углы самоторможения).

*Клин применяют* в следующих конструктивных вариантах зажимов:

- 1) механизмы с плоским односкосым клином;
- 2) многоклиновые (многоплунжерные) механизмы;
- 3) эксцентрики (механизмы с криволинейным клином);
- 4) торцовые кулачки (механизмы с цилиндрическим клином).

Схема комбинированного зажима, приведенного на рис. 4.9, образована последовательным соединением плоского односкосного клина *1* с углом  $\alpha$ , на который через шток *2* привода действует сила  $W$ , и рычажного зажима *3*, передающего на заготовку силу зажима  $Q$ .



*Рис. 4.9. Схема комбинированного зажима:*

*1 – клин; 2 – шток; 3 – рычажный зажим*

**Эксцентрикковые зажимы.** Под эксцентриком в машиностроении понимают деталь машины в виде цилиндра или диска, ось вращения которого смещена относительно его геометрической оси на некоторое расстояние  $ee$ , называемое *эксцентриситетом*. Зажимные свойства в эксцентрике проявляются потому, что он представляет собой соединение в одной детали двух элементов – круглого диска диаметром  $D$  (рис. 4.10) и плоского односкосного клина. При повороте эксцентрика вокруг оси вращения диска клин сначала устраняет зазор между диском и заготовкой, а затем действует на механизм распирающее, что и порождает упругую силу зажима  $Q$ .

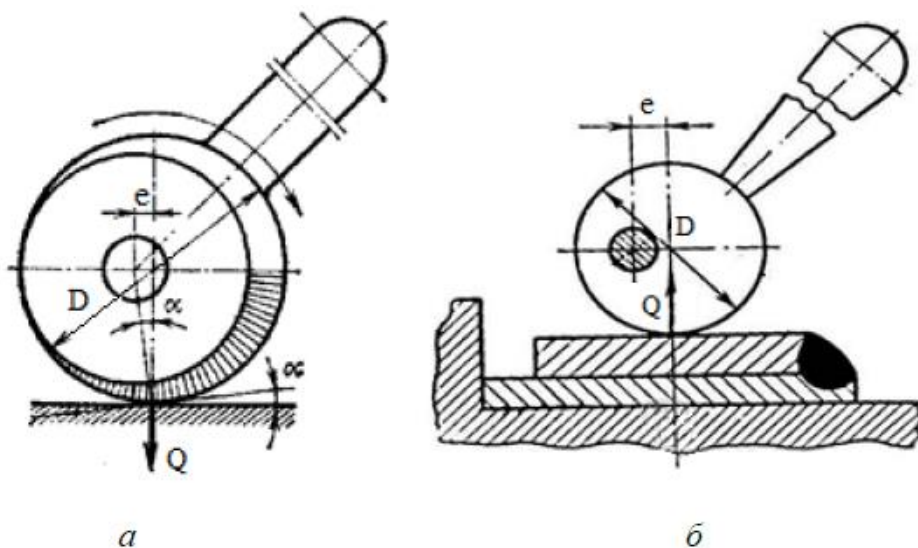


Рис. 4.10. Схемы эксцентриккового зажима

Пример использования эксцентрика в приспособлении показан на рис. 4.5, г.

Рабочая поверхность эксцентриков может быть *окружностью* (круглые эксцентрики) или *спиралью* (криволинейные эксцентрики). Различие их заключается в том, что в развертке круглых эксцентриков плоский клин получается криволинейным с переменным углом  $\alpha$  в зависимости от угла поворота эксцентрика (рис. 4.10, а), а у криволинейных эксцентриков угол  $\alpha$  не зависит от данного угла. Это означает, что криволинейные эксцентрики создают стабильную силу зажима в партии заготовок, а круглые – нет.

Эксцентрикковые зажимы являются самыми *быстродействующими* из всех ручных зажимных механизмов. По быстродействию они сравнимы с пневмозажимами (продолжительность процесса закрепления равна 0,6–2,0 с).

*Недостатками* эксцентрикковых зажимов являются:

- 1) малая величина рабочего хода, ограничиваемая величиной эксцентриситета;
- 2) повышенная утомляемость рабочего, так как при откреплении заготовки рабочему необходимо прикладывать силу, обусловленную свойством самоторможения эксцентрика;

3) ненадежность зажима при работе инструмента с ударами или вибрациями из-за опасности самооткрепления.

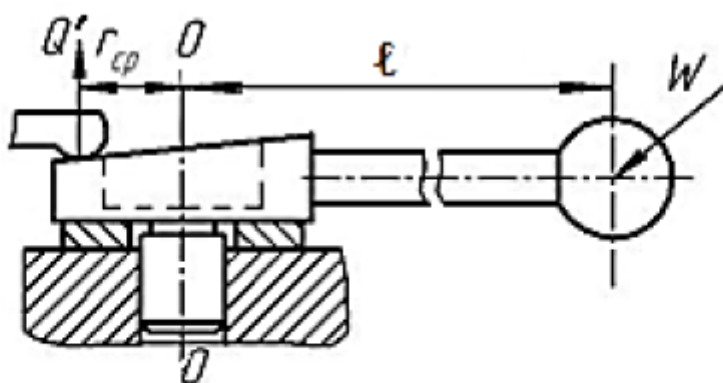
Несмотря на эти недостатки, эксцентриковые зажимы широко используют в приспособлениях, особенно для мелкосерийного и среднесерийного производства.

Эксцентриковые зажимы значительно уступают резьбовым зажимам по силе зажима. Эксцентриковые зажимы с обычными стандартными рукоятками развивают силу зажима, превышающую силу, приложенную к рукоятке, в 10–15 раз. В винтовых зажимах с применением стандартных гаечных ключей это превышение равно 75–150.

Круглые эксцентрики следует проектировать самотормозящимися во избежание их отхода в процессе зажима. Это условие может быть соблюдено при правильном соотношении диаметра  $D$  эксцентрика и его эксцентриситета  $e$ . Отношение диаметра  $D$  к эксцентриситету  $e$  является характеристикой эксцентрика. В зависимости от числового значения коэффициента трения эта характеристика может изменяться.

В практике проектирования эксцентриков принято считать, что при коэффициенте трения  $f=0,1$  (угол трения  $5...43$ )  $D/e \geq 20$ , при  $f=0,15$  (угол трения  $8...30$ )  $D/e \geq 14$ .

*Торцовый кулачок* является разновидностью клинового механизма, у которого плоский односкосый клин укреплен на цилиндре (рис. 4.11). Для создания упругой силы зажима  $Q$  кулачок должен повернуться на некоторый угол вокруг оси  $O$  этого цилиндра под действием силы  $W$ , приложенной к рукоятке длиной  $l$ , создавая тем самым распорную силу  $Q'$ .



*Рис. 4.11. Схема зажимного механизма с торцовым кулачком*

*Рычажные зажимы* (рис. 4.12, 4.13) обычно применяют в сочетании с другими элементарными зажимами, образуя более сложные зажимные

системы. Они позволяют изменять числовое значение и направление передаваемой силы.

Всё многообразие расчетных схем рычажных зажимов можно свести к трем силовым схемам, показанным на рис. 4.12, на котором приведены также формулы для расчета необходимой величины усилия  $W$  для создания силы зажима  $Q$  заготовки применительно к идеальным механизмам (т. е. без учета сил трения). Эти формулы вытекают из условия равенства нулю суммы моментов всех сил, приложенных к рычагу, относительно оси вращения рычага. На рис. 4.13 показаны различные конструктивные схемы для рычажных зажимов.

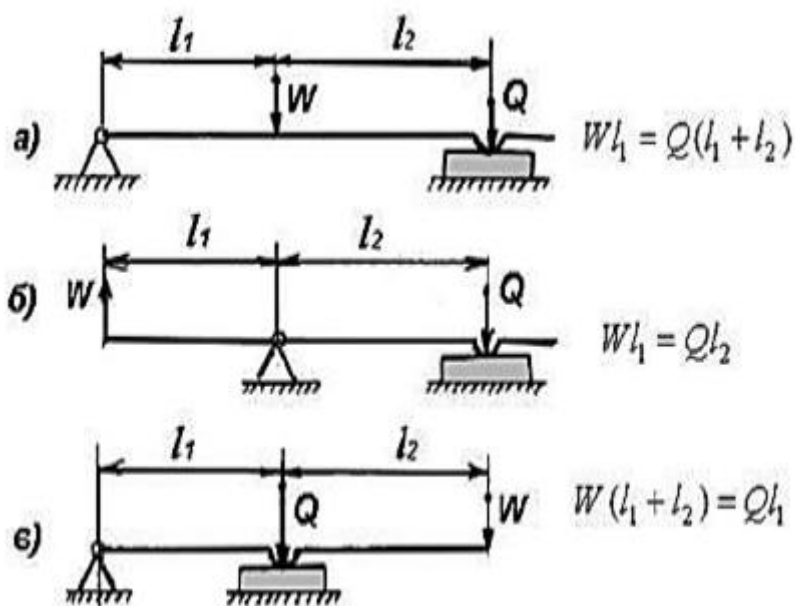


Рис. 4.12. Расчетные схемы рычажных зажимов



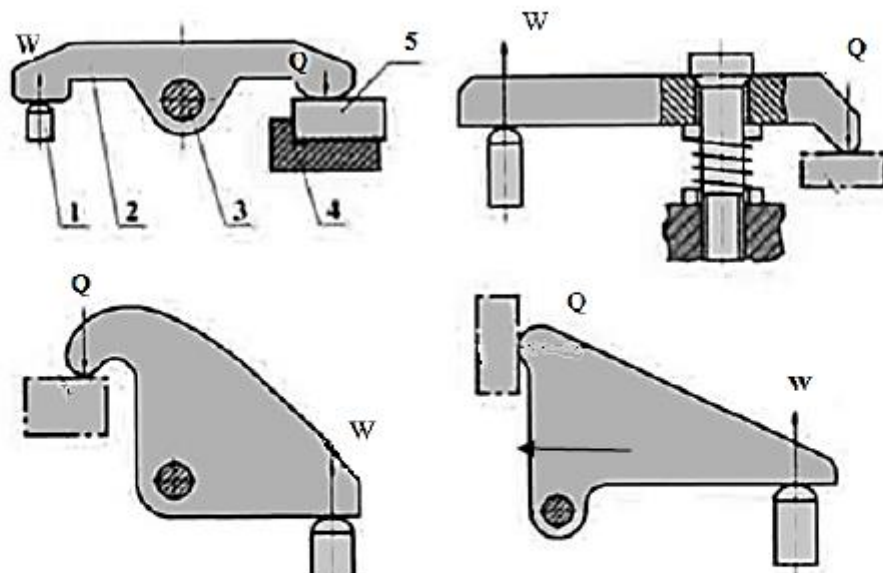


Рис. 4.13. Конструктивные схемы рычажных зажимных механизмов:

1 – шток силового привода; 2 – прихват; 3 – ось;  
4 – установочный элемент; 5 – заготовка

Анализ схем на рис. 4.12 показывает, что наибольший выигрыш в силе (наибольшее передаточное отношение) дает схема *в*, однако в конструктивном отношении она громоздка, а в эксплуатации неудобна, так как требует большого рабочего хода силового источника и усложняет загрузку заготовки под рычаг. Схема *б* применяется в тех случаях, когда требуется изменить направление исходной силы. Схема *а* дает наиболее компактную конструкцию, однако передаточное отношение сил в ней всегда меньше единицы.

В *шарнирно-рычажном зажимном механизме* (в отличие от рычажного) рычаг имеет два шарнира на концах; через один из них от привода передается сила  $W$ , через второй – измененная сила зажима  $Q$  на заготовку или другой простой механизм зажима. В приспособлениях используют три разновидности шарнирно-рычажных механизмов: однорычажные, двухрычажные одностороннего действия, двухрычажные двустороннего действия [24].

В *пружинных зажимных механизмах* пружина является элементом, преобразующим исходную силу привода  $W$  в силу зажима  $Q$ . Сила  $Q$  определяется размером сжатия пружины. На рис. 4.14 приведены две конструктивные схемы пружинных зажимов. В схеме, приведенной на рис. 4.14, *а*, необходимое сжатие пружины 3 достигается в момент соприкосновения торцевой поверхности двигавшегося вправо штока 5 привода с поверхностью неподвижного упора 4. При таком взаимном положении элементов пружинного зажима плунжер 2 воздействует на заготовку 1 с силой  $Q$ , а избыточную силу  $Q=W-Q$  воспринимает на себя неподвижный упор.

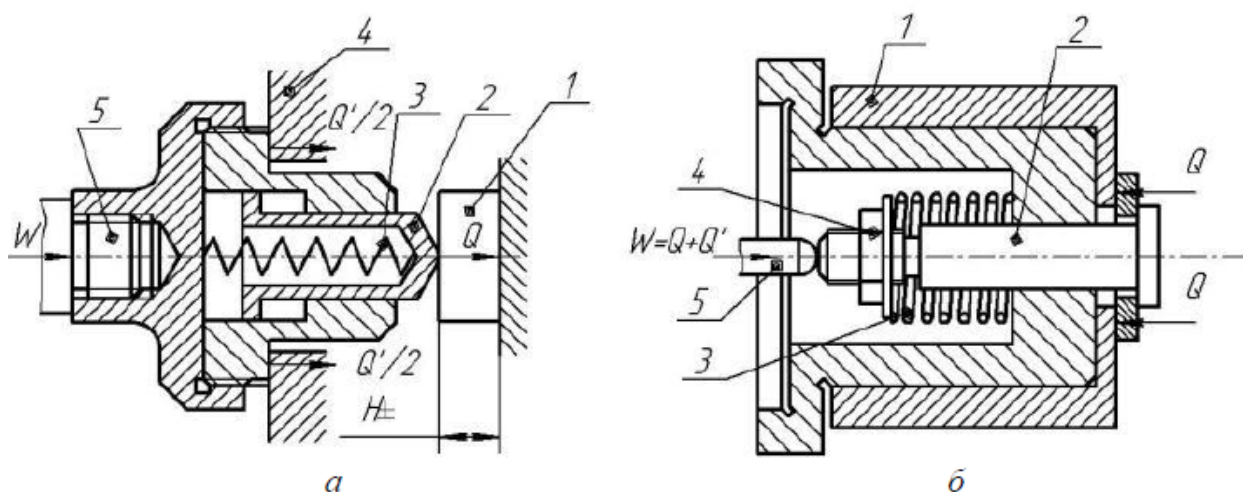


Рис. 4.14. Схемы пружинных зажимов:

а: 1 – заготовка; 2 – плунжер; 3 – пружина; 4 – упор; 5 – шток привода;

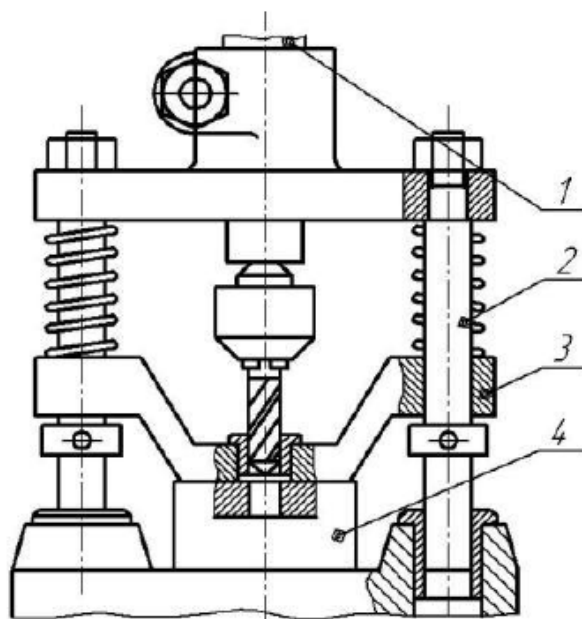
б: 1 – заготовка; 2 – тяга; 3 – пружина; 4 – гайка; 5 – шток

В схеме, представленной на рис. 4.14, б, необходимое сжатие пружины 3 достигается с помощью гайки 4 при настройке приспособления. Упругая сила  $Q$  пружины передается на заготовку 1 через шайбу, гайку 4, тягу 2, быстросъемную шайбу. Для открепления заготовки шток 5 привода силой  $W$  перемещает вправо тягу 2, дополнительно сжимая пружину 3. Пружины для таких зажимов выбирают из числа нормализованных, обеспечивающих требуемое значение  $Q$ , необходимое сжатие пружины и другие требования.

*Достоинства* пружинных зажимов:

- 1) простота конструкции;
- 2) позволяют относительно просто автоматизировать процессы закрепления и открепления заготовок.

Схема такого автоматизированного пружинного зажима, используемого при обработке на сверлильных станках, приведена на рис. 4.15. Силовым приводом здесь является шпиндель 1 станка во время движения подачи. Подвешенная к гильзе шпинделя на скалках 2 подвесная кондукторная плита 3 опускается вместе с ней вниз до упора в заготовку 4. При дальнейшем ходе гильзы пружины сжимаются, при этом упругие силы этих пружин через плиту передаются на заготовку, обеспечивая её зажим. Для нормальной работы зажимного механизма необходимо, чтобы, во-первых, к моменту начала сверления соприкасающаяся с заготовкой плита воздействовала на неё с требуемой силой  $Q$  и, во-вторых, возрастание силы  $Q$  при дальнейшем сжатии пружин, обусловленном опусканием шпинделя на длину рабочего хода, не было чрезмерным. Для этого применяют пружины с большим числом витков.



*Рис. 4.15. Схема автоматизированного пружинного зажима заготовки в сверлильном приспособлении:*

*1 – гильза шпинделя; 2 – скалка; 3 – подвесная кондукторная плита; 4 – заготовка*

Многokратные зажимы приводятся в действие от одного силового источника и зажимают одну или несколько заготовок в нескольких точках одновременно. Применение многokратных зажимов позволяет сократить вспомогательное время на операции. Основным требованием, предъявляемым к многokратным зажимам, является равенство зажимных сил. Для того чтобы обеспечить равенство сил зажима, ведомые звенья механизма должны составлять сблокированную «плавающую» систему, развивающую силу зажима независимо от действительных размеров устанавливаемых в приспособлении заготовок.

Известные конструкции многokратных зажимов приспособлений можно распределить на группы, приняв за классификационный признак направление линий действия сил зажима. По этому признаку можно выделить следующие группы многokратных зажимов:

- 1) зажимы последовательного действия, передающие силу зажима в одном направлении от заготовки к заготовке (закрепление пакета заготовок);
- 2) зажимы параллельного действия, зажимающие детали в нескольких параллельных направлениях;
- 3) зажимы со встречными направлениями сил зажима;
- 4) зажимы с пересекающимися линиями действия сил зажима;
- 5) комбинированные механизмы, представляющие собой соединение механизмов первых групп.

На рис. 4.16, а–в, представлены зажимы параллельного действия. Зажим на рис. 4.16, а, отличается простотой и надежностью в работе, но при большом количестве устанавливаемых заготовок оказывается громоздким и неудобным.

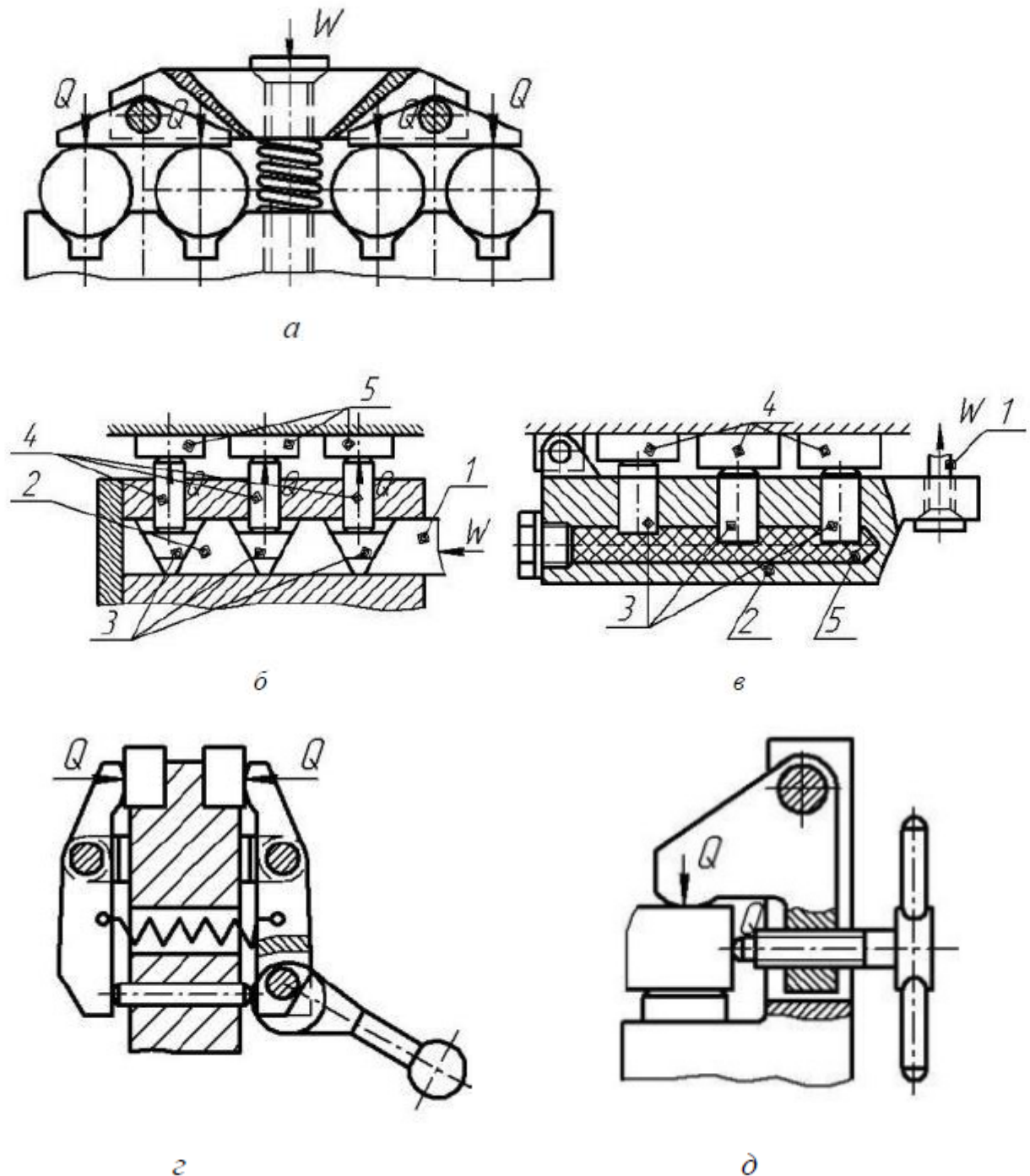


Рис. 4.16. Схемы многократных зажимов

Зажим на рис. 4.16, б, компактен. Под действием силы  $W$  система подвижных клиньев 1, 2, 3 и плунжеров 4 перемещается до тех пор, пока все плунжеры не зажмут заготовки 5. Недостатки этого зажима: 1) низкий КПД; 2) при одинаковых углах клиньев силы зажима неодинаковы из-за потерь на трение; для достижения равенства сил зажима углы клиньев следует выполнять разными, что усложняет изготовление.

Этих недостатков лишены зажимы с гидропластом – веществом в виде пасты, используемым в зажимных устройствах для передачи сил на зажимные элементы (рис. 4.16, в). Обладая свойствами жидкости, гидропласт 5 передаёт давление одинаково по всему занятому им объему. Поэтому силовой источник через тягу 1, рычаг 2, плунжеры 3 передает одинаковую силу зажима  $Q$  на все заготовки 4.

На рис. 4.16, г, д, показаны зажимы со встречными и пересекающимися линиями действия сил зажима. При расчете сил в таких зажимах исходная сила привода равна сумме сил зажима отдельных заготовок с учетом передаточных отношений механизмов зажимов и их КПД.

### **Контрольные вопросы**

1. Зажимные механизмы станочных приспособлений и предъявляемые к ним требования. Правила приложения усилий зажима.
2. Графическое обозначение зажимных элементов по ГОСТ 3.1107–81.
3. Какие силы учитываются при определении усилий закрепления заготовки?
4. Методика расчета сил зажима.
5. Примеры расчета сил зажима.
6. Силовые соотношения в винтовых, клиновых, рычажных зажимных механизмах.