

# ЛЕКЦІЯ: ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТАРНИХ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ ПРИСТРОЇВ

## План лекції:

1. Класифікація силових механізмів
2. Основні характеристики простих і комбінованих силових механізмів
3. Гвинтові затискні механізми.
4. Область застосування, переваги і недоліки
  - A. Затискання заготовок гвинтами зі сферичною п'ятою
  - B. Затискання гайками і гвинтами із плоскою п'ятою
  - B. Спрощені розрахункові формули
5. Деталі та основні конструкції гвинтових ЗМ.
6. Стандарти та типові конструкції гвинтів

## 1 Класифікація силових механізмів

Силові механізми пристроїв діляться на **прості та комбіновані**, що складаються із двох або більше зблокованих простих (табл. 1).

До простих затискних механізмів відносяться: *клинові, гвинтові, ексцентрикові, важільні, важільно-шарнірні* тощо. Прості механізми прийнято називати затискачами.

*Комбіновані механізми* звичайно виконуються як гвинто-важільні, ексцентрико-важільні та ін. і називаються *прихватами*.

В тих випадках, коли прості або комбіновані механізми використовуються у верстатних пристроях з механізованими приводами (пневматичними, гідравлічними), їх називають механізмами-підсилювачами.

По кількості ланок, що входять до складу пристрою затискні механізми поділяються на *одноланкові, дволанкові та багатоланкові (багатоточкові)*.

Кожний силовий механізм має *ведучу ланку*, до якої прикладається вихідна сила, і одну або кілька *ведених ланок* (притискних планок, плунжерів, кулачків), що передають оброблюваній деталі сили затискання.

Багатоланкові механізми затискають *одну деталь у декількох точках або кілька деталей у багатомісному пристрої одночасно з рівними силами*.

Особливу групу багатоланкових механізмів становлять самоцентруючі патрони і розтискні оправки.

За ступенем механізації силові механізми класифікуються на *ручні, механізовані, автоматизовані та автоматичні.*

*Ручні механізми ЗМ* для приведення їх в дію потребують застосування значної м'язової енергії та сили і стомлюють робітника.

*Механізовані ЗМ* приводяться в дію за допомогою механізованих приводів – пневматичних або гідравлічних.

*Автоматизовані та автоматичні ЗМ* приводяться в дію столами верстатів, що рухаються, супортами, шпинделями верстатів або відцентровими силами оберткових механізмів і здійснюють затискання і розкріплення виробів без участі робітника.

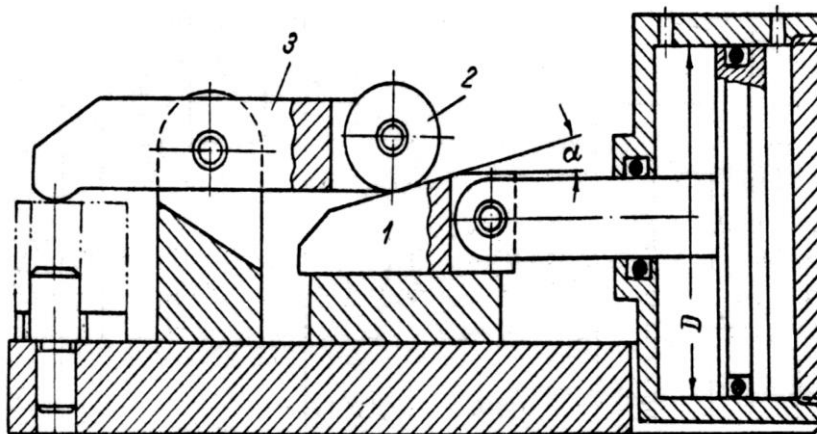


Рис. 1 Комбінований затискний механізм із плоским односкосим клином:

1 — клин; 2 — ролик; 3 — важіль.

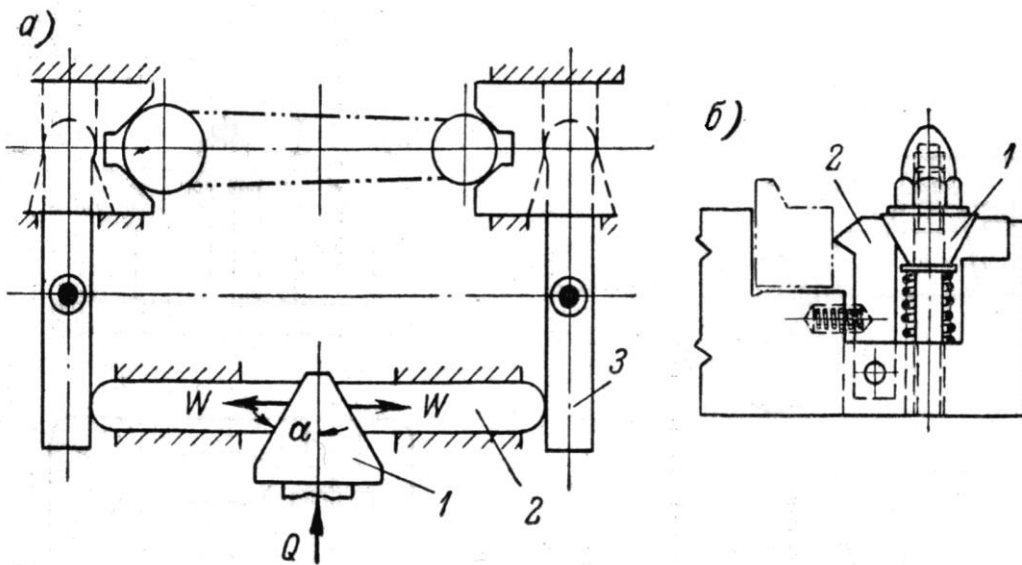


Рис. 2. Комбінований затискний механізм з двоскосим (а) та круглим (б) клином:  
 а - 1 - клин; 2 — плунжери; 3 — важелі; б - 1 — клин; 2 — прихват.

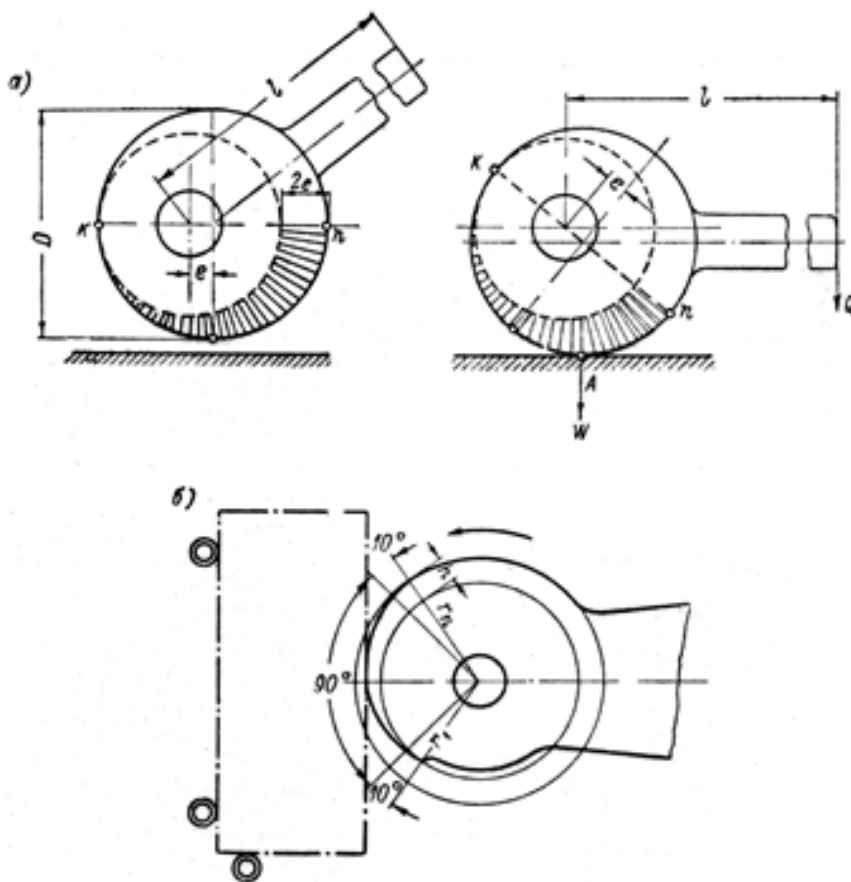


Рис. 3. Ексцентрикові затискні механізми (криволінійні клини): а – круглий ексцентрик; б – криволінійний ексцентрик (плоский кулачок) з робочим

профілем, окресленим по архімедовій спіралі.

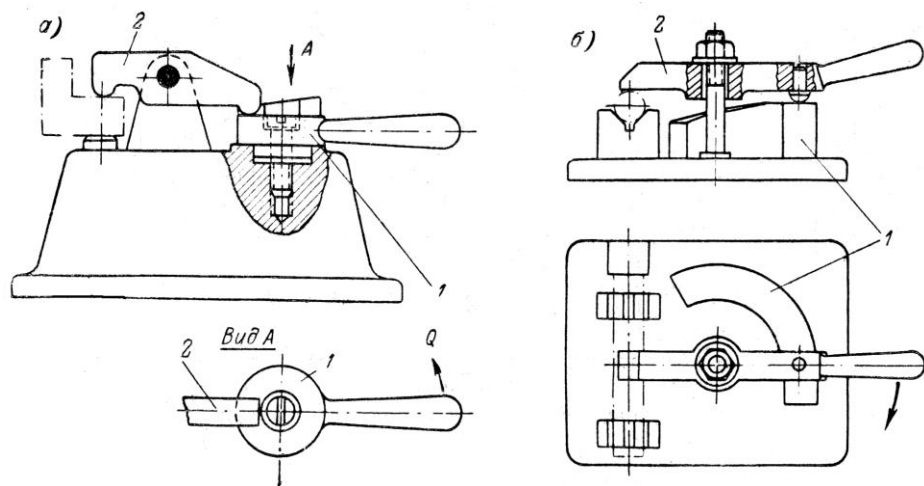
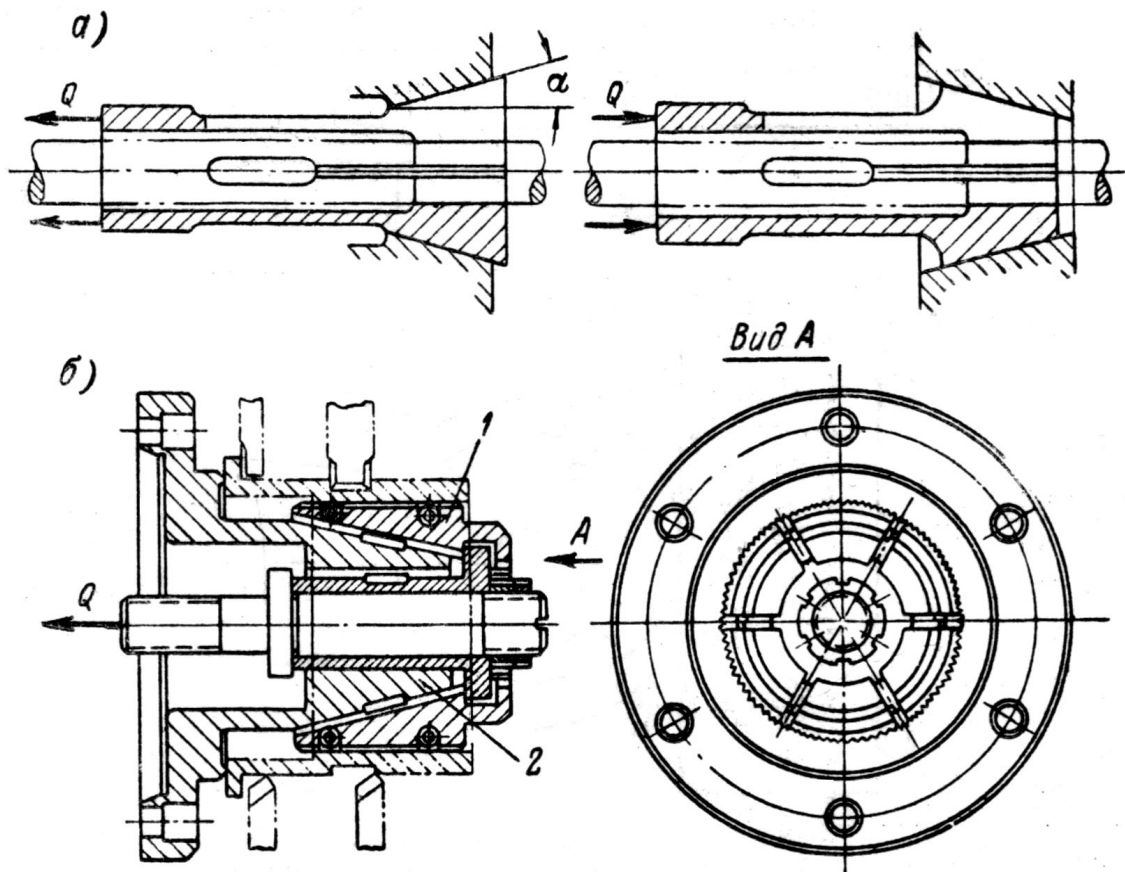


Рис. 4. Комбіновані механізми з клинами в формі торцевих циліндричних кулачків:



*a* – з кулачком що обертається; *б* – з нерухомим кулачком; 1 – клини; 2 – важелі

Рис. 5. Клинові самоцентруючі затискні механізми:

*a* – цангові патрони; *б* – клинова оправка:

1 – клини; 2 – корпус оправки.

## 2 ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОСТИХ І КОМБІНОВАНИХ СИЛОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Всі прості затискні механізми характеризуються:

- 1) передатним відношенням  $i$  сил (силова характеристика механізму);
- 2) передатним відношенням  $i_n$  переміщень;
- 3) к. к. д.  $\eta$  - механізму;
- 4) умовою самогальмування.

Передатне відношення сил — відношення сили затискача  $W$  на веденій ланці механізму до вихідної сили  $Q$  на приводі ЗМ.

$$i = \frac{W}{Q}; \quad W = Qi,$$

Відповідно для *ідеального* механізму, тобто механізму без тертя це відношення має вигляд:

$$i_{id} = \frac{W_{id}}{Q}; \quad W_{id} = Qi_{id}.$$

Передаточне відношення переміщень — відношення переміщення  $S_2$  точки прикладення сили затискача на веденій ланці до відповідного переміщення  $S_1$  точки прикладення вихідної сили

$$i_{\Pi} = \frac{S_2}{S_1}; \quad S_2 = S_1 i_{\Pi}.$$

К. к. д.  $\eta$  затискного механізму — відношення сил затискача, що розвиваються реальним і ідеальним механізмами:

$$\eta = \frac{W}{W_{id}} = \frac{Qi}{Qi_{id}}; \quad \text{звідси} \quad \eta = \frac{i}{i_{id}}.$$

У комбінованих механізмах, що складаються з декількох простих, передатні відношення сил, переміщень і к. к.д. визначаються по формулах:

$$i = i_1 i_2 \dots i_n; \quad i_{\Pi} = i_{\Pi 1} i_{\Pi 2} \dots i_{\Pi n}; \quad \eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n,$$

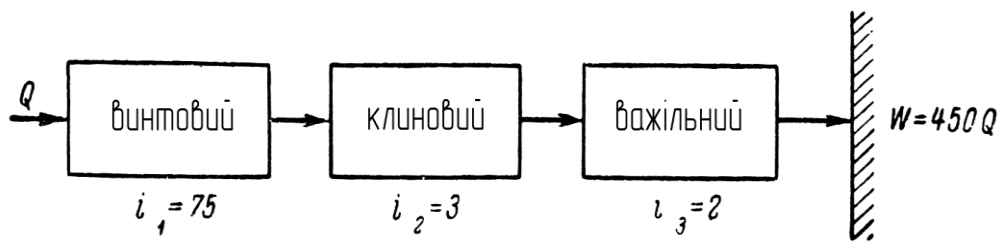


Рис. 6. Схема дії комбінованого механізму.

де  $i_1, i_{п1}, \eta_1$  - характеристики 1-го простого механізму;  
 $i_2, i_{п2}, \eta_2$  - характеристики 2-го простого механізму.

Сила затискання комбінованого затискача визначається по формулі

$$W = Qi_1i_2 \dots i_n,$$

де  $W$  - сила затискача, що розвивається комбінованим механізмом;  
 $Q$  - вихідна сила на рукоятці або штоці привода.

Так, наприклад, якщо у комбінованому механізмі (рис.6), що складається зі зблокованих простих механізмів гвинтового, клинового та важільного, перший збільшує вихідну силу  $Q$  на рукоятці в **75 разів** ( $i_1 = 75$ ), другий підвищує силу першого в **3 рази** ( $i_2 = 3$ ), а третій підвищує силу другого в **2 рази** ( $i_3 = 3$ ), то загальна сила затискання таким комбінованим ЗМ складе:

$$W = (75 \cdot 3 \cdot 2)Q = 450Q.$$

## 4 ГВИНТОВІ ЗАТИСКНІ МЕХАНІЗМИ

### 4.1 ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ, ПЕРЕВАГИ І НЕДОЛІКИ

**Гвинтові затискні механізми (ЗМ)** широко застосовуються в конструкціях верстатних пристроїв з ручним приводом в конструкціях пристроїв з механізованим приводом, а також на автоматичних лініях при використанні пристроїв-супутників.

**Основні переваги гвинтових (ЗМ)** верстатних пристроїв :

- простота і компактність конструкції;
- широке використання стандартних деталей і складальних одиниць;
- зручність у налагодженні;
- значні сили затискання заготовок, що досягаються при порівняно невеликому крутному моменті;
- висока надійність та здатність до самогальмування;
- великий хід затискного гвинта (гайки), що дає можливість надійно затискати заготовки навіть при значних відхиленнях розмірів.

Ці переваги визначають широке застосування гвинтових ЗМ у конструкціях пристроїв практично всіх груп металорізальних верстатів.

**Гвинтові ЗМ мають такі недоліки :**

- зосереджений характер сил затискання, що приводить до пошкодження поверхонь заготовки, та деформації нежорстких заготовок;
- нестабільність сил затискання гвинтових ЗМ з ручним приводом, що знижує точність та продуктивність обробки.

**Гвинтові механізми** (рис. 18) використовуються для безпосереднього затискання або для затискання за допомогою притискної планки. Безпосереднє затискання може здійснюватися гвинтом при нерухомій гайці (рис. 18, б) або гайкою на нерухомій шпильці (рис. 18, в).

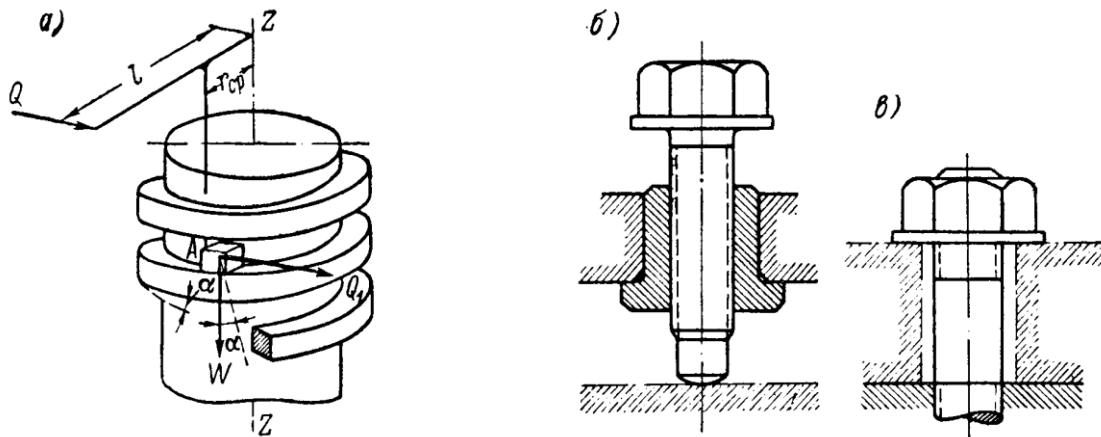


Рис. 18. Гвинтові затискні механізми: а — схема для розрахунку; б — затискання гвинтом; в — затискання гайкою.

Для виводу силових залежностей гвинтовий механізм можна розглядати як комбінований, що складається з важеля із плечима  $r_{cp}$  і  $l$  (рис. 18, а) і циліндричного клина (рис. 4, а), з тертям тільки по похилій площині.

Так як

$$i_{id.важеля} = \frac{l}{r_{cp}}; \quad i_{id.клина} = \frac{1}{tg \alpha},$$

те сила, що розвивається ідеальним гвинтовим механізмом, буде:

$$W_{id} = Q \frac{l}{r_{cp}} \cdot \frac{1}{tg \alpha}. \quad (15)$$

**У реальних механізмах враховуються втрати на тертя в різьбі та на поверхнях контакту гвинта або гайки із заготовкою.**

## А. ЗАТИСКАННЯ ГВИНТАМИ ЗІ СФЕРИЧНОЮ П'ЯТОЮ

У цьому випадку (рис. 19, а) враховується тертя тільки в різьбі, тобто тертя на похилій поверхні клина, для якого:

$$i_{\text{клина}} = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

**ТОДІ СИЛА ЗАТИСКАННЯ ГВИНТОМ ЗІ СФЕРИЧНОЮ П'ЯТОЮ**  
буде:

$$W = Q \frac{l}{r_{cp}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)},$$

де  $l$  - довжина рукоятки (ключа) у мм;

$r_{cp}$  - середній радіус різьби в мм;

$\alpha$  - кут підйому різьби:  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{2\pi r_{cp}}$ ;

$s$  - крок різьби в мм;

$\varphi$  - кут тертя.

**Для механізмів із прямокутною різьбою (контакт по площині):**

- коефіцієнт тертя -  $\operatorname{tg} \varphi = f = 0,1$ ;

- кут тертя -  $\varphi = 5^\circ 43'$ .

**У гвинтових механізмів із трикутною або трапецеїдальною різьбою**

гайка переміщується як би по V-подібній ринві, а тертя в ринві, за інших рівних умов, більше, ніж на площині.

У цих випадках користуються **приведеним коефіцієнтом тертя  $f_{np}$** , що виражається через коефіцієнт тертя  $f$  при плоскому контакті:

$$f_{np} = \frac{f}{\cos \beta},$$

де  $\beta$  - половина кута при вершині профілю різьби

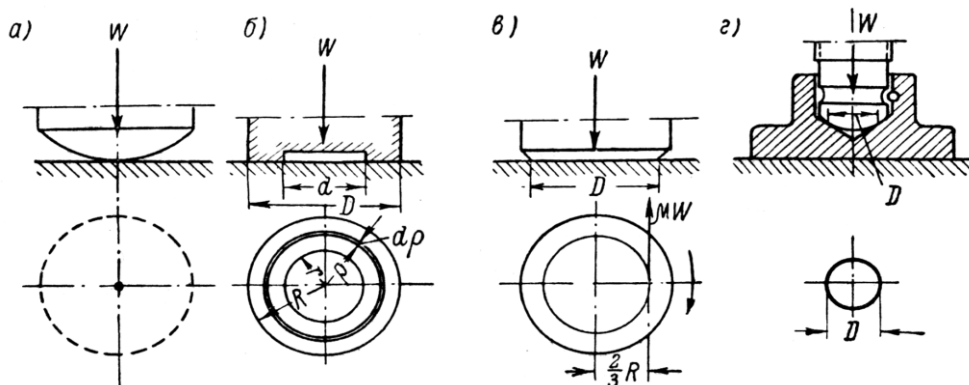


Рис. 19. Схеми для розрахунку гвинтових механізмів різних конструкцій



Для механізмів із трапецеїдальною різьбою:

$$f_{i\theta} = \frac{f}{\cos 15^\circ} = 1,04f.$$

Для механізмів з метричною різьбою:

$$f_{i\theta} = \frac{f}{\cos 30^\circ} = 1,15f.$$

**При  $f = 0,1$  для механізмів з метричною різьбою:**

$$f_{np} = \operatorname{tg} \varphi = 0,115;$$

**Звідси кут тертя  $\varphi$  в різьбовому механізмі:**

$$\varphi = \operatorname{arctg} 0,115 \approx 6^\circ 40'.$$

**К. к. д. різьбового механізму**

$$\eta = \frac{3}{3_{zi}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

**Умова самогальмування різьбового механізму**

$$\alpha \leq 6^\circ 40'.$$

**У стандартних метричних різьбах кути підйому  $\alpha \approx 2 \div 4^\circ$ . Тому всі механізми із кріпильним метричним різьбленням є самогальмуючими.**

## **Б. ЗАТИСКАННЯ ГАЙКАМИ І ГВИНТАМИ ІЗ ПЛОСКОЮ П'ЯТОЮ**

У цих випадках, крім тертя в різьбі, враховується тертя на торці гайки або на торці (п'яті) гвинта.

**При затисканні гайкою, що працює як кільцева п'ята (рис. 19, б), момент  $M_n$  сили тертя п'яти визначаємо з наступних міркувань.**

Навантаження на площі контакту (кільцевій поверхні)  $\pi(R^2 - r^2)$  припускаємо буде рівномірно розподіленим. Звідси питомий тиск:

$$p = \frac{W}{\pi(R^2 - r^2)}. \quad (11a)$$

Елементарний момент сил тертя  $dM_n$  на нескінченно вузькому кільці шириною  $d\zeta$  знайдемо з формули:

$$dM_n = dF_\zeta = \mu p 2\pi \zeta d\zeta \cdot \zeta = 2\pi \mu p \zeta^2 d\zeta,$$

де  $dF$  - елементарна сила тертя на кільці;  
 $\mu$  - коефіцієнт тертя.

Звідси

$$M_n = 2\pi \mu p \int_r^R \zeta^2 d\zeta = 2\pi \mu p \frac{R^3 - r^3}{3}.$$

Підставляючи значення  $p$  з формули (11а), одержимо:

$$M_n = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \mu W. \quad (11б)$$

При затисканні гвинтом, що працює як суцільна п'ята (рис. 19, в),  $r = 0$ , то формула (11б) приймає вид:

$$M_n = \frac{2}{3} R \mu W. \quad (11в)$$

При наявності тертя тільки в різьбі момент на рукоятці (ключі) гвинта находимо з формули:

$$Ql = W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) r_{cp} = M_p.$$

З врахуванням додаткового моменту опору сил тертя в п'яті цей момент буде:

$$Ql = M_p + M_n. \quad (11г)$$

Для кільцевої п'яти (гайки) рівняння (11 г) моментів приймає вид:

$$Ql = W \left[ r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \mu \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right]. \quad (11д)$$

Для суцільної п'яти (торець гвинта):

$$Ql = W \left[ r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \mu R \right]. \quad (11е)$$

На практиці часто натискні гвинти оснащують *сферичним торцем*, що діє через наконечник (башмак) (рис. 19, з).

У цьому випадку *сферичний кінець гвинта* обертається в конусному гнізді наконечника, доторкуючись до нього по колу радіуса  $R = D/2$  (кругова п'ята).

Для кругової п'яти момент, створюваний силами тертя, буде:

$$M_n = \mu WR,$$

а рівняння моментів:

$$Ql = W[r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \mu R] \quad (11ж)$$

**Вирішуючи рівняння моментів відносно  $W$  і заміняючи радіуси діаметрами, одержимо формули для розрахунку сил затискання гвинтовими затискачами:**

**ПРИ ЗАТИСКАННІ ЗАГОТОВКИ ГАЙКОЮ:**

$$W = Q \frac{l}{r_{cp}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{1}{3} \mu \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}}, \quad (17)$$

де  $D$  — зовнішній діаметр опорного торця гайки;  
 $d$  — внутрішній діаметр опорного торця.

**ПРИ ЗАТИСКАННІ ГВИНТОМ ІЗ ПЛОСКИМ УПОРНИМ ТОРЦЕМ:**

$$W = Q \frac{l}{r_{cp}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{1}{3} \mu D}, \quad (18)$$

**ПРИ ЗАТИСКАЧІ ГВИНТОМ ЗАГОТОВКИ ЧЕРЕЗ НАКОНЕЧНИК (БАШМАК):**

$$W = Q \frac{l}{r_{cp}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{1}{2} \mu D}. \quad (19)$$

## **В. СПРОЩЕНІ РОЗРАХУНКОВІ ФОРМУЛИ**

**Для наближених розрахунків при нормальній довжині ключів (важелів):**

$$l \approx 14d,$$

де  $l$  - довжина ключа,  
 $d$  — номінальний діаметр різьби .

**можна користуватися такими формулами:**

**- при затисканні заготовок гвинтами зі сферичною п'ятою:**

$$W \approx 140Q_{к2}; \quad (20)$$

- при затискачі гайками:

-

$$W \approx 65Q \text{ кг}; \quad (21)$$

Величина вихідної сили  $Q$  на рукоятці та сила затискання обмежуються умовою міцності болта на розтяг.

Допустима сила затискання за умовою міцності для основної метричної різьби

$$W_{\text{дон}} = 0,64 \frac{\pi d^2}{4} [\sigma]_p = 0,5d^2 [\sigma]_p \text{ кг}, \quad (22)$$

де  $[\sigma]_p$  - допустиме напруження на розтягування:

$$[\sigma]_p \approx 800 \text{ кг/см}^2$$

$d$  - номінальний (зовнішній) діаметр різьби

Визначаючи  $W_{\text{дон}}$  і підставляючи його значення у формули, що наведені вище можна знайти граничні значення вихідної сили  $Q$ , що допускаються за умовами міцності.

#### 4.2 ДЕТАЛІ ТА ОСНОВНІ КОНСТРУКЦІЇ ГВИНТОВИХ ЗМ ТА ВИМОГИ ДО НИХ

До складу конструкцій гвинтових ЗМ входять такі деталі: *затискні гвинти, гайки, п'яти для затискних гвинтів, перехідні різьбові втулки, рукоятки, шайби, затискні прихвати та планки, опори.*

Приклади конструкцій стандартних елементів, що входять до складу гвинтових ЗМ представлені на рис.1-рис.7.

Заготовки можуть затискатися у пристроях безпосередньо *гвинтами, гайками* або за допомогою *затискних прихватів, планок та швидкозмінних шайб.*

Використання прихватів у конструкціях гвинтових ЗМ (див. рис.6) дозволяє затискати заготовку в необхідному місці та отримувати виграш у силі або в переміщенні.

Використання відкидних і з'ємних планок (див. рис.7), швидкозмінних шайб зменшує доп

оміжний час, що необхідний для затискання-розтискання заготовок в пристрої. П'яти затискних гвинтів (див. рис.1, б) служать для захисту поверхонь заготовок від пошкоджень.

Перехідні втулки для затискних гвинтів (див. рис.4) підвищують ремонтпридатність гвинтових ЗМ.

**Затискання заготовок гвинтовими ЗМ здійснюється важелями, ключами, рукоятками та гайками-головками, що встановлюються на кінці гвинта (див. рис.2).**

Основними конструктивними елементами затискного гвинта є різьба та торець гвинта, від форми і розмірів яких залежить сила затискання заготовки при заданому моменті на приводі.

**Торці гвинтів ЗМ виконуються: сферичними, плоскими, плоскими з кільцевою поверхнею та спеціальної форми під п'яту ( див. табл. ).** Необхідну форму їх приймають при конструюванні гвинтових ЗМ з врахуванням стану поверхні заготовки, до якої прикладається сила затискання.

**У конструкціях гвинтових ЗМ верстатних пристроїв найбільш часто використовують метричну різьбу, що має високий приведений коефіцієнт тертя та високу здатність до самогальмування та самовідгвинчування.**

**Реальний діапазон метричних різьб, що застосовуються в гвинтових ЗМ верстатних пристроїв складає - М8 ÷ М48.**

**Для підвищення надійності гвинтових ЗМ рекомендується використовувати різьбу з дрібним кроком, так як в процесі обробки заготовок часто виникають перемінні навантаження, удари та вібрації. Однак різьба з великим кроком дозволяє швидше затискати заготовку.**

**Затискні гвинти та гайки виготовляють із якісних конструкційних сталей (сталь 35, сталь 45, тощо)**

**Твердість натискного кінця гвинта - HRC30...35, точність виготовлення різьби - 7 ÷ 8 квалітет.**

Наряду з простими гвинтовими ЗМ у конструкціях пристроїв широко застосовуються комбіновані гвинтові ЗМ, що складаються з декількох простих ЗМ. Найбільш поширені конструкції комбінованих гвинтових ЗМ наведені нижче.

## **Г. СТАНДАРТНІ ТА ТИПОВІ КОНСТРУКЦІЇ ГВИНТІВ**

(натискні гвинти; п'яти для натискних гвинтів; перехідні різьбові втулки).

**Для затискання заготовок у пристроях застосовуються стандартні натискні гвинти:**

- з рухомою рукояткою за ГОСТ 3387—87 (рис. 20, а);
- з нерухомою - за ГОСТ 3386—87 (рис. 20, б);
- із шестигранною голівкою за ГОСТ 9050-89 (рис. 20, в);
- із шестигранним поглибленням під ключ за ГОСТ 9051-89 (рис. 20, з);
- з гайками-рукоятками за ГОСТ 3380-87 (рис. 21).

**Всі гвинти застосовують у пристроях двох типів:**

- ***із гладким натискним і різьбовим кінцем***, на який нагвинчується п'ята (рис. 20, д). П'яти виконуються відповідно до ГОСТ 3390-87.

Для затискання заготовки по обробленій поверхні застосовуються п'яти гладкі, а по необробленій – п'яти з рифленою поверхнею.

- **гайки-рукоятки** (рис. 21) **стандартизовані; зіркоподібні** (рис. 21, б) виконуються за ГОСТ 4742—87; **крильчаті** (рис. 21, в) — за ГОСТ 3385—87; **накатані** (рис. 21, г) — за ГОСТ 3383—87.

Основні розміри гвинтів передбачені в межах, зазначених у табл. 2.

**Граничні розміри п'ят:  $d = M5 \div M24$ , зовнішній діаметр  $D = 10 \div 55$ .**

**З метою запобігання від зношування в чавунні корпуси 3 пристроїв під гвинти встановлюються сталеві перехідні втулки 1 із зовнішньою і внутрішньою різьбою (рис. 22); у корпусі пристрою втулки стопоряться гвинтами 2.**

Основні розміри перехідних втулок за ДСТ 4741—57: внутрішнє різьблення метричне  $d = M12 \div M36$  або трапецеїдальна ліва  $d = 16 \times 4 \div 30 \times 6$ ; зовнішнє різьблення  $d_1 = M20 \times 1,5 \div M48 \times 3$ ;  $L = 18 \div 72$ .

**Матеріал натискних гвинтів і гайок-рукояток - сталь марок 35 і 45 за ГОСТ 1050—57;**

**термообробка — загартування із відпуском до твердості HRC 30 ÷ 35; різьба по 6-7 квалітету точності.**

Для виготовлення п'ят і різьбових перехідних втулок застосовуються ті ж сталі й термічна обробка. Гвинти, гайки, п'яти й втулки повинні піддаватися оксидуванню або фосфатуванню.

**Затяжні гайки та шайби.** Застосовуються наступні конструкції гайок: із шарнірною рукояткою— за ДСТ 8921—58 (рис. 23, а); з рухливою і нерухомою рукояткою по ДСТ 3389—57, 3388—57 (рис. 23, б, в); гайки штурвальні за ДСТ 8919—58; гайки шестигранні високі з буртиком за ДСТ 8918—58 (рис. 24, а); зі сферичною опорною поверхнею й зі сферичним опорним фланцем — за ДСТ 3392—57, 4089—57 (рис. 24, б, в). Шайби сферичні й конічні - за ДСТ 3391-57; підвісні - за ДСТ 4090-57.

**Затяжні гайки виготовляються зі сталі марок 35 і 45 і піддаються термічній обробці до твердості RC 35 ÷ 40.**

**Гайки всіх видів повинні бути оксидовані або фосфатовані.**

У пристосуваннях варто уникати застосування знімних гайкових ключів, тому що це пов'язане із зайвою втратою допоміжного часу, а у випадках їхнього застосування перевагу варто віддавати торцевим ключам.

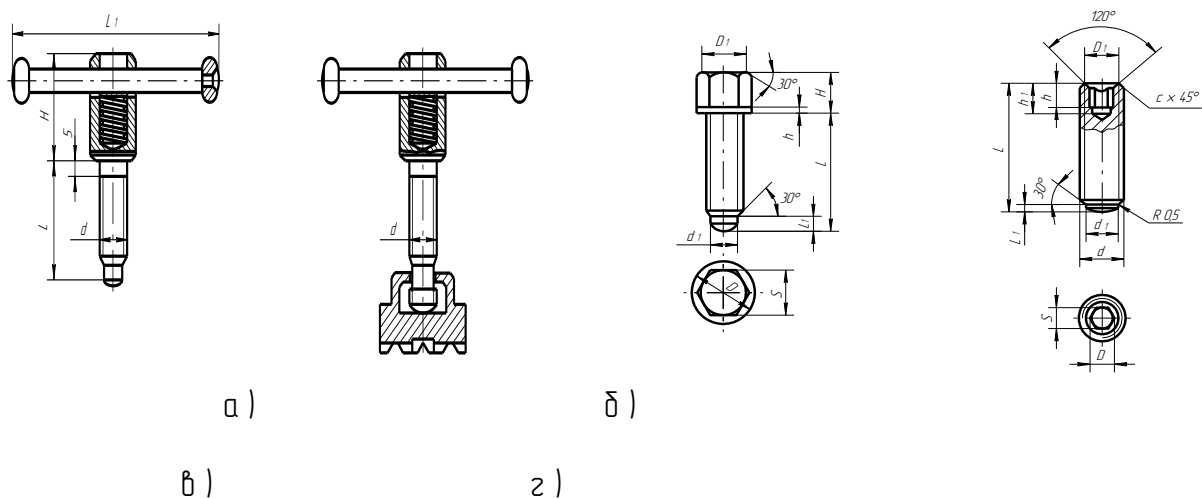


Рис. 1. Конструкції стандартних затискних гвинтів : а - з рухомою ручкою;  
 б - з рухомою ручкою та п'ятою; в - із шестигранною голівкою;  
 г - із шестигранним заглибленням під ключ.

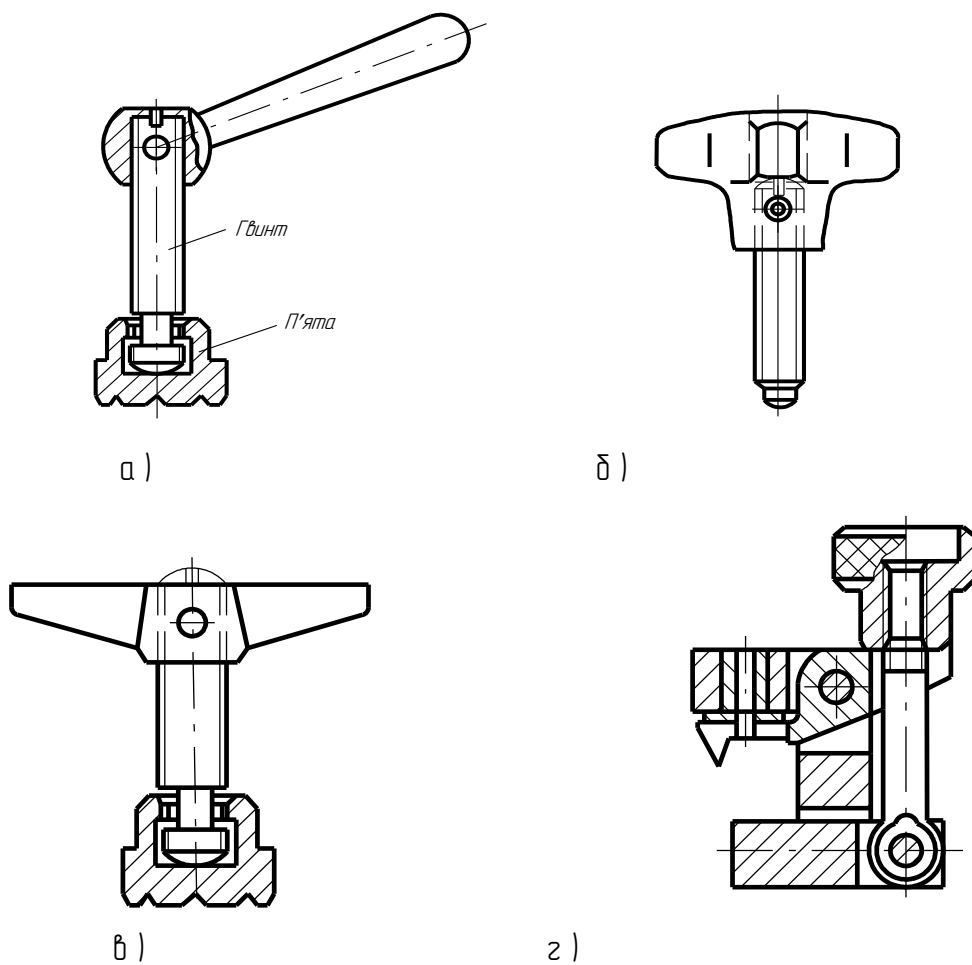


Рис. 2. Конструкції гвинтів з гайками - головками :  
 а - простими; б - зіркоподібними;  
 в - крильчатими; г - накатними

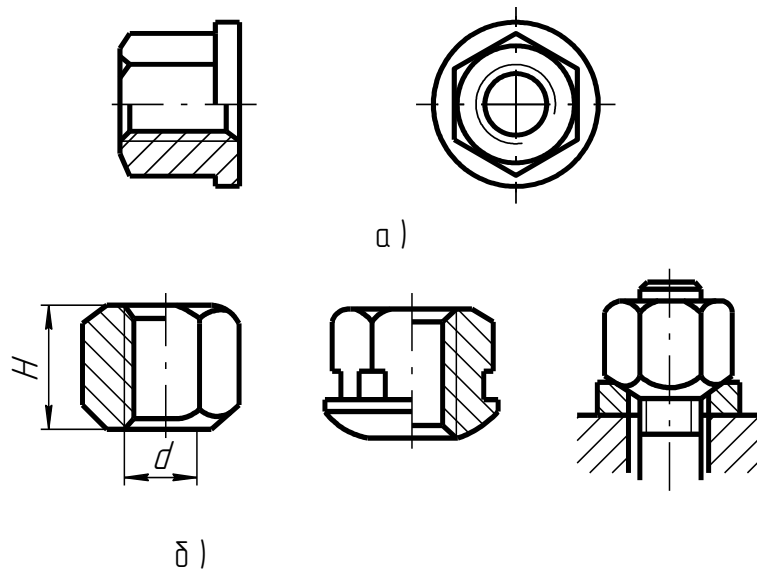


Рис. 3. Конструкції стандартних високих гайок :  
 а - з буртиком;  
 б - із сферичною опорною поверхнею.

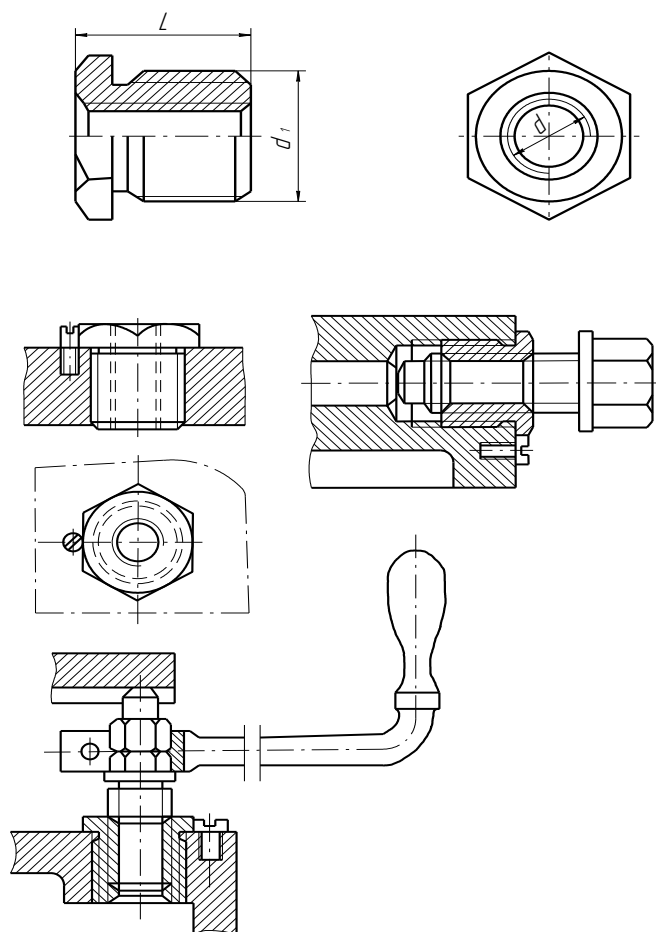


Рис. 4. Конструкції стандартних різьбових втулок під гвинти ( а ) і приклади їх застосування ( б ).



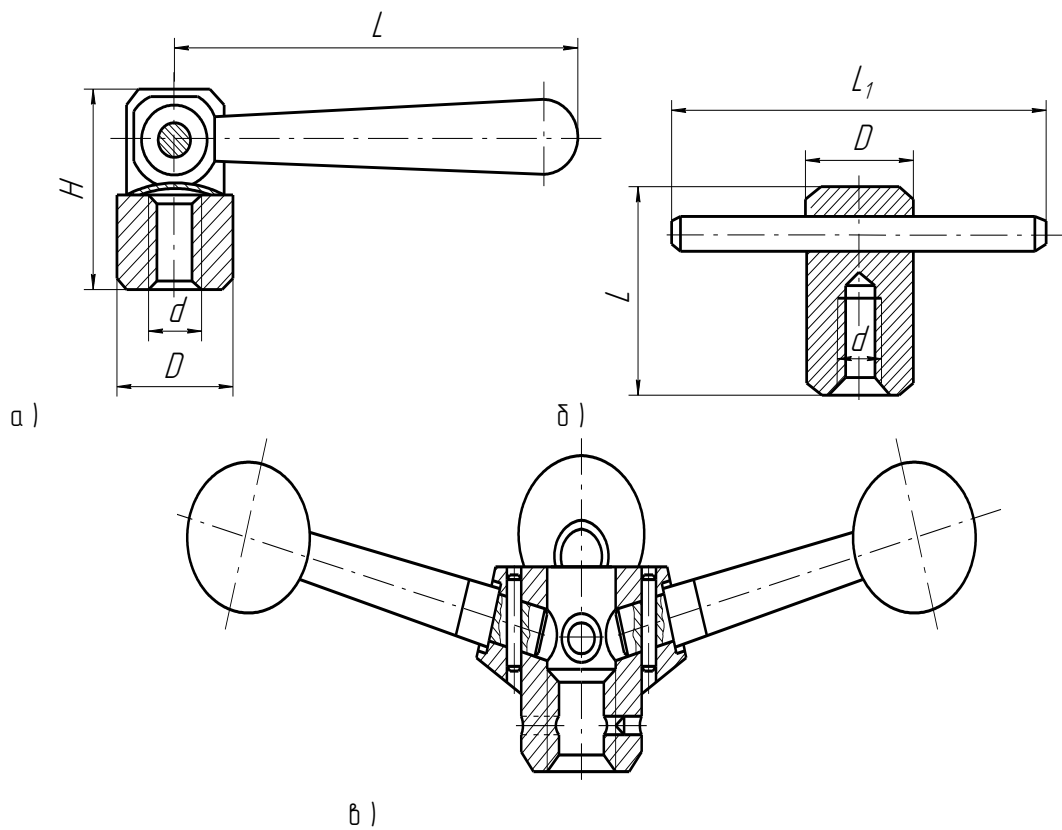


Рис. 5. Конструкції стандартних затискних гайок :  
 а - з шарнірною рукояткою; б - з нерухомою  
 рукояткою; в - гайка штурвальна.

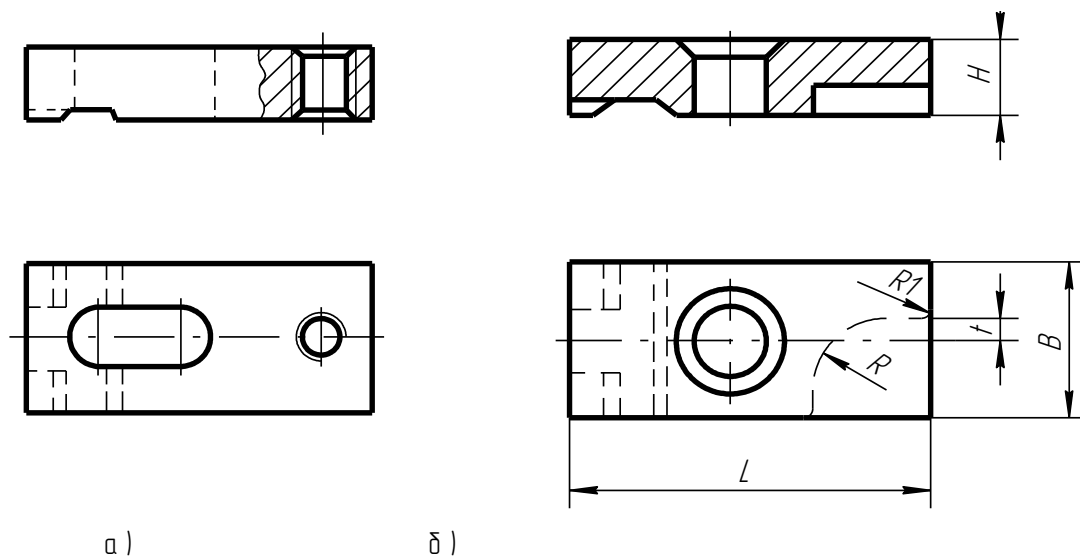
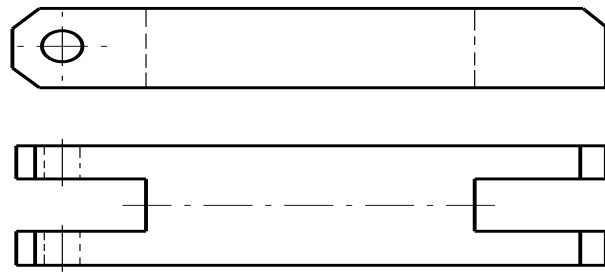
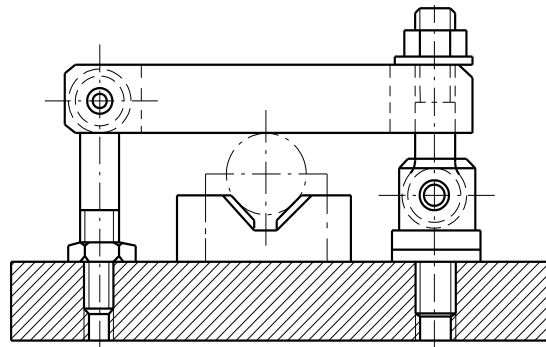


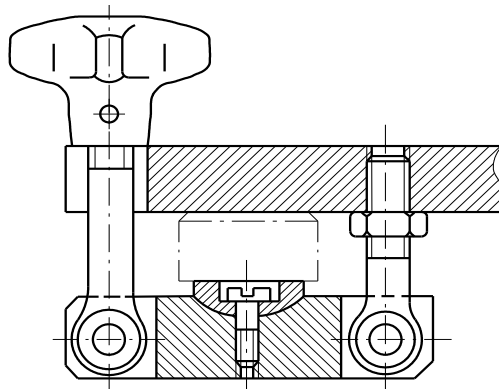
Рис. 6. Конструкції стандартних затискних прихватів  
 гвинтових ЗМ. а - пересувний; б - поворотний.



а)



б)



в)

Рис. 7. Конструкція відкидної планки ( а ) і приклади її застосування ( б, в ).

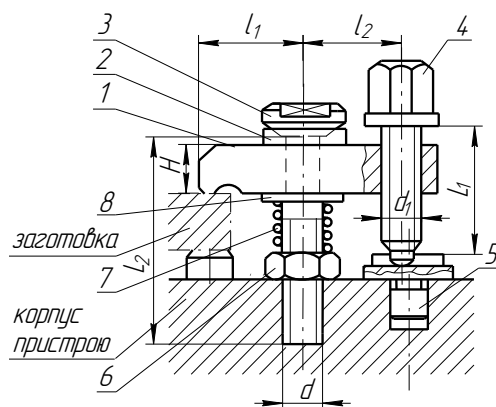


Рис. 8. Конструкція комбінованого гвинтового ЗМ  
 1 - притискна планка, 2 - шайба конічна,  
 3 - болт, 4 - гвинт затискний, 5 - опора,  
 6 - гайка, 7 - пружина, 8 - шайба.

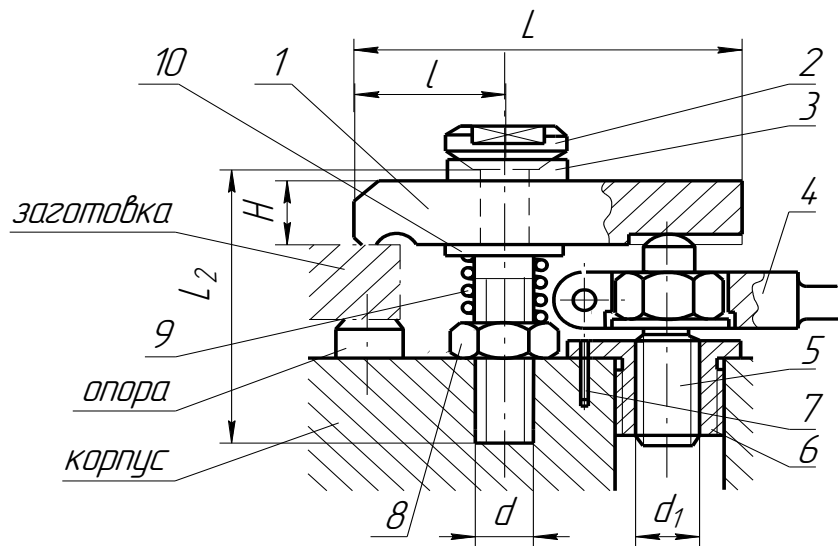


Рис. 9. Конструкція комбінованого гвинтового ЗМ з ключем  
 1- притискна планка, 2 - болт, 3 - шайба конічна, 4 - ключ, 5 - гвинт затискний,  
 6 - різьбова перехідна втулка, 7 - штифт стопорний, 8 - гайка, 9 - пружина,  
 10 - шайба.

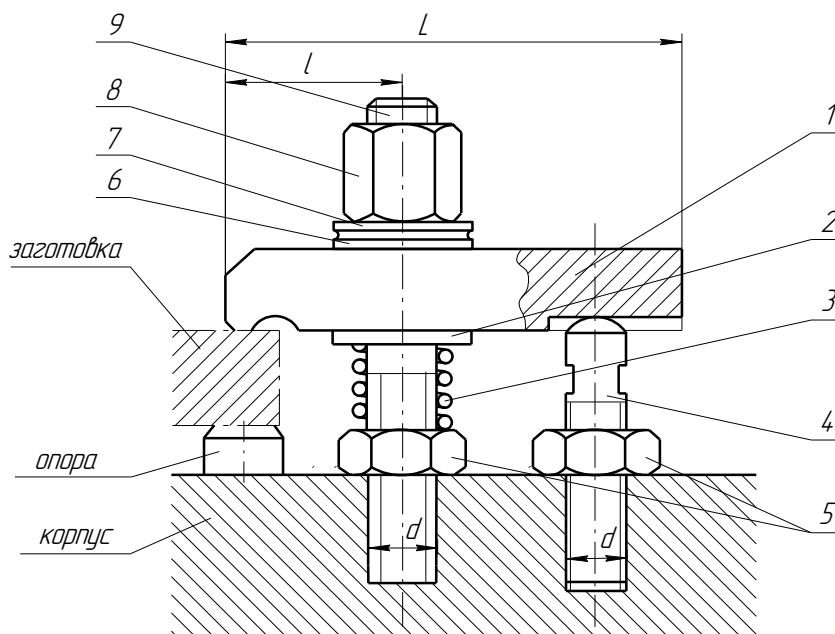


Рис. 10. Конструкція комбінованого гвинтового ЗМ з опорою, що регулюється.  
 1 - притискна планка, 2 - шайба, 3 - пружина, 4 - опора, що регулюється, 5 - гайка,  
 6 - шайба конічна, 7 - шайба сферична, 8 - гайка затискна, 9 - шпилька.

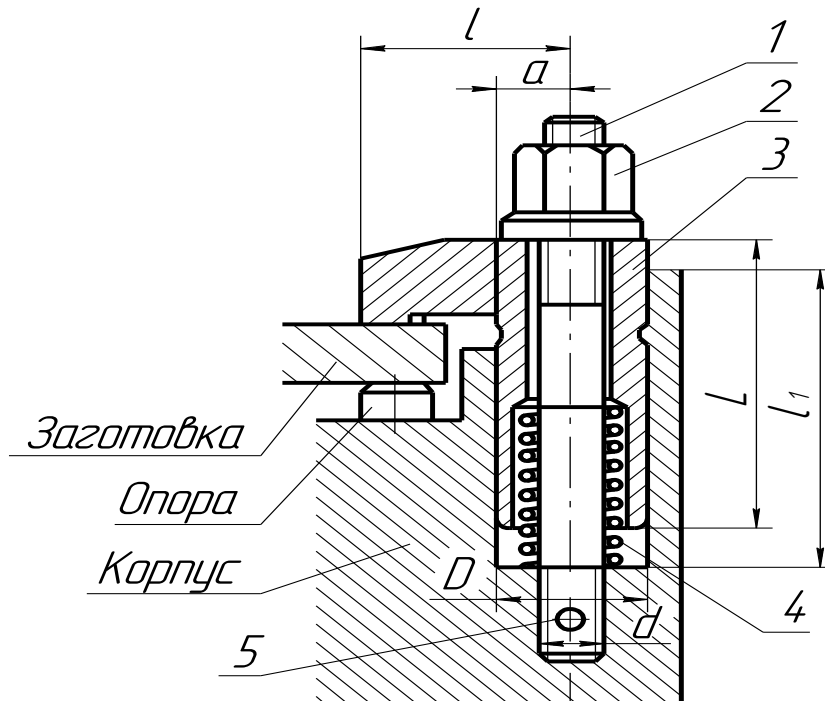


Рис. 11. Конструкція Г - подібного комбінованого гвинтового ЗМ, що затискаються зверху. 1 - шпилька, 2 - гайка затискна, 3 – прихват Г- подібний, 4 - пружина, 5 - штифт.

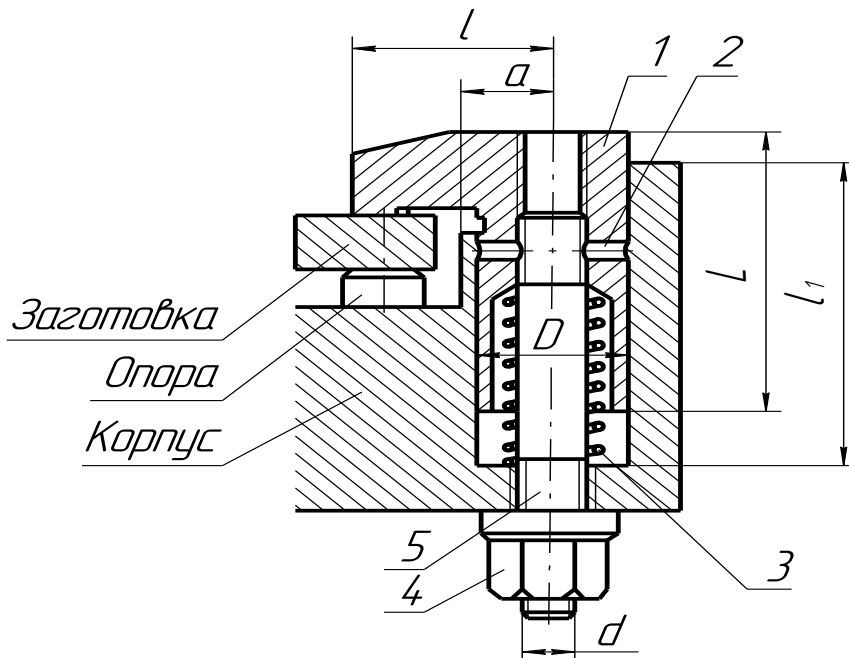


Рис. 12. Конструкція Г- подібного комбінованого гвинтового ЗМ, що затискаються знизу. 1 - прихват Г- подібний, 2 - штифт, 3 - пружина, 4 - гайка затискна, 5 - шпилька.

## Г. СТАНДАРТНІ ТА ТИПОВІ КОНСТРУКЦІЇ ГВИНТІВ

(натискні гвинти; п'яти для натискних гвинтів; перехідні різьбові втулки).

### Для затискання заготовок у пристроях застосовуються стандартні натискні гвинти:

- з рухомою рукояткою за ГОСТ 3387—87 (рис. 20, а);
- з нерухомою - за ГОСТ 3386—87 (рис. 20, б);
- із шестигранною голівкою за ГОСТ 9050-89 (рис. 20, в);
- із шестигранним поглибленням під ключ за ГОСТ 9051-89 (рис. 20, г);
- з гайками-рукоятками за ГОСТ 3380-87 (рис. 21).

### Всі гвинти застосовують у пристроях двох типів:

- із гладким натискним і різьбовим кінцем, на який нагвинчується п'ята (рис. 20, д). П'яти виконуються відповідно до ГОСТ 3390-87.

Для затискання заготовки по обробленій поверхні застосовуються п'яти гладкі, а по необробленій – п'яти з рифленою поверхнею.

- гайки-рукоятки (рис. 21) стандартизовані; зіркоподібні (рис. 21, б) виконуються за ГОСТ 4742—87; крильчаті (рис. 21, в) — за ГОСТ 3385—87; накатані (рис. 21, г) — за ГОСТ 3383—87.

Основні розміри гвинтів передбачені в межах, зазначених у табл. 2.

**Граничні розміри п'ят:  $d = M5 \div M24$ , зовнішній діаметр  $D = 10 \div 55$ .**

**З метою запобігання від зношування в чавунні корпуси 3 пристроїв під гвинти встановлюються сталеві перехідні втулки 1 із зовнішньою і внутрішньою різьбою (рис. 22); у корпусі пристрою втулки стопоряться гвинтами 2.**

Основні розміри перехідних втулок за ДСТ 4741—57: внутрішнє різьблення метричне  $d = M12 \div M36$  або трапецеїдальна ліва  $d = 16 \times 4 \div 30 \times 6$ ; зовнішнє різьблення  $d_1 = M20 \times 1,5 \div M48 \times 3$ ;  $L = 18 \div 72$ .

**Матеріал натискних гвинтів і гайок-рукояток - сталь марок 35 і 45 за ГОСТ 1050—57;**

**термообробка — загартування із відпуском до твердості HRC 30 ÷ 35; різьба по 6-7 квалітету точності.**

Для виготовлення п'ят і різьбових перехідних втулок застосовуються ті ж сталі й термічна обробка. Гвинти, гайки, п'яти й втулки повинні піддаватися оксидуванню або фосфатуванню.

**Затяжні гайки та шайби.** Застосовуються наступні конструкції гайок: із шарнірною рукояткою — за ДСТ 8921—58 (рис. 23, а); з рухливою і нерухомою рукояткою по ДСТ 3389—57, 3388—57 (рис. 23, б, в); гайки штурвальні за ДСТ 8919—58; гайки шестигранні високі з буртиком за ДСТ 8918—58 (рис. 24, а); зі

сферичною опорною поверхнею й зі сферичним опорним фланцем — за ДСТ 3392—57, 4089—57 (рис. 24, б, в). Шайби сферичні й конічні - за ДСТ 3391-57; підвісні - за ДСТ 4090-57.

***Затяжні гайки виготовляються зі сталі марок 35 і 45 і піддаються термічній обробці до твердості RC 35 ÷ 40.***

***Гайки всіх видів повинні бути окисдовані або фосфатовані.***

*У пристосуваннях варто уникати застосування знімних гайкових ключів, тому що це пов'язане із зайвою втратою допоміжного часу, а у випадках їхнього застосування перевагу варто віддавати торцевим ключам.*

### 3 ВАЖІЛЬНІ ЗАТИСКНІ МЕХАНІЗМИ

Ці механізми використовуються у вигляді притискних планок з гвинтовим, клиновим та ексцентриковим механізмом або як підсилювачі приводів.

На рис. 17 показані три схеми використання важелів.

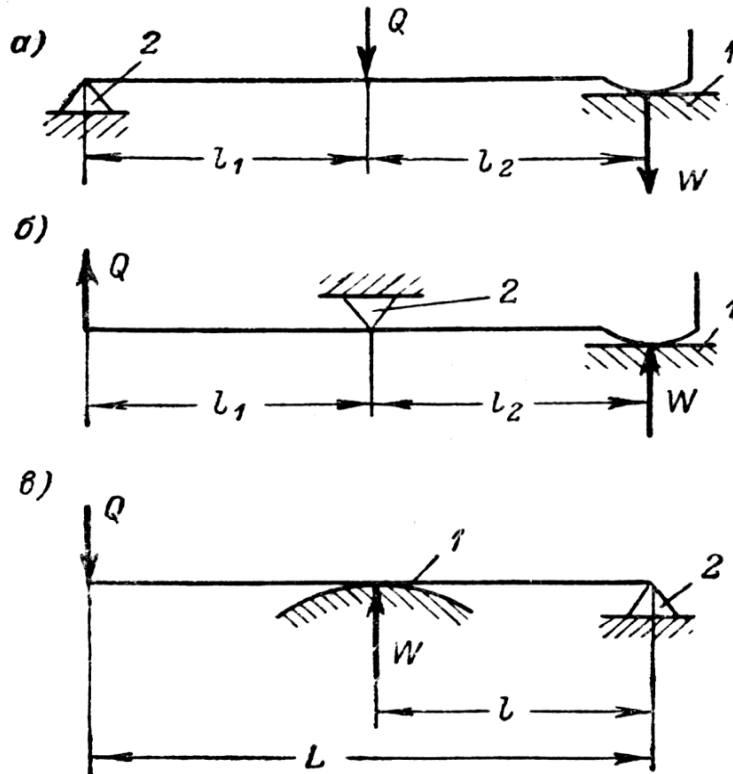


Рис. 17. Схеми важільних механізмів.

На всіх схемах: 1 - деталь, що затискається; 2 - точка опори (вісь) важеля.

**З рівноваги крутних моментів сил  $Q$  та  $W$  відносно опор знаходимо:**

- за схемою рис. 17, а:

$$W = Q \frac{l_1}{l_1 + l_2} \eta; \quad \text{при } l_1 = l_2 : \quad W = \frac{Q}{2} \eta; \quad (12)$$

- за схемою рис. 17, б:

$$W = Q \frac{l_1}{l_2} \eta; \quad \text{при } l_1 = l_2 : \quad W = Q \eta; \quad (13)$$

- за схемою рис. 17, в:

$$W = Q \frac{L}{l} \eta; \quad \text{при } l = 0,5L: \quad W = 2Q\eta; \quad (14)$$

де  $Q$  - вихідна сила, що розвивається гвинтом, ексцентриком, клином або штоком привода;

$\eta$  - к. к. д., що враховує втрати на тертя в опорі важеля; ( $\eta \approx 0,95$ ).

З наведених формул видно, що коли важіль працює за схемою *рис. 17, б*, він розвиває силу затискача приблизно у **два рази більшою** ніж важіль, що працює за схемою *рис. 17, а*, а важіль, що працює за схемою *рис. 17, в* - у чотири рази більшу, ніж важіль, що працює за схемою *рис. 17, а*.