

Лекція 5. (О,Т та АДВ гр. АТ-30 + АТ-31 + АТК-32)

Тема: Типові механічні передачі в металооброному технологічному обладнанні (продовження попередньої лекції 4)

План (частина загального плану теми)

5.3. (4.3) Зубчасті передачі (ЗП).

5.4. (4.4) Черв'ячні передачі (ЧП).

5.5. (4.5) Рейкові передачі (РП).

5.6. (4.6) Гвинтові передачі (ГП).

Перш, ніж продовжувати надавати інформацію про типові механічні передачі, доцільно надати їх порівняльну характеристику за деякими параметрами, що подана в табл. 5.1.

*Таблиця 5.1
Порівняльна характеристика типових механічних передач*

Тип передачі	ККД (η)	Передатне число (i)	Відносна маса (q)
Зубчаста циліндрична	0,96-0,98	1-8	1
Зубчаста конічна	0,95-0,97	1-4	1,5
Черв'ячна	0,40-0,84	16-80	2
Ланцюгова	0,92-0,95	1-7	5
Ремінна (пасова)	0,94-0,96	1-7	2,5
Планетарна	0,90-0,95	6-13	0,5
	(0,70-0,80)	(50-200)	
Хвильова	0,80-0,90	80-300	0,3

5.3. Зубчасті передачі (ЗП) про ЗП

5.3.1. Загальні відомості про ЗП

На рис. 5.1 представлені основні види ЗП.

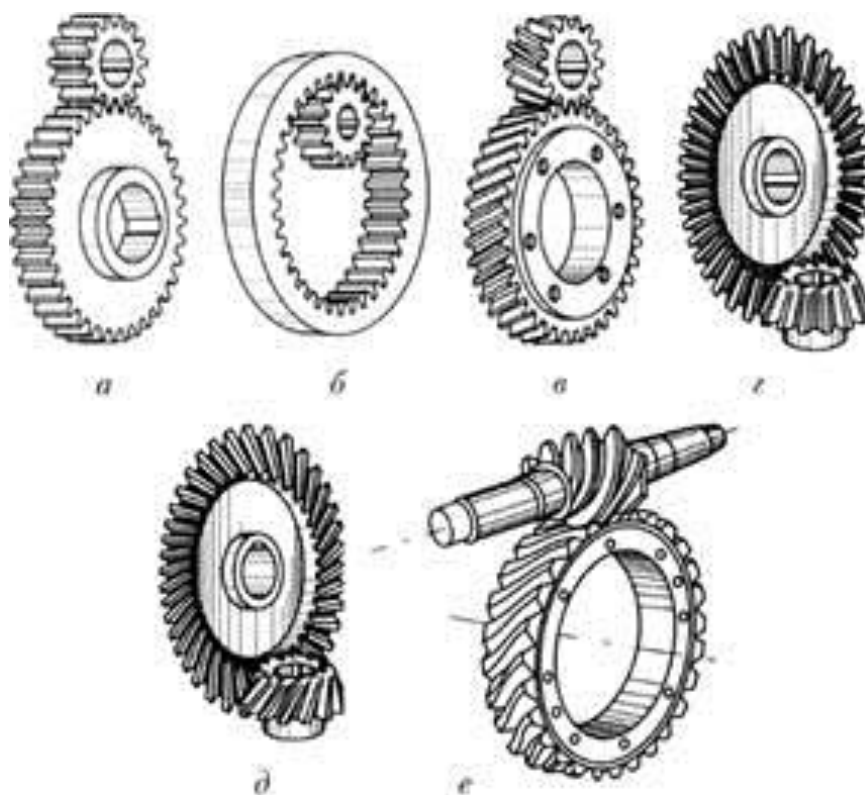


Рис. 5.1. Види зубчастих передач:

- а – прямозуба циліндрична зовнішнього зачіплення;*
- б - прямозуба циліндрична внутрішнього зачіплення;*
- в - косозуба циліндрична зовнішнього зачіплення;*
- г - прямозуба конічна; д - косозуба конічна; е - черв'ячна*

*Властивість механізму, при якому рух передається тільки в одному напрямку, називається **необоротністю руху** або **самогальмуванням**. Відповідні пристрої використовуються в вантажопідійомних машинах.*

Зубчасті передачі (ЗП) призначені для передачі обертового руху і перетворення обертового руху в поступальний і навпаки.

На рис. 5.2 представлено спрощену схему прямозубої циліндричної ЗП,

де - шестерня – ведучий елемент ЗП, обертається з частотою ω_1 ;

- колесо – ведений елемент ЗП, обертається з частотою ω_2 .

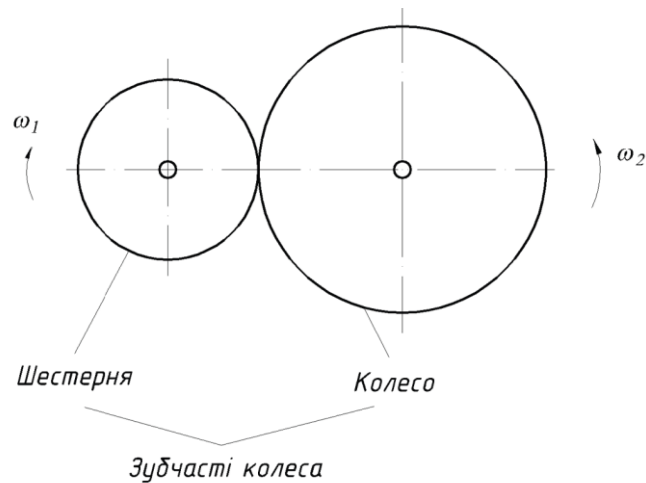


Рис. 5.2. Спрощена схема прямозубої ЗП

Значення параметрів передачі: $\eta = (0.94...0.99)$;

$$i = \omega_1 / \omega_2 \leq 20;$$

$$V \leq 150 \text{ м/с};$$

$$P \leq (2...3) \text{ тис. кВт.}$$

Переваги: - сталість;

- достатньо великий діапазон та інтервал передатного відношення;
- висока надійність, довговічність;
- компактність. можуть зручно компоуватися у окремі агрегати;
- великий діапазон та інтервал навантажень;
- незначні навантаження на вали і опори.

Недоліки: - високі вимоги до точності виготовлення і монтажу;

- шум при роботі з високими швидкостями;
- потреба у постійному змащуванні.

Класифікація:

- за формою профілю зубців:
 - 1) евольвентні;
 - 2) з круговим профілем (передачі із зачепленням Новікова);
 - 3) циклоїдальним профілем (використовується у приладах, годинникових механізмах);
- за взаємним розміщенням осей валів:
 - 1) з паралельними осями (циліндричні передачі);
 - 2) із валами, осі яких перетинаються (конічні передачі);
 - 3) із мимобіжними осями валів (гвинтові передачі);
- за розміщенням на ободі та формою зубців:
 - прямозубі;
 - косозубі

шевронні

з криволінійним (круговим, спіральним) зубом;

- за конструктивним оформленням: закриті, відкриті.
- за коловою швидкістю: - тихохідні $V \leq 3$ м/с;
 - середньохідні $V = 3 \dots 15$ м/с;
 - швидкохідні $V > 15$ м/с.

5.3.2. Основні параметри евольвентного зачеплення ЗП

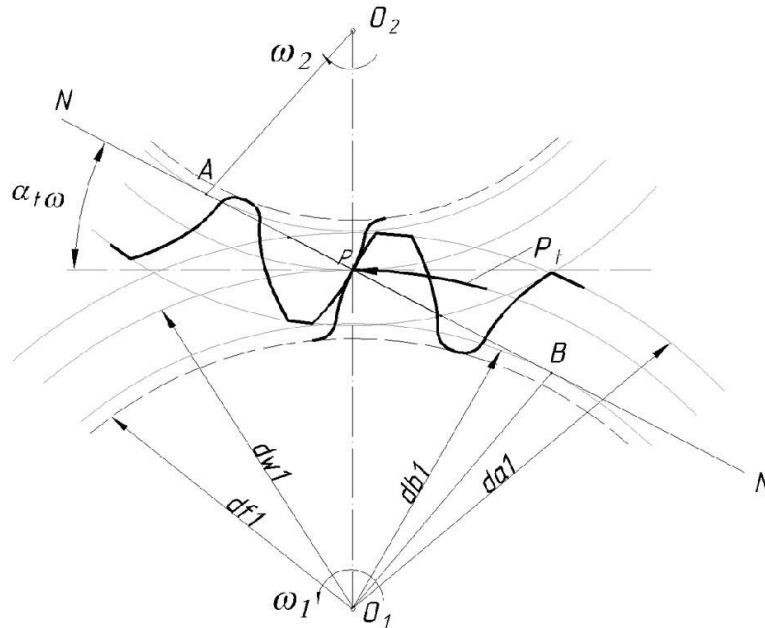


Рис. 5.3. Геометричні параметри прямозубих ЗК з евольвентним профілем

Тут позначено:

d_{a1} , d_{a2} – діаметри вершин зубців;

d_{b1} , d_{b2} – діаметри основних кіл;

d_{w1} , d_{w2} – діаметри початкових кіл (початкові діаметри); початкові кола котяться одне по одному без ковзання. Початкове коло - поняття кінематичне і у окремого взятого колеса його немає.

Початкові кола – у парі коліс. Вони дотикаються у полюсі і без ковзання перекочуються;

d_{f1} , d_{f2} – діаметр впадин зубів;

d_1 , d_2 – діаметри ділильних кіл (ділильні діаметри); ділильне коло (ділильна поверхня) ділить зубець на дві частини – головку та ніжку. В колесах, нарізаних без зміщення інструменту,

$d_1 = d_{w1}$ та $d = d_{w2}$;

$d = mz$ – діаметр ділильного кола, що є постійним геометричним розміром даного зубчатого колеса;

α_{tw} – кут зачіплення;

P – полюс зачеплення – точка перетину NN і ліній центрів O_1O_2 ; при перекочуванні по основних колах т. P описує евольвенту;

AP і BP – радіуси кривизни евольвент двох коліс в т. P ;

NN – спільна нормаль до евольвент, точки дотику зубців коліс лежать на лінії NN , тому NN – лінія зачіплення;

$i = \omega_1 / \omega_2 = d_{w1} / d_{w2} = z_1 / z_2$ – передатне відношення ЗП;

z_1 та z_2 – кількість зубців ведучого та веденого ЗК відповідно;

P_t – коловий крок зубців - це відстань між одноіменними профілями двох сусідніх зубців по дузі кола.

Розрізняють ділильний, початковий та інші кроки.

Для косих та криволінійних зубців розрізняють:

- коловий крок P_t ;

- нормальний крок P_n ;

- осьовий крок P_x .

Модуль зубців: – коловий $m_t = P_t / \pi$;

– нормальний $m_n = P_n / \pi$. $m_n = m_t \cdot \cos \beta$.

Для: - прямих зубців $m_t = m_n = m$;

- косозубих коліс (косих зубців) $m_n = m_t \cdot \cos \beta$.

Модулі стандартизовані, в косозубих передачах стандартним є m_n .

Довжина ділильного кола: $\pi d = z P_t = z P_n / \cos \beta$, де β – кут нахил (лінії) зубця.

5.4. Черв'ячні передачі (ЧП)

Черв'ячна передача (ЧП) (або зубчасто-гвинтова передача) (рис. 5.4) – механізм для передачі обертання між валами за допомогою гвинта (черв'яка (Ч) 1) і з'єднаного з ним черв'ячного колеса (ЧК) 2. Черв'як і черв'ячне колесо, утворюють спільно зубчасто-гвинтову кінематичну пару. Звідси випливає, що черв'ячна передача має властивості як зубчастої (черв'ячне колесо на своєму ободі несе зубчастий вінець), так і гвинтової (черв'як має форму гвинта) передач.

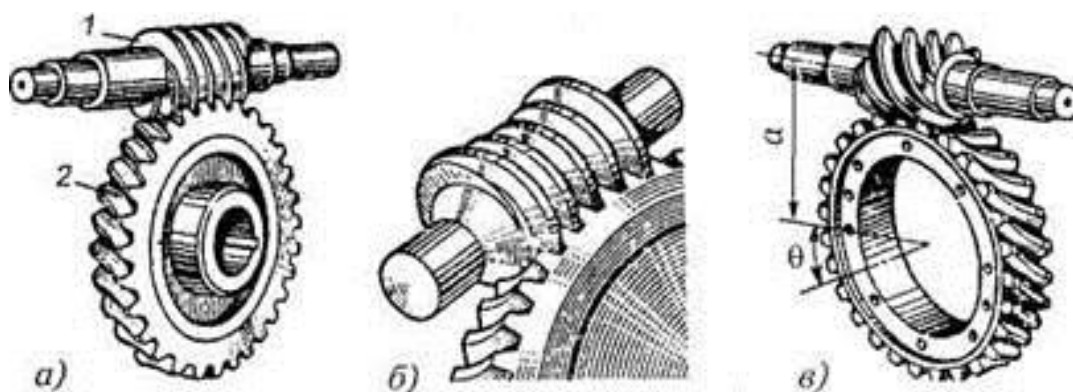


Рис. 5.4. Черв'ячні передачі: 1 – черв'як; 2 – черв'ячне колесо;
 a – міжосьова відстань ЧП

Гометричні характеристики ЧП пов'язані між собою співвідношеннями, багато в чому аналогічними співвідношенням ЗП.

В циліндричних ЧП з архімедовим черв'яками осьової крок нарізання черв'яка p і крок зубів черв'ячного колеса рівні між собою (рис. 5.5): $p = \pi \cdot m$.

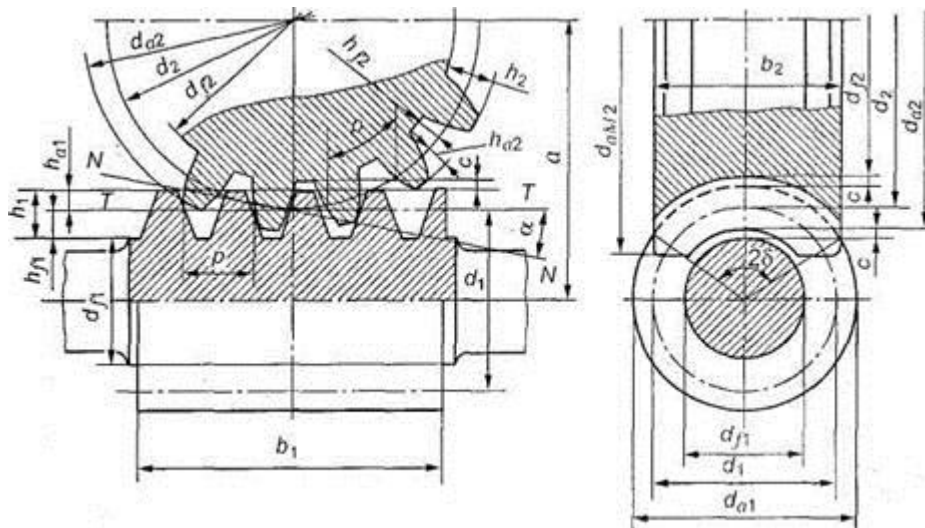


Рис. 5.5. Геометричні параметри черв'ячної передачі

Відстань, виміряна між однойменними поверхнями двох сусідніх гребенів нарізки черв'яка, називають *розрахунковим кроком нарізки черв'яка*.

Багатозахідні черв'яки характеризуються ще і ходом p_z , причому

$$p_z = p z_1,$$

де z_1 – число витків черв'яка;

m – розрахунковий модуль.

Відстань, виміряна між однойменними поверхнями двох сусідніх гребенів, що належать спільній гвинтовій лінії нарізки черв'яка, називають *ходом витка черв'яка*.

В осьовому перерізі витки черв'яка являють собою рейку. За один оберт черв'як зміщує колесо на величину ходу нарізки p_z . Окружна швидкість на початковому (ділільному) колі черв'ячного колеса дорівнює лінійній швидкості V_1 руху витків черв'яка в осьовому напрямку. Тому за кожен оберт черв'яка черв'ячне колесо повертається на число зубів, яка дорівнює кількості витків черв'яка, тобто $V_1 = n_1 \cdot \pi \cdot m \cdot z_1$ та $V_2 = n_2 \cdot \pi \cdot m \cdot z_2$. При $V_1 = V_2$ отримуємо $n_1 z_1 = n_2 z_2$ або $\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$.

Тоді *передатне число* u черв'ячної передачі дорівнює

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1,$$

або *передатне відношення* дорівнює

$$i = \omega_2 / \omega_1 = n_2 / n_1 = z_1 / z_2,$$

де n_1 – частота обертання черв'яка (об / хв);

n_2 – частота обертання черв'ячного колеса (об / хв);

z_1 – число заходів черв'яка;

z_2 – число зубів колеса черв'ячною передачею;

ω_1 – кутова швидкість черв'яка (рад / с);

ω_2 – кутова швидкість черв'ячного колеса (рад / с).

Таким чином, передатне число u черв'ячної передачі дорівнює відношенню числа зубів черв'ячного колеса до числа заходів черв'яка, тобто за кожен оборот черв'яка колесо повертається на число зубів, яке дорівнює кількості заходів черв'яка. Для передатного відношення i ця залежність обернена.

Тому передавальне число u та передавальне відношення i ЧП не залежать від співвідношення діаметрів.

5.5. Рейкові передачі (РП)

Це матеріал для самостійної роботи.

5.6. Гвинтові передачі (ГП)

Для перетворення обертального руху в поступальний найбільш широко використовуються передачі *гвинт - гайка*. Передачі гвинт - гайка є виробами загальномашинобудівного застосування, і їх якість безпосередньо позначається на якості машин і устаткування, до складу яких вони входять.

Передача гвинт-гайка (рис. 5.6) складається з гвинта 1 та гайки 2, що контактують при функціонуванні своїми гвинтовими поверхнями.

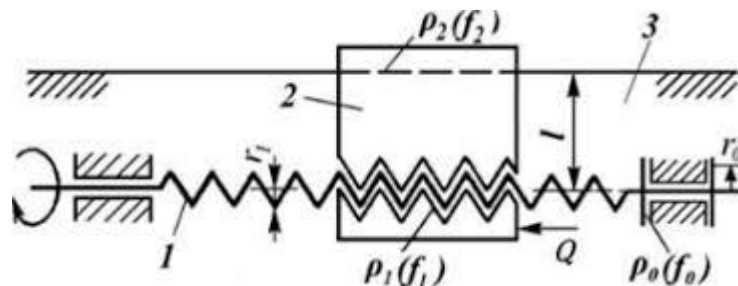


Рис. 5.6. Гвинтова передача ковзання:

1 – гвинт; 2 – гайка; 3 – корпус

Передача гвинт-гайка призначена для перетворення обертального руху в поступальний (при великих кутах підйому гвинтової лінії, порядку $> 12^\circ$). При цьому обертання закріпленої від осьових переміщень гайки викликає поступальний переміщення гвинта, або обертання закріпленого від осьових переміщень гвинта приводить до поступального переміщення гайки. Коли кут

підйому більше кута тертя, цю передачу можна використовувати для перетворення поступального руху в обертальний (обертовий)

Розрізняють два типи передач гвинт-гайка:

- передачі тертя ковзання або гвинтові пари тертя ковзання (рис. 5.7, б);
- передачі тертя кочення або шарико-гвинтові пари (рис. 5.7, а).



а



б

Рис. 5.7. Передачі гвинт-гайка:

а – загальний вигляд передач гвинт-гайка кочення;

б – загальний вигляд передач гвинт-гайка ковзання

Ведучим елементом у передачі, як правило, є гвинт, веденим - гайка. У передачах гвинт-гайка кочення на гвинті і в гайці виконані гвинтові канавки (різьблення) напівкруглого профілю, що слугують доріжками кочення для кульок (шариків).

В шарико-гвинтових передачах при обертанні гвинта шарики залучаються до руху в гвинтових канавках (див. рис. 5.8), поступально переміщують гайку

та через перепускний канал повертаються назад. Перепускний канал виконують між сусідніми або між першим та останнім (рис. 5.8) витками гайки. Таким чином, переміщення шариків виконується по замкнутій всередині гайки траєкторії.

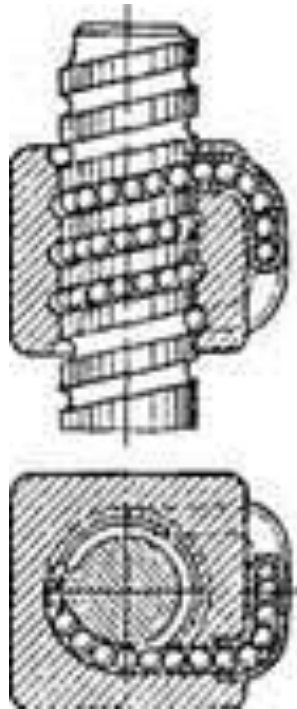


Рис. 5.8. Передача гвинт-гайка з тертям кочення

У верстатобудуванні використовують тривиткові гайки. Перепускний канал виконують в спеціальному вкладиші, який вставляють в овальне вікно гайки. В тривитковій гайці передбачено три вкладиша, розташованих під кутом 120° один до одного і зміщених по довжині гайки на один крок різьби по відношенню один до одного. Таким чином, шарики в гайці розділені на три (по числу робочих витків) незалежних групи. При роботі передачі шарики, проходячи по гвинтовій канавці на гвинті шлях, рівний довжині одного витка, викочуються із різьби в перепускний канал вкладиша і повертаються назад в початкове положення на той же виток гайки.

Конструктивно передача гвинт-гайка може бути виконана:

- з ведучим гвинтом і веденою, тобто такою, що переміщається поступально, гайкою (найбільш поширене виконання). Така схема зазвичай використовується в силових передачах при великих переміщеннях (наприклад, роботи, механізми зміни стрілоподібності крила);

- з гвинтом, що обертається та одночасно поступально переміщається, при нерухомій гайці (прості домкрати);

- з ведучою гайкою, що обертається, та веденим гвинтом, що поступально переміщається. Такі передачі застосовуються при невеликих переміщеннях і

значних осьових навантажень (наприклад, в механізмах управління стабілізаторами літальних апаратів);

- диференціальна гвинтова передача, яка складається з гвинта з двома ділянками різьби різних кроків (P_1 і P_2), але одного напрямку переміщення (див. рис. 5.9). При обертанні гвинта 3 гайка 1 здійснює два поступальних рухи: щодо гвинта 3 та разом з гвинтом 3 щодо стійки 2. Повне поступальне переміщення гайки 1 щодо стійки 2 пропорційне різниці кроків ($P_1 - P_2$).

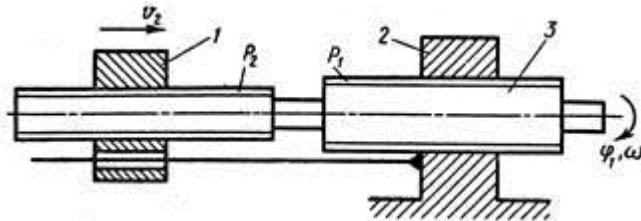


Рис. 5.9. Схема гвинтової диференціальної передачі

Отже, диференціальна передача гвинт-гайка забезпечує малі лінійні переміщення.

Основні показники якості передач гвинт - гайка як складової частини приводу:

- а) діапазон (інтервал) вибору передатних відношень;
- б) гранична частота обертання гвинта;
- в) статична вантажопідйомність;
- г) динамічна вантажопідйомність та довговічність;
- д) наведений момент інерції;
- е) жорсткість;
- ж) кінематична точність;
- з) сили тертя та ККД.

Переваги передачі гвинт-гайка ковзання:

1. можливість отримання великого виграшу в силі;
2. висока точність переміщення і можливість отримання повільного руху;
3. плавність і безшумність роботи;
4. велика несуча здатність при малих габаритних розмірах;
5. простота конструкції.

Недоліки передач гвинт-гайка ковзання:

1. великі втрати на тертя і низький ККД;
2. складність застосування при великих частотах обертання.

Переваги шарико-гвинтових передач:

1. малі втрати на тертя. ККД передачі досягає 0,9 і вище (складання без попереднього натягу);
2. висока несуча здатність при малих габаритах;

3. низький наведений коефіцієнт тертя спокою і висока кінематична чутливість (можливість отримання малих і точних переміщень);
4. відсутність осьового і радіального зазорів (тобто мертвого ходу);
5. надійна робота в широкому діапазоні температур в вакуумі;
6. малий знос робочих поверхонь гвинта і гайки, що забезпечує високу точність і рівномірність поступального руху;
7. високий ресурс.

Недоліки шарико-гвинтових передач:

1. Вимога високої точності виготовлення, складність конструкції гайки.
2. Відносна складність і трудомісткість виготовлення (особливо операції шліфування спеціального профілю різьби гайки і ходового гвинта).
3. Вимога гарного захисту передачі від забруднень.

Доцільно наголосити, що часто окремі гвинтові передачі конструктивно об'єднуються в механізми (див. рис. 5.10 та 5.11)

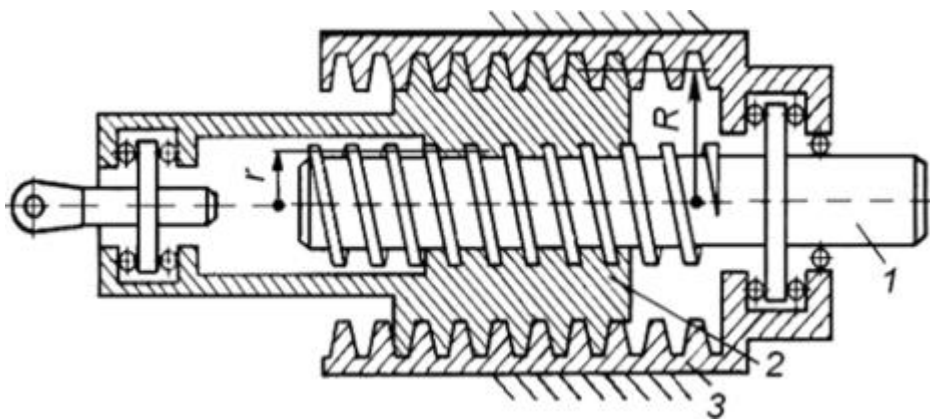


Рис. 5.10. Схема двогвинтового механізма:

1 – ходовий гвинт; 2 – гайка-корпус першої гвинтової пари (елемент 1+елемент2); 3 – гайка-корпус другої гвинтової пари (елемент 2+елемент 3)

Механізм на рис. 5.11 перетворює поступальний рух вхідного гвинта 1 в поступальний рух вихідної ланки 2. Такі механізми частіше всього виконуються із самогальмуванням.

Принцип роботи наступний: гвинт 1 під дією осьової сили F_{a1} обертає гайку 2. Це визване тим, що у гвинтовій парі між ланками 3 та 2 (внутрішній гвинтовій парі) виникає тангенційна сила. Гайка закручується в осьовому напрямку, а внутрішня та зовнішні різьби мають різні напрямки обертання.

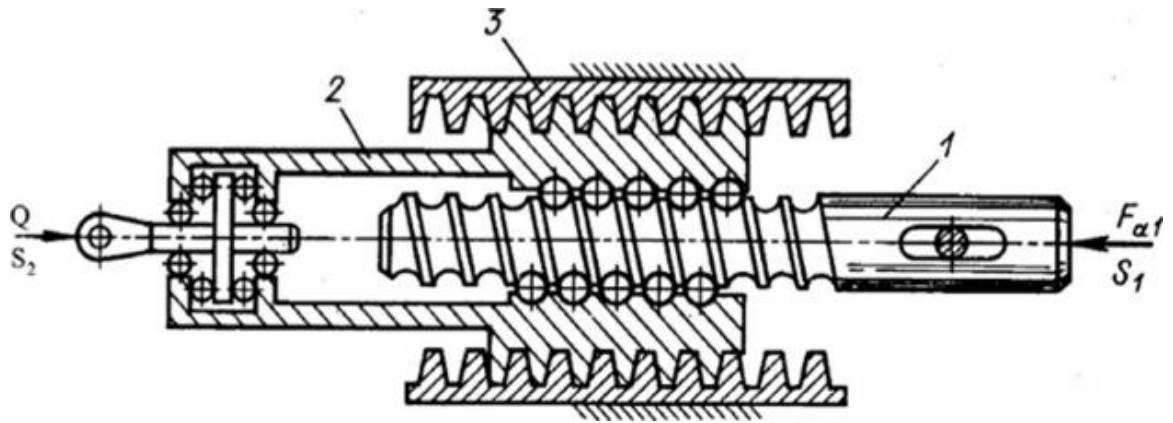


Рис. 5.11. Кінематична схема двогвинтового механізму:
 1 – вхідний ходовий гвинт; 2 – гайка внутрішня; 3 – гайка зовнішня нерухома

У всіх наведених вище, рівно як і в існуючих інших прикладах гвинтових передач, *передатне відношення* обчислюється за наступною формулою:

$$S = n_r \cdot P_r \cdot k,$$

де S – величина переміщення гайки в осьовому напрямку, мм;

P_r – крок різьби гвинта, мм;

n_r – частота обертання ходового гвинта, об/хв.;

k – кількість заходів різьби ходового гвинта.