Гідравліка, гідро та пневмоприводи

Лекція 11

ГІДРОМАШИНИ. ОБ'ЄМНІ ГІДРОДВИГУНИ

Викладач: доцент кафедри МІтаАТ
к.т.н. Степчин Я.А.

Залежно від характеру руху вихідної ланки **гідродвигуни** поділяють на три класи: **гідроциліндри, гідромотори і поворотні** гідродвигуни.

У гідроциліндрах вихідною ланкою є шток, який виконує зворотно-поступальний рух, у гідромоторах вихідна ланка – це вал, що обертається.

У поворотних гідродвигунах – вихідна ланка вал, але він має обмежений обертальний рух – кут його повороту менший ніж 360°.

Гідродвигуни можуть бути регульованими і нерегульованими.

Гідроциліндри, їх призначення, будова та розрахунок

Гідроциліндром називають об'ємний гідродвигун, який забезпечує зворотно-поступальний рух поршня або штока.

Залежно від конструкції робочої камери гідроциліндри поділяють на **поршневі**, **плунжерні** і **телескопічні**. Поршневі гідроциліндри є найбільш поширеними і їх переважно застосовують у механізмах подач верстатів (здійснюють переміщення робочого органу або інструменту), будівельних, транспортних і дорожніх машин, приводах роботів, механізмах затискування і фіксації заготовок тощо.

Основні конструктивні схеми гідроциліндрів: **одно-** (рух вихідної ланки під дією потоку робочої рідини здійснюється лише в одному напрямку) і **двобічної дії**; з **одно-** і **двобічним** штоком.

2

Технічні параметри гідроциліндра: витрата Q, тиск p, потужність N, к.к.д. η, зусилля на вихідній ланці P, швидкість руху поршня $V_п$, а також діаметри поршня D, штока d і хід поршня h.

Витрата гідроциліндра Q (надходження рідини):

$$Q = \frac{V_n S_e}{\eta_0},$$

де $V_п$ – швидкість поршня;
S_e – робоча (ефективна) площа поршня;
η_o – об'ємний к.к.д.

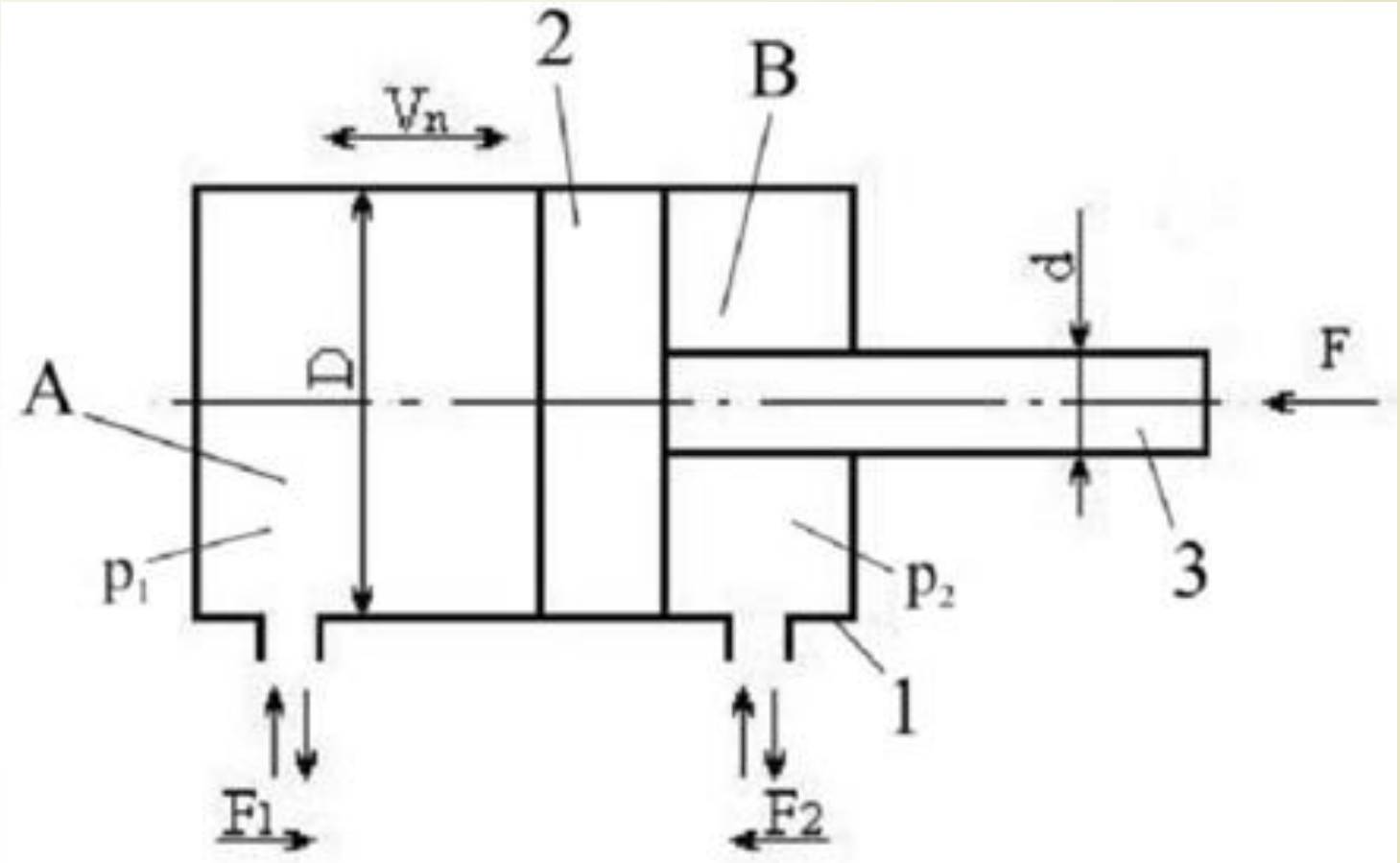


Рис.1. Гідроциліндр з однобічним штоком:
1 – циліндр (корпус); 2 – поршень; 3 – шток; A – поршнева порожнина; B – штокова порожнина

Об'ємний к.к.д. визначають із виразу:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q+q},$$

де q – витікання рідини через ущільнення.

Різниця площ поршня в поршневій і штоковій порожнинах (повної $S_п$ і кільцевої $S'_п$) зумовлює різні швидкості руху штока і сили, які розвиває гідроциліндр під час ходу вправо і вліво.
Для гідроциліндра двобічної дії ефективна площа дорівнює:

– під час руху вправо:

$$S_n = \frac{\pi D^2}{4};$$

– під час руху вліво:

$$S'_n = \frac{\pi(D^2 - d^{2)}}{4}.$$

Витрата рідини відповідно:

– у поршневій порожнині:

$$Q_n = \frac{V_n \pi D^2}{4\eta_0},$$

– у зливній порожнині:

$$Q_{зл} = \frac{V_n \pi (D^2 - d^2)}{4\eta_0}.$$

Зусилля на штоку гідроциліндра:
Прямий хід (рух праворуч – рис. 1)
Рівняння рівноваги сил, що діють на поршень гідроциліндра:

$$F_1 - F_2 - T - F = 0$$

де F – зусилля на штоці;
F_1, F_2 – сили від тиску рідини у поршневій і зливній порожнинах;
T – сила тертя в ущільненнях поршня і штока, яка зумовлює механічні втрати.

Зусилля F: $F = F_1 - F_2 - T$

З урахуванням механічного к.к.д. $\eta_{мех}$: $F = (F_1 - F_2)\eta_{мех}$

До механічного к.к.д. $\eta_{мех}$ входять і гідравлічні втрати ($\eta_г \approx 1$).
Зусилля на штоку для ходу праворуч дорівнює:

$$F_{пр} = \left[p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \right] \eta_{мех},$$

де p_1 і p_2 – тиски рідини в поршневій і зливній порожнинах гідроциліндра.
Для зворотного ходу (рух ліворуч) зусилля на штоці:

$$F_{лів} = \left[p_1 \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} - p_2 \frac{\pi D^2}{4} \right] \eta_{мех}.$$

Потужність гідроциліндра:

Вхідна потужність визначається параметрами на вході до циліндра:

$$N_{вх} = p \cdot Q$$

де p – тиск на вході до циліндра;

Q – витрата гідроциліндра.

Вихідна потужність менша від вхідної на величину втрат у циліндрі:

$$N_{вих} = \Delta p \cdot Q \cdot \eta$$

де η – повний к. к. д. циліндра.

Повний к.к.д. гідроциліндра включає об'ємний $\eta_о$, гідравлічний $\eta_г$ і механічний $\eta_{мех}$ к.к.д.:

$$\eta = \eta_о \cdot \eta_г \cdot \eta_{мех}$$

Для гідроциліндрів із гумовими ущільненнями можна взяти:

$\eta_о$ = 0,98-0,99; $\eta_г$ = 1; $\eta_{мех}$ = 0,85-0,95.

Вихідна потужність дорівнює:

$$N_{вих} = FV_п,$$

де F – зусилля на штоку (сила, яку розвиває гідроциліндр);

Vn – швидкість переміщення поршня.

К.к.д. гідроциліндра – це відношення вихідної $N_{вих}$ потужності до вхідної $N_{вх}$:

$$\eta_ц = \frac{N_{вих}}{N_{вх}} = \frac{FV_п}{pQ}.$$

Гідроциліндр із двобічним штоком

Цей гідроциліндр (рис. 2) має однакові ефективні площі зліва і справа $S_п$, і тому швидкості руху штока праворуч $V_{п1}$ і ліворуч $V_{п2}$ та відповідні зусилля F_1 і F_2 не залежать від напряму руху і визначаються:

$$V_{n1} = V_{n2} = \frac{4Q\eta_0}{\pi(D^2 - d^2)},$$

$$F_1 = F_2 = (p_1 - p_2)\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}\eta_{мех},$$

де p_1, p_2 – тиски у робочій і зливній порожнинах;
D – діаметр поршня;
d – діаметр штока.

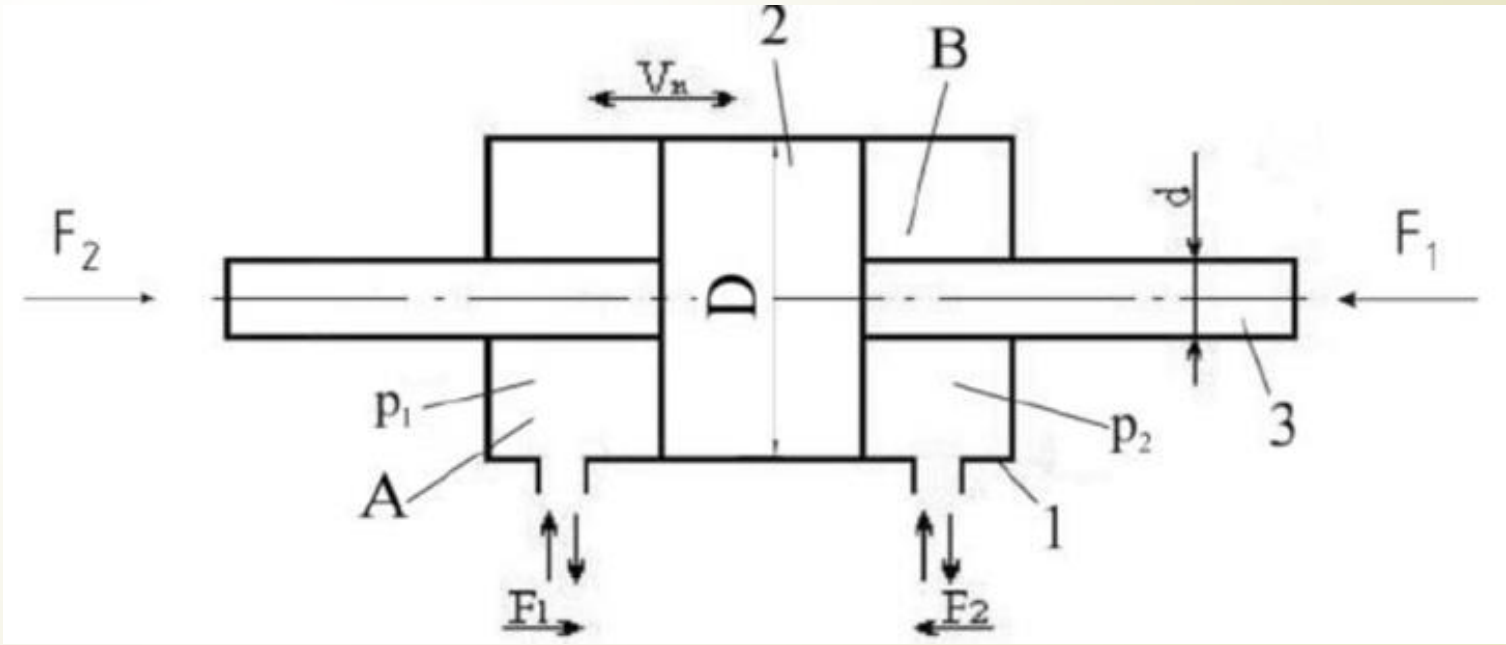


Рис. 2. Гідроциліндр із двобічним штоком

Гідромотори. Будова і принцип роботи

Гідромотор – це гідродвигун, в якому гідравлічна енергія рідини перетворюється на механічну енергію обертального руху валу.

У машинобудуванні як гідромотори використовують об'ємні роторні насоси в робочу камеру яких підводиться рідина під тиском. Гідромотори, як і насоси, поділяють на шестеренні, гвинтові, пластинчасті і поршневі, регульовані і нерегульовані, реверсивні і ні. Конструкція реверсивного гідромотора наведена на рис. 3.

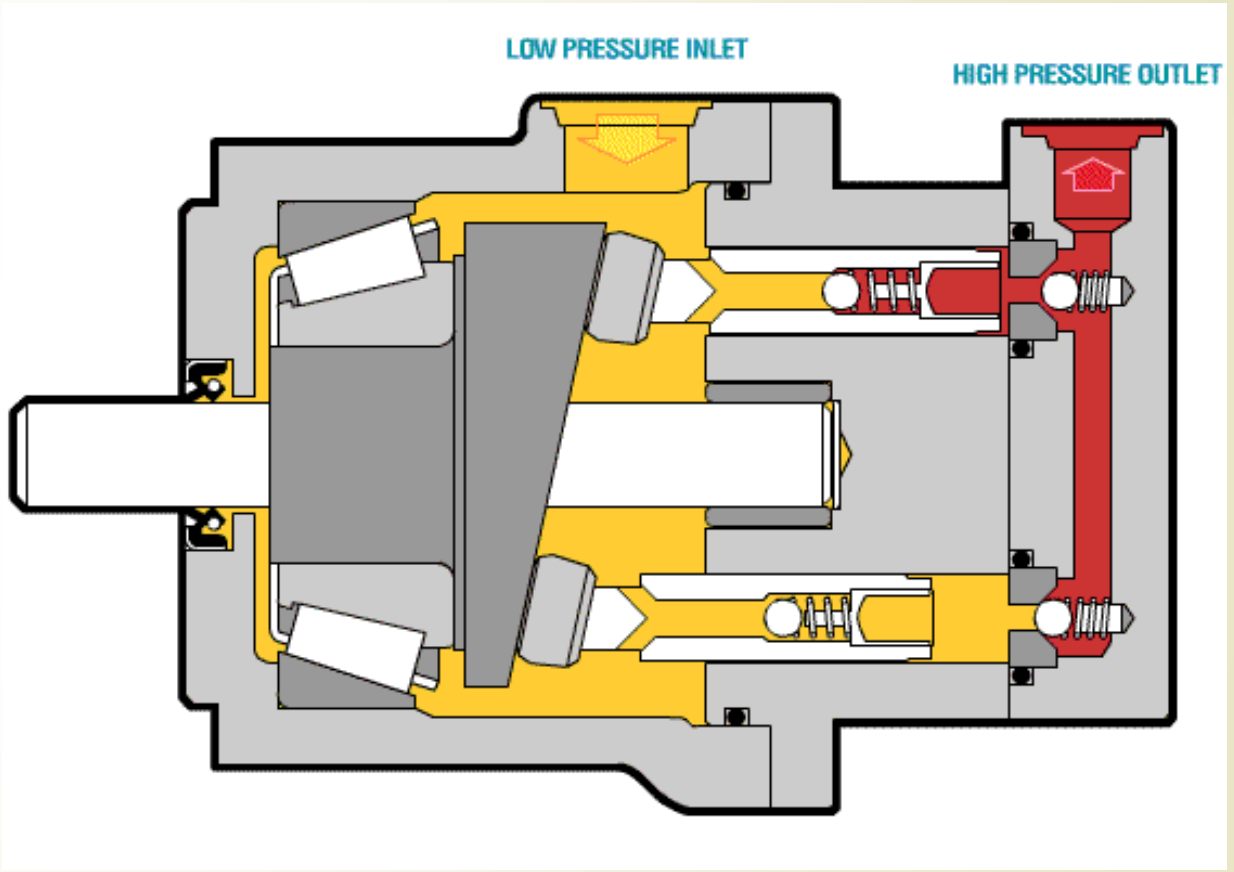


Рис. 3. Конструкція гідромотора (гідронасоса)

Витрату гідромотора визначають за формулою:

$$Q_{гм} = \frac{V_0 n}{\eta_0},$$

де n – частота обертання валу гідромотора;
η_o – об'ємний к.к.д.
Різниця тисків на гідромоторі визначається різницею між тиском на вході і на виході, тобто:

$$\Delta p = p_1 - p_2$$

Корисна потужність гідромотора:

$$N_к = M \cdot \omega,$$

де M – крутний момент на валу гідромотора;
ω – кутова швидкість валу.
Потужність, споживана гідромотором:

$$N = \Delta p Q.$$

Відношення $N_к$ / N визначає загальний к.к.д. гідромотора:

$$\eta_{гм} = \frac{N_к}{N} = \frac{M\,\omega}{\Delta p\, Q}$$

Поворотні гідродвигуни

Поворотні двигуни поділяють на поршневі, лопатеві та мембранні і використовують для одержання зворотно-поворотних рухів у робочих машинах.

Поршневий поворотний гідродвигун (рис. 4) перетворює поступальний рух штока гідроциліндра на поворотний рух валу за рахунок використання зубчастого механізму.

Поворотні гідродвигуни з рейково-зубчастою передачею використовують у механізмах промислових роботів, приводах поворотних столів металорізальних верстатів, конвеєрах, підіймально-транспортних механізмах тощо.

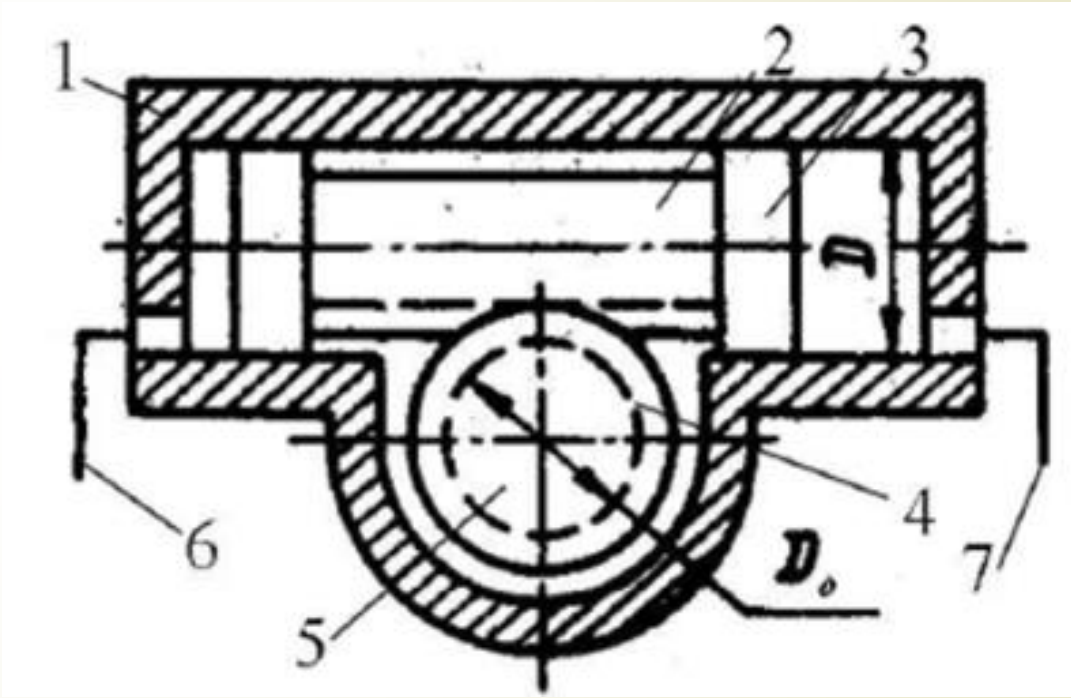


Рис. 4. Поршневий поворотний гідродвигун: 1 – корпус; 2 – шток із рейково-зубчастою передачею; 3 – поршні; 4 – шестерня; 5 – вал рейкової шестерні; 6, 7 – канали

Крутний момент розраховують за формулою:

$$M = \frac{1}{8}\Delta p \pi D^2 D_д,$$

де Δр – різниця тисків у камерах гідродвигуна;
D – діаметр поршня;
Dд – діаметр ділильного кола шестерні.