

ЕНЕРГЕТИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ В РОЗРАХУНКАХ ПРИВОДІВ ГІДРОМОЛОТІВ

Предлагаются энергетические зависимости для методик инженерных расчетов гидроприводов сваепогружающих строительных машин

The power dependences for techniques of engineering accounts of hydrodrives of building machines for immersing piles are offered

Переваги гідроприводу визначили його поширення у різних галузях машинобудування. Одним із напрямків застосування — це машини зі зворотно-поступальним рухом робочого органу. Розробка цих гідравлічних приводів виконується за схемами, що забезпечують покращенні експлуатаційні показники у порівнянні з показниками інших приводів таких машин [1, 2].

Перспективним є застосування ударних машин з гідроприводом у будівельній техніці і у першу чергу для занурювання (забивання) палів. Найбільш типові гідроприводи молотів для занурювання палів [1, 3] показані на рисунку 1.

Гідросхеми молотів класифікують за двома основними різновидами. Схема, що відноситься до першого різновиду показана на рисунку 1 (а).

Цей гідропривід молота простої дії з акумулюванням енергії удару за рахунок підйому ударної маси на певну висоту. На цій схемі показано напрямні 1 стаціонарного копра або самохідного пристрою для занурення палів, по яким рухається ударна маса 2 при подачі масла (робоча рідина гідроприводу) в робочий гідроциліндр 3. Рух угору здійснюється подачею масла від насоса 7. Донизу ударна маса 2 розганяється для удару по наголовнику 4 під дією власної ваги та пружного елемента, яким може бути звичайна пружина, як показано на

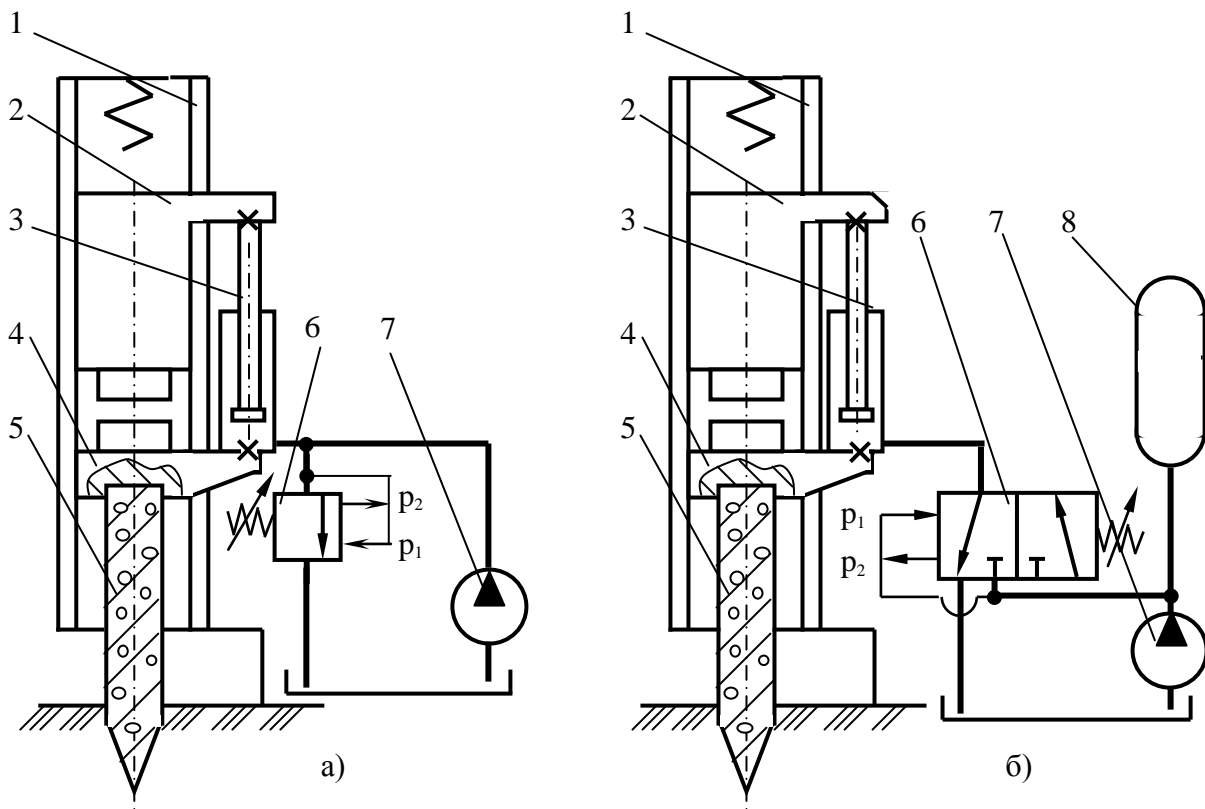


Рисунок 1 — Принципові схеми гідроприводів молотів для занурювання палів

схемі, або спеціальний гідроакумулятор. Для забезпечення руху ударної маси 2 донизу в кінці ходу вверх після упору у крайнє верхнє положення плунжера робочого гідроциліндра 3 повинен відкритися клапан-пульсатор 6, при підвищенні тиску до значення p_1 , і з'єднати зі зливною лінією насос 7 та робочий гідроциліндр 3. Протягом падіння ударної маси 2 за рахунок перетоку масла із робочого гідроциліндра 3 у бак встановлюється певний тиск p_2 , якого достатньо для утримання клапана-пульсатора 6 у відкритому стані. Як тільки здійснюється удар, тиск в гідросистемі зменшується, внаслідок цього клапан-пульсатор 6 закривається і відключає зливу лінію від напірної. Тиск в гідросистемі підвищується і ударна маса 2 під дією штока гідроциліндра 3, в який подається масло від насоса 7, рухається угору, тобто починається новий робочий цикл. Положення упору обмежує хід підйому ударної маси, а, відповідно й енергію удару під час робочого ходу.

До другого різновиду приводів молотів відносяться приводи з одноходовим акумулятором енергії удару. Одна із схем такого приводу показана на рис. 1 (б) в якій застосовано трьохходовий клапан-пульсатор 6 і встановлено одноходовий акумулятор 8 у вигляді простої ємності, що накопичує енергію за рахунок пружних деформацій робочої рідини та металевих стінок лише для одного ходу.

Робочий цикл починається із зарядки гідроакумулятора 8 до тиску p_1 , при якому клапан-пульсатор 6 перемикається і з'єднує акумулятор 8 та насос 7 із робочим гідроциліндром 3. Ударній масі надається певна енергія і вона починає рухатися угору. Гідроакумулятор розряджається, і, коли тиск в гідросистемі зменшиться до величини p_2 , клапан-пульсатор перемикається, з'єднавши робочий гідроциліндр зі зливною лінією. При цьому ударна маса 2 спочатку продовжує рухатися за інерцією угору, а потім падає донизу наносячи удар по наголовнику 4 палі 5. У цей час за рахунок подачі рідини від насоса починає заряджатись гідроакумулятор 8 для наступного циклу.

Дана робота спрямована на створення простих математичних залежностей, які б з достатньою ступінню адекватності описували основні процеси робочого циклу гідроприводів розглядуваного типу. Одним із напрямків таких робіт є пошук загальних енергетичних залежностей, які б можна було покласти в основу спрощеного інженерного розрахунку.

Аналіз робочого циклу приводів за схемами на рис. 1 показує, що гідропривід працює у нормальному режимі, якщо коливальний процес зміни швидкості ударної маси під час ходу угору має затухаючий характер, тобто коли виконується умова (1) [2].

$$\begin{aligned} v_{t1} &\leq 2 \frac{Q_H}{F}; \\ v_{t2} &\geq 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де v_{t1} та v_{t2} — перші максимальне та мінімальне значення швидкості ударної маси; Q_H — продуктивність насоса; F — ефективна площа плунжера робочого гідроциліндра.

Найбільша відносна (відносно рівномірного руху що забезпечує насос) швидкість ударної маси в момент першого мінімуму у коливальному процесі під час підйому [2] становитиме

$$v_{от} = -\sqrt{\frac{2A_1}{m}},$$

де A_1 — потенціальна енергія, накопичена гідросистемою за рахунок її пружності; m — величина ударної маси.

$$A_1 = \frac{(p_{1max}^2 - p_{у.п.}^2) V_0}{2E_{np}},$$

де p_{1max} — перше максимальне значення тиску з початку руху ударної маси угору; $p_{у.п.}$ — тиск в гідросистемі, достатній для початку руху ударної маси угору; E_{np} — зведений модуль пружності гідросистеми; V_0 — середній за цикл об'єм робочої рідини напірної гідролінії.

Абсолютна швидкість ударної маси угору в момент досягнення швидкості $v_{от}$ [2] становить

$$v_{t2} = \frac{Q_H}{F} - \sqrt{\frac{2A_1}{m}}$$

Отже, умова (1) нормальної роботи гідроприводу прийме такий вигляд

$$\frac{Q_H}{F} \geq \sqrt{\frac{2A_1}{m}};$$

$$p_{1\max} \leq \frac{1}{F} \sqrt{\frac{mQ_H^2 E_{\text{пр}}}{V_0} + (mg + P_{\text{тр}})^2}. \quad (2)$$

Крім того, для нормальної роботи гідроприводу необхідно, щоб значення $p_{1\max}$ не досягало встановленого тиску p_1 спрацьовування клапана-пульсатора, інакше напірна гідролінія гідросистеми буде з'єднуватись із баком до того як ударна маса підніметься до заданого положення.

Імпульс сили що надається ударній масі під час ходу угору можна відобразити таким рівнянням

$$\frac{1}{2}(p_{1\max} - p_{\text{ц.п.}})Ft_1 = m \frac{Q_H}{F}, \quad (3)$$

де t_1 — тривалість розгону ударної маси угору від початку її руху до досягнення нею швидкості $v_H = Q_H/F$. Тоді

$$t_1 = \frac{2mQ_H}{F^2(p_{1\max} - p_{\text{ц.п.}})}. \quad (4)$$

Максимальна кінетична енергія ударної маси, накопичена за час t_1

$$A_K = \frac{mQ_H^2}{2F^2}, \quad (5)$$

або

$$A_K = \frac{1}{2}(p_{1\max} - p_{\text{ц.п.}})Fh_1 - p_{\text{ц.п.}}Fh_1, \quad (6)$$

де h_1 — шлях, пройдений ударною масою за час t_1 .

Із рівнянь (5) та (6) виходить

$$h_1 = \frac{mQ_H^2}{F^3(p_{1\max} - p_{\text{ц.п.}})}. \quad (7)$$

Об'єм робочої рідини, необхідний для пружних деформацій напірних гідромагістралей приводу

$$\Delta V_{t1} = Q_H t_1 - Fh_1. \quad (8)$$

Враховуючи, що

$$\frac{\Delta V_{t1}}{V_0(p_{1\max} - p_{\text{ц.п.}})} = \frac{1}{E_{\text{пр}}},$$

виходить

$$p_{1\max} = \frac{\Delta V_{t1}}{V_0} E_{\text{пр}} + p_{\text{ц.п.}} \quad (9)$$

Якщо замінити у виразі (9) ΔV_{t1} його значенням за (8), то

$$p_{1\max} = \frac{E_{\text{пр}}}{V_0} (Q_H t_1 - F h_1) + p_{\text{ц.п.}} \quad (10)$$

Після підстановки виразу для t_1 із (4) та h_1 за (7) із (10) виходить

$$p_{1\max} = p_{\text{ц.п.}} + \frac{Q_H}{F} \sqrt{\frac{m E_{\text{пр}}}{V_0}}. \quad (11)$$

Підстановка останнього виразу для $p_{1\max}$ у вирази (4) та (7) дає:

$$t_1 = \frac{2}{F} \sqrt{\frac{m V_0}{E_{\text{пр}}}}; \quad (12)$$

$$h_1 = \frac{Q_H}{F^2} \sqrt{\frac{m V_0}{E_{\text{пр}}}}. \quad (13)$$

Вирази (11), (12) та (13) дозволяють охарактеризувати у першому наближенні динаміку початку ходу ударної маси гідропривода молота угору і отримати інформацію про працездатність приводу.

Розглянуті енергетичні залежності можуть бути використані під час створення інженерних методик розрахунку гідроприводів молотів, зокрема молотів для занурювання паль.

Література

1. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. М.: Машиностроение, 1974. — 184 с.
2. Иванов М. Е., Матвеев И. Б., Искович-Лотоцкий Р.Д. и др. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин. М.: Машиностроение, 1977. — 174 с.
3. Искович-Лотоцкий Р.Д., Левицкий Р.Г., Пішенін В.О. Аналіз робочого циклу гідроприводу молотів для заглиблення паль // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. — Донецк: ДонНТУ, 2004. Вып. 28. — С 55 – 61.