

Пишенін В. О.

ГІДРОПРИВОДИ МОЛОТІВ З АВТОМАТОМ РЕВЕРСА

Запропонована принципова схема гідроприводів молотів для застосування в технологічних машинах різного призначення й математична модель апаратури керування такими приводами.

The circuit diagram of hydraulic actuators of hammers for application in technological cars of different function and mathematical model of equipment of management is offered.

В гідравлічних приводах молотів поширене використання одноциклових гідроаккумуляторів та клапанів-пульсаторів [1, 2, 3]. Це обумовлено, в основному, простотою конструкції апаратури автоматичного керування робочим циклом, що дозволяє використання гідравлічних приводів ударної дії в технологічних машинах різноманітних галузей у тому числі для мобільних машин. Багатоциклові гідроаккумулятори використовуються лише в стаціонарних потужних молотах в гідроприводах яких складна і громіздка апаратура керування.

Гідроприводи з одноцикловими гідроаккумуляторами мають основний суттєвий недолік – це значна пульсація робочого тиску, що великою мірою погіршує надійність та зменшує ресурс насосів.

Створення спеціальної гідроапаратури керування для захисту насосів від пульсуючого тиску [4] приводить до появи втрат енергії багатоциклового гідроаккумулятора на перехідних процесах перемикачання такої апаратури.

Одним із перспективних напрямків вирішення задачі захисту насосів в гідроприводах ударної дії від пульсуючого тиску без додаткових втрат енергії багатоциклового гідроаккумулятора є створення схем апаратури керування такими приводами на основі автомата реверса [5, 6, 7, 8, 9].

Один із варіантів такої схеми показано на рис. 1. Гідропривід молота з автоматом реверса містить два гідроаккумулятори. Один гідроаккумулятор заряджений рідиною високого (робочого) тиску багатоцикловий, який з'єднаний із насосом, а другий може бути одноцикловий, який заряджається рідиною низького (підпірного) тиску що створюється підпірним клапаном.

Автомат реверса складається із двох основних елементів. Це розподільник та перемикач розподільника. Крім того в автоматі реверса встановлено два перепускних зворотних клапани та два зворотних клапани підживлення автомата реверса робочою рідиною.

Перемикач розподільника виконано у вигляді двох співвісно розташованих плунжерів, з'єднаних з підпружиненим з обох сторін поршнем, які фіксують його у середньому положенні. Розподільник автомата реверса виконано у вигляді циліндричного золотника, торцьові порожнини якого сполучені з торцьовими порожнинами плунжерів перемикача. Автомат реверса має п'ять виводів для під'єднання до гідролінії привода. Два виводи з'єднуються із напірною магістраллю привода один зі зливною, а два під'єднуються до дроселя в одному із каналів (трубопроводів) що ведуть до однієї із порожнин робочого гідроциліндра. В якості дроселя в окремих випадках може слугувати просто ділянка трубопроводу до порожнини робочого гідро циліндра.

Під'єднання перемикача розподільника до дроселя здійснюється через клапани керування, які спрацьовують від перепаду тиску на дроселі (гідравлічному опорі трубопроводу). Пряме спрацювання при більшому перепаді тиску, а зворотне – при меншому.

На початку робочого циклу відкривається подача робочої рідини від гідроаккумулятора високого тиску. При цьому початкове положення розподільника таке, що з'єднує поршневу порожнину робочого гідроциліндра з цим гідроаккумулятором. Починається прискорений рух поршня робочого гідроциліндра. Плунжери і поршень перемикача розподільника під перепадом тиску на дроселі зміщуються із середнього положення у праве, заряджаючись енергією для перемикачання розподільника на зворотний хід поршня робочого гідроциліндра. При цьому рідина із торцьової порожнини правого плунжера перемикача перетікає через верхній за схемою перепускний зворотний клапан у торцьову порожнину лівого плунжера. По досягненні певної швидкості маси поршня і штока робочого гідроциліндра і відповідного перепаду тиску на дроселі спрацьовує правий клапан керування і від'єднує перемикач розподільника від дроселя та з'єднує між собою порожнини перемикача розподільника. Поршень перемикача своїми пружинами повертається у середнє положення і перемикає розподільник на зворотний хід робочого гідроциліндра, з'єднуючи його поршневу порожнину зі зливною гідролінією. Поршнева порожнина робочого гідроциліндра у цей час поповнюється рідиною із

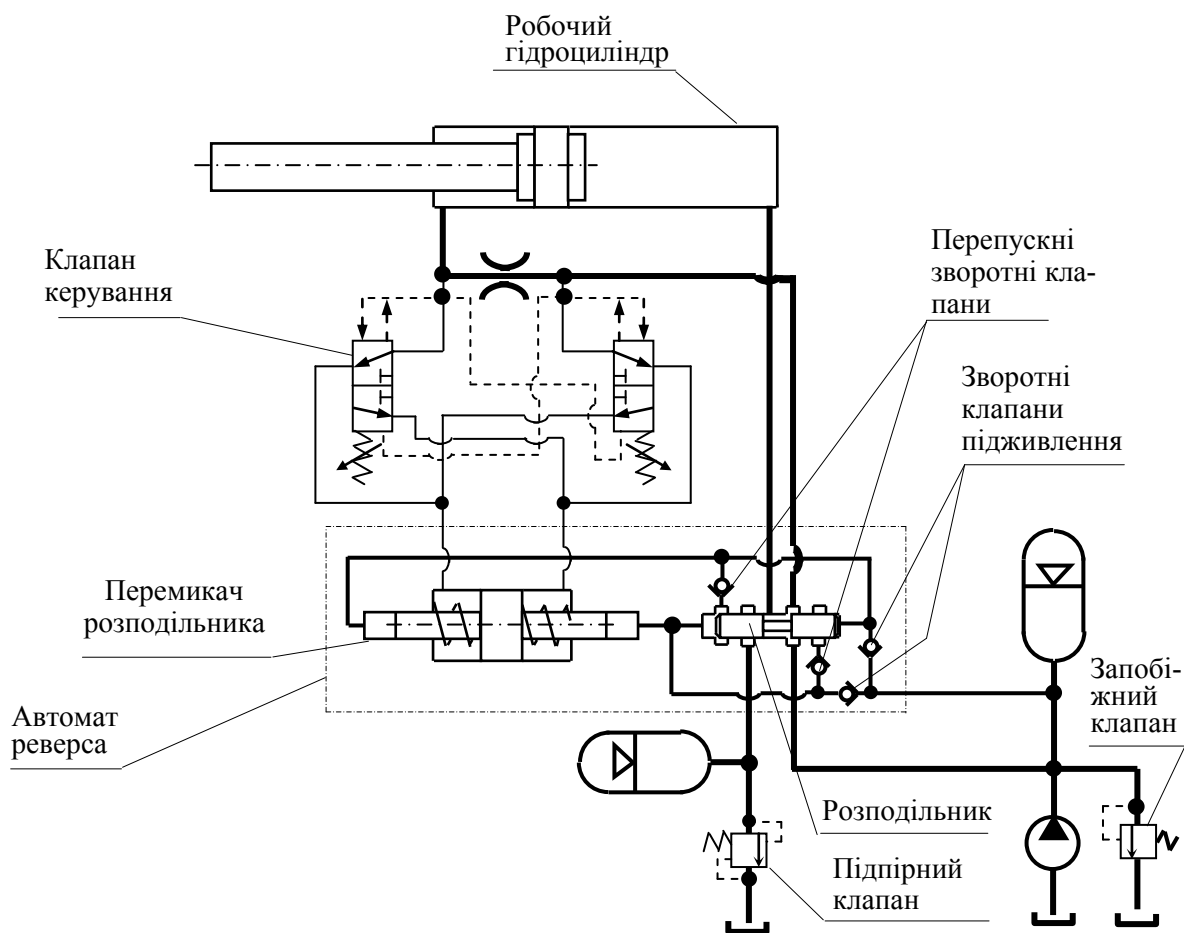


Рис. 1 — Схема гідропривода молота з автоматом реверса

гідроаккумулятора низького тиску що під'єднаний до зливної гідролінії. Поршень робочого гідроциліндра гальмується і з пониженням швидкості до значення, при якому перепад тиску на дроселі недостатній для утримання правого клапана керування, здійснюється повернення цього клапана керування у початковий стан.

Коли рух поршня робочого гідроциліндра припиняється (завдяки удару чи тиском робочої рідини від акумулятора високого тиску) починається його прискорений рух у зворот-

ному напрямку. Рідина із поршневої порожнини робочого гідроциліндра спочатку заряджає гідроаккумулятор низького тиску а потім відкриває підпирний клапан і зливається у бак. Перепад тиску на дроселі зміщує поршень перемикача розподільника із середнього положення у ліве, заряджаючи його енергією на наступне перемикання. При цьому рідина із торцьової порожнини лівого плунжера перемикача перетікає через нижній за схемою перепускний зворотний клапан у торцьову порожнину правого плунжера.

Коли швидкість прискореного зворотний руху досягне значення, при якому під дією перепаду тиску на дроселі спрацює лівий клапан керування, перемикач розподільника перемикає розподільник у початкове положення, рух мас поршня і штока робочого гідроциліндра гальмується і робочий цикл автоматичного зворотно-поступального руху поршня робочого гідроциліндра повторюється.

Для аналізу робочого циклу гідропривода молотів з автоматом реверса розроблена математична модель у першому наближенні, яка не враховує перехідні процеси в клапанах керування. Таке допущення прийнятне тому що частота робочих ходів робочої ланки молотів, а це маса поршня та штока робочого гідроциліндра із закріпленою на штоку бабою (із термінології кувальсько-пресового та будівельного технологічного обладнання, де так називають ударну масу молотів), як мінімум на декілька порядків менша власної частоти спрацьовування клапанів керування.

Так частота подвійних ходів штока робочого циліндра молотів складає від 0,2 до 2 ходів за секунду, а тривалість циклу перемикання клапана керування лежить у межах від 0,005 до 0,05 секунди.

З таких же причин вважається релейним спрацьовування зворотних клапанів автомата реверса та підпирного клапана зливної гідролінії привода.

Вважається, що зворотне спрацьовування перемикачів (у першому наближенні) відбувається при нульовій швидкості поршня робочого гідро циліндра.

Вважається що перетоки робочої рідини гідропривода відсутні в ущільненнях робочого гідро циліндра, тобто в ущільненнях його поршня та штока, оскільки там використовуються манжетні ущільнення, а не ущільнення зазором, як у перемикачеві та розподільнику автомата реверса. Тому перетоки робочої рідини гідропривода враховані лише в автоматі реверса.

Модель складається із наступних рівнянь. Рівняння динамічного балансу сил на штокові робочого гідроциліндру

$$-m\ddot{X}_{пр} - B_{рц}\dot{X}_{пр} - P_{трц}\text{sign}\dot{X}_{пр} + p_{рп}F_{пр} - p_{рш}F_{пш} = P_{тх} \cdot 1(\dot{X}_{пр}) \quad (1)$$

Обмеження руху штоку робочого гідроциліндра при цьому визначається як $0 \leq X_{пр} \leq H_{рц}$, де $H_{рц}$ — хід поршня робочого гідроциліндра.

Баланс витрат рідини в порожнинах робочого гідроциліндру описується рівняннями:

$$\beta(W_{оп} + F_{пр}X_{пр})\dot{p}_{рп} = Q_{п} - F_{пр}\dot{X}_{пр}; \quad (2)$$

$$\beta W_{нр}\dot{p}_{н} = Q_{а} + Q_{ш2} - (Q_{п} + Q_{\delta3}) \times 1(S + L_2 + X_p - X_{p3}) - Q_{\delta2} \quad (3)$$

$$\beta(W_{орш} - F_{пш}X_{пр})\dot{p}_{рш} = F_{рш}\dot{X}_{пр} - Q_{ш1} \quad (4)$$

де $W_{орп}$ та $W_{орш}$ — початкові об'єми порожнин робочого гідроциліндра (при $X_{пр}=0$).

Тиск в середньому каналі розподільника визначається рівнянням

$$p_{р3} = p_{н} \cdot 1(X_p + S + L_2 - X_{p3}) + p_{зл} \cdot 1(X_{p2} - (X_p + S + L_1)) + p_{рп} \cdot 1(X_{p3} - (X_p + S + L_2)) \times 1(X_{p2} - (X_p + S + L_1)). \quad (5)$$

Рівняння витоків рідини відносно порожнин робочого гідроциліндру [12, 13, 14], які входять в рівняння (2, 3, 4):

$$Q_{п} = f_{п} \sqrt{\frac{2|p_{3} - p_{пп}|}{\rho \xi_{п}}} \text{sign}(p_{3} - p_{пп});$$

$$Q_{ш2} = f_{ш2} \sqrt{\frac{2|p_{пш2} - p_{п}|}{\rho \xi_{ш2}}} \text{sign}(p_{пш2} - p_{п});$$

$$Q_{ш1} = f_{ш1} \sqrt{\frac{2|p_{пш} - p_{пш1}|}{\rho \xi_{ш1}}} \text{sign}(p_{пш} - p_{пш1});$$

$$Q_{\delta 2} = \pi D_{п} \left(\frac{(p_{п1} - p_{п2}) \delta_{п}^3}{12 \rho \nu l_2} + \frac{\delta_{п}}{2} \dot{X}_{п} \right);$$

$$Q_{\delta 3} = \pi D_{п} \left(\frac{(p_{п3} - p_{п3л}) \delta_{п}^3}{12 \rho \nu (X_{п} + S + L_1 - X_{п2})} - \frac{\delta_{п}}{2} \dot{X}_{п} \right).$$

Рівняння балансу сил, прикладених до поршня перемикача

$$-m_{п} \ddot{X}_{п} - B_{п} \dot{X}_{п} - P_{пш} \text{sign} \dot{X}_{п} + (p_{пш1} - p_{пш2}) F_{пш} + (p_{п1} - p_{п2}) F_{пш} =$$

$$= C_{п2} X_{п} \cdot 1 \left(X_{п} - \frac{H_{п}}{2} \right) - C_{п1} X_{п} \cdot 1 \left(\frac{H_{п}}{2} - X_{п} \right),$$

де $F_{пш} = \frac{\pi}{4} (D_{п}^2 - D_{ш}^2)$; $F_{шп} = \frac{\pi}{4} D_{ш}^2$; $D_{п}$ та $D_{ш}$ — діаметри відповідно поршня та штока перемикача.

Обмеження руху поршня перемикача: $0 \leq X_{п} \leq H_{п}$.

Коефіцієнт в'язкого тертя в перемикачеві [13, 14]

$$B_{п} = \left(\frac{1}{\delta_{п}} D_{п} l_{пш} + \frac{1}{\delta_{пш}} D_{п} (2h - H_{п}) \right) \rho \nu \pi.$$

Баланс витрат в порожнинах перемикача:

$$\beta (W_{ошп1} + F_{шп} X_{п}) \dot{p}_{п1} = Q_{пш1} + Q_{пш1} - F_{шп} \dot{X}_{п}; \quad (6)$$

$$\beta (W_{опп1} + F_{пш} X_{п}) \dot{p}_{пш1} = Q_{пш1} + Q_{д} - Q_{пш1} - Q_{пш} - F_{пш} \dot{X}_{п}; \quad (7)$$

$$\beta (W_{опп2} + F_{пш} X_{п}) \dot{p}_{пш2} = Q_{д} - Q_{ш2} - Q_{пш2} + Q_{пш} - F_{пш} \dot{X}_{п}; \quad (8)$$

$$\beta (W_{ошп2} - F_{шп} X_{п} - F_{п} X_{п}) \dot{p}_{п2} = F_{шп} \dot{X}_{п} + Q_{пш2} + Q_{п2} - Q_{пш} - F_{п} \dot{X}_{п}; \quad (9)$$

де $F_{п} = \frac{\pi}{4} D_{п}^2$; $W_{ошп1}$, $W_{опп1}$, $W_{опп2}$, $W_{ошп2}$ — початкові об'єми відповідних порожнин автомата реверса.

Витоки рідини в порожнинах перемикача, що у рівняннях (6, 7, 8):

$$Q_{пш1} = f_{пш1} \sqrt{\frac{2|p_{пш} - p_{пш1}|}{\rho \xi_{пш1}}} \text{sign}(p_{пш} - p_{пш1});$$

$$Q_d = f_d \sqrt{\frac{2|p_{m1} - p_{m2}|}{\rho \xi_d}} \text{sign}(p_{m1} - p_{m2}).$$

Перетоки рідини крізь щілини спряжень рухомих елементів автомата реверса, які враховуються у рівняннях (7, 8, 9).

$$Q_{m1} = \pi D_{ш} \left(\frac{(p_{m1} - p_{n1}) \delta_{ш}^3}{12 \rho \nu (h - X_n)} - \frac{\delta_{ш}}{2} \dot{X}_n \right);$$

$$Q_{m2} = \pi D_{ш} \left(\frac{(p_{m2} - p_{n2}) \delta_{ш}^3}{12 \rho \nu (h - H + X_n)} + \frac{\delta_{ш}}{2} \dot{X}_n \right);$$

$$Q_{m3} = \pi D_n \left(\frac{(p_{m1} - p_{m2}) \delta_n^3}{12 \rho \nu l_{m3}} + \frac{\delta_{m3}}{2} \dot{X}_n \right).$$

Витоки в розподільнику, що входять у рівняння (9):

$$Q_{p2} = f_{p2} \sqrt{\frac{2|p_{2n} - p_{n2}|}{\rho \xi_{p2}}} \text{sign}(p_{2n} - p_{n2});$$

$$Q_{1n} = \mu_{1n} \pi D_p (X_{p1} - X_p) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{n2} - p_{1n}|} \times \\ \times \text{sign}(p_{n2} - p_{1n}) \cdot \mathbf{1}(X_p - X_{p1}) + \pi D_p \left(\frac{(p_{n2} - p_{1n}) \delta_p^3}{12 \rho \nu (X_{p1} - S - X_p)} + \frac{\delta_p}{2} \dot{X}_p \right) \times \\ \times \mathbf{1}(X_{p1} - S - X_p).$$

Баланс сил, прикладених до розподільника

$$m_p \ddot{X}_p - B_p \dot{X}_p - P_{тр} \text{sign} \dot{X}_p + (p_{n2} - p_{p1}) F_p = 0,$$

$$\text{де } F_p = \frac{\pi}{4} D_p^2.$$

Обмеження руху розподільника $0 \leq X_p \leq H$. Коефіцієнт в'язкого тертя під час руху розподільника [13]

$$B_p = \frac{1}{\delta_p} (L_p - (L_2 - L_1) - l_\Sigma) D_p \rho \nu l,$$

де l_Σ — сумарна ширина розточок корпусу розподільника.

Баланс витрат рідини у порожнинах розподільника

$$\beta W_{1n} \dot{p}_{1n} = Q_{p2} - Q_1 - Q_{\delta 1};$$

$$\beta W_{1n} \dot{p}_{1n} = Q_1 + Q_{m31} - Q_{1p}; \quad (10)$$

$$\beta (W_{op1} - F_p X_p) \dot{p}_{p1} = Q_{1p} + Q_3 + F_p \dot{X}_p - Q_{2n} \beta (W_{op1} - F_p X_p) \dot{p}_{p1} = \\ = Q_{1p} + Q_3 + F_p \dot{X}_p - Q_{2n}; \quad (11)$$

$$\beta W_{2n} \dot{p}_{2n} = Q_{2n} + F_p \dot{X}_p \times (X_{p4} - (2S + L_p) - X_p) + Q_{\delta 2}; \quad (12)$$

де W_{op1} — початковий об'єм правої порожнини розподільника (при $X_p=0$).

Витоки в каналах розподільника для рівнянь (10, 11, 12) визначаються залежностями, де для зворотних клапанів: $C_1 \dots C_4$ — жорсткості пружин клапанів; $\Delta p_1 \dots \Delta p_4$ — тиск відкриття клапанів; $d_{c1} \dots d_{c4}$ — діаметри сідел клапанів; $\mu_1 \dots \mu_4$ — коефіцієнти витрат зворотних клапанів:

$$Q_1 = \mu_1 \frac{\pi^2}{4C_1} d_{c1}^3 (p_{1п} - p_{1н} - \Delta p_1) \times \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{1п} - p_{1н}|} \cdot \mathbf{1}(p_{1п} - p_{1н} - \Delta p_1);$$

$$Q_2 = \mu_2 \frac{\pi^2}{4C_2} d_{c2}^3 (p_{2п} - p_{2н} - \Delta p_2) \times \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{2п} - p_{2н}|} \cdot \mathbf{1}(p_{2п} - p_{2н} - \Delta p_2);$$

$$Q_3 = \mu_3 \frac{\pi^2}{4C_3} d_{c3}^3 (p_A - p_{p1} - \Delta p_3) \times \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_A - p_{p1}|} \cdot \mathbf{1}(p_A - p_{p1} - \Delta p_3);$$

$$Q_4 = \mu_4 \frac{\pi^2}{4C_4} d_{c4}^3 (p_A - p_{2н} - \Delta p_4) \times \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_A - p_{2н}|} \cdot \mathbf{1}(p_A - p_{2н} - \Delta p_4);$$

$$Q_{1p} = f_{p1} \sqrt{\frac{2|p_{1н} - p_{p1}|}{\rho \xi_{p1}}} \text{sign}(p_{1н} - p_{p1}).$$

Перетоки (входять до рівнянь 10 та 12) крізь зазори в спряженні розподільника з корпусом:

$$Q_{\delta 1} = \pi D_p \left(\frac{(p_{1п} - p_{3л}) \delta_p^3}{12\rho v_{l1}} + \frac{\delta_p}{2} \dot{X}_p \right);$$

$$Q_{2п} = \mu_{2п} \pi D_p (X_{p4} - S - L_p - X_p) \times \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{p1} - p_{2п}|} \text{sign}(p_{p1} - p_{2п}) \times \mathbf{1}(X_{p4} - S - L_p - X_p) +$$

$$+ \pi D_p \left(\frac{(p_{p1} - p_{2п}) \delta_p^3}{12\rho v (X_p + S + L_p - X_{p4})} - \frac{\delta_p}{2} \dot{X}_p \right) \times \mathbf{1}(X_p + S + L_p - X_{p4});$$

Виток рідини в зливну лінію:

$$Q_{3л} = Q_{\delta 1} + Q_{п} \cdot \mathbf{1}(X_{p2} - (X_p + S + L_1)) + Q_{\delta 3} \cdot \mathbf{1}(X + S + L_1 - X_{p2}).$$

Для виконання дослідження та розробки гідравлічних приводів за розглядуваною та її подібним схемам розроблено та налагоджується програма в системі програмування Turbo Pascal.

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., Пишенин В.А., Коц И.В. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин. — М.: Машиностроение, 1977. — 174 с.
3. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия. — Киев: Техніка, 1982. — 208 с.

4. Обертюх Р.Р., Искович-Лотоцкий Р.Д., Архипчук М.Р., Мовчанюк М.А. Гідроімпульсні приводи технологічних вібрмашин із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску // Вибрации в технике и технологиях – 1998. – №2(6). – С. 84-87.
5. А. с. 398766 СССР. Гидросистема / И. Б. Матвеев, Ю. А. Бочаров, В.А. Пишенин 2 с. ил. ;Опубл. 27.09.1973. Бюл. №38.
6. А. с. 431326 СССР. Гидросистема / И. Б. Матвеев, В. А. Пишенин 3 с. ил.; Опубл. 05.06.1974. Бюл. №21.
7. А. с. 487246 СССР. Гидросистема / И. Б. Матвеев, В. А. Пишенин 2 с. ил.; Опубл. 05.10.1975. Бюл. №37.
8. А. с. 564451 СССР. Система управления гидровинтовым пресс-молотом / И. Б. Матвеев, Ю. А. Бочаров, В. А. Пишенин 5с. ил.; Опубл. 05.07 1977 Бюл. №25.
9. А. с. 613848 СССР. Гидропривод молота / И. Б. Матвеев, В. А. Пишенин 3 с. ил.; Опубл. 05.07.1978. Бюл. №25.
10. Матвеев И.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. — М.: Машиностроение, 1974. — 184 с.
11. Иванов М.Е., Матвеев И.Б., Искович-Лотоцкий Р.Д., Пишенин В.А., Коц И.В. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин. — М.: Машиностроение, 1977. — 174 с.
12. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. — М.: Машиностроение, 1971. — 672 с.
13. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем, изд. 2-е. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.
14. Пишенин В.А. Моделирование и анализ на ЦВМ динамики гидропривода молота — В кн.: Эффективность и надежность человекомашинных систем принятия решений: Сб. науч. Тр. Киев: ИК АН УССР, 1983 — С. 61–67.
15. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. — 2-е изд., перераб. И доп. — М.: Машиностроение, 1988. — 512 с.