

УДК 62-82

DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2020.5/04>**Пилипенко С.С.**

ФДБОУ ВО «Норільський державний індустріальний інститут»

Потапенков О.П.

ФДБОУ ВО «Норільський державний індустріальний інститут»

Тарасов В.К.

Запорізький національний університет

Воденнікова О.С.

Запорізький національний університет

Воденнікова Л.В.

Запорізький державний медичний університет

Бабошко Д.Ю.

Криворізький національний університет

БАГАТОСТУПЕНЕВИЙ РЕДУКТОРНО-МУЛЬТИПЛІКАТОРНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВІД МАШИН

Розглянуто актуальне для машинобудування завдання підвищення ефективності роботи насосного мультипликаторного гідравлічного приводу машин. Проведено аналіз роботи простого насосного та насосно-акумуляторного приводів. Визначено можливості вдосконалення простого насосного приводу за рахунок зниження настановної потужності. Забезпечення постійного режиму роботи насоса можливе за таких умов: ступеневе або безперервне регулювання подачі насосів з урахуванням зміни навантаження; ступеневе регулювання робочого тиску насосів за збереження їх постійної подачі; зниження настановної потужності приводних електродвигунів за збереження максимальної настановної потужності насосів. Показана доцільність використання ступеневого регулювання робочого тиску насосів за збереження їх постійної подачі шляхом включення до складу приводу проміжного гідравлічного мультипликатора, який функціонує на ділянках високого навантаження (режимі мультиплікації), що дозволяє використовувати насоси низького тиску. На ділянках із низьким навантаженням (режимі редукування) пропонується розширити зону регулювання тиску. Режим редукування забезпечується використанням гідравлічного редуктора, який повторює конструкцію мультипликатора. Розглянуто доцільність використання багатоступінчастого приводу із блочним редуктором-мультипликатором. Запропонована схема приводу гідравлічного преса з чотирма ступенями тиску та швидкості, котра забезпечує додатковий ступінь тиску, за якого рідина в силовий циліндр подається від насосів безпосередньо, відповідно прес має більш широкий ступінь регулювання тиску та швидкості. Визначено умови ефективної роботи гідроприводу за різних ступенів редукації та мультиплікації, що дозволяє знизити встановлену потужність і збільшити коефіцієнт корисної дії пресу, підвищити термін служби гідроприводу внаслідок зниження нерівномірності навантаження насосів.

Ключові слова: насосний гідропривід, гідравлічний прес, редуктор-мультипликатор, режим редукування, режим мультиплікації.

Постановка проблеми. Сьогодні створення працездатних машин, які мають підвищену надійність і забезпечують безвідмовне функціонування у всіх експлуатаційних режимах, є актуальним напрямом досліджень у галузі машинобудування. Зокрема, підвищення надійності насосного гідроприводу можливе шляхом оптимізації конструкції, змінюючи в широкому діапазоні основні параметри агрегату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомо, що насосний гідропривід використовується у вигляді насосного безакумуляторного (простого насосного) та насосно-акумуляторного приводів [1]. Суттєвими перевагами простого насосного приводу є більш високий коефіцієнт корисної дії (ККД), простота конструкції й управління. Слід зазначити також і його

недоліки – велику настановну потужність і неповне використання потужності насосів і їхніх приводних електродвигунів [2].

Сьогодні серед робіт, присвячених удосконаленню конструкції гідравлічного пресу, підвищенню його продуктивності та ККД, слід виділити праці [3–7].

Питанню використання гідравлічного мультиплікатора в металорізальних станках присвячена робота [8]. Підвищення надійності роботи гідравлічних ножиць за рахунок забезпечення можливості вирівнювання траверси у її вихідне положення розглянуто у роботі [9].

Постановка завдання. Мета роботи – підвищити ефективність роботи насосного мультиплікаторного приводу за рахунок розширення зони регулювання тиску на ділянках із низьким навантаженням.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

- розширити зону регулювання тиску гідроприводу на ділянках із низьким навантаженням, використовуючи режим редукування;
- розробити та дослідити конструкцію дво-режимного насосного гідроприводу із застосуванням блочного редуктора-мультиплікатора;
- визначити умови ефективної роботи гідроприводу за різних ступенів редукації та мультиплікації.

Виклад основного матеріалу дослідження. Сьогодні основним напрямом удосконалення простого насосного приводу є зниження настановної потужності насосів [10]. Відомі способи вирішення цього завдання спрямовані на наближення режиму навантаження насосів до характеристики так званого «ідеального насоса», для якого добуток величин подачі насосів (Q_i) та тиску (P_i), що розвивається насосами, дорівнює постійній величині.

Серед основних напрямів вирішення цього завдання слід запропонувати:

- поетапне або безперервне регулювання подачі насосів з урахуванням зміни навантаження (тиску насосів);
- поетапне регулювання робочого тиску насосів за збереження їхньої постійної подачі;
- зниження настановної потужності приводних електродвигунів за збереження максимальної настановної потужності насосів.

Перевагою способів другого напрямку є те, що вони спираються на використання простого насоса постійної подачі, та найбільш цінним із них є варіант включення до складу приводу проміжного гідравлічного мультиплікатора, який

функціонує на ділянках високого навантаження (режимі мультиплікації), що дозволяє використовувати насоси низького тиску [11; 12].

У режимі, протилежному режиму мультиплікації, режимі редукування на ділянках із низьким навантаженням, пропонується розширити зону регулювання тиску. Режим редукування забезпечується використанням гідравлічного редуктора, який повторює конструкцію мультиплікатора.

Введення до складу простого насосного приводу двох режимів регулювання тиску (режиму мультиплікації та режиму редукування) робить його редукторно-мультиплікаторним, який у режимі мультиплікації забезпечує на ділянках високого навантаження зниження робочої швидкості та тиску насоса, а в режимі редукування на ділянці низького навантаження – підвищення робочої швидкості та тиску насоса [12; 13]. Вирівнювання величини тиску насоса на рівні, набагато меншому за максимальний рівень у силовому циліндрі ($P_n < P_n^{\max}$), за постійної подачі ($Q_n = \text{const}$) забезпечує зниження настановної потужності насоса.

Підвищення швидкості на ділянці редукування компенсує зниження швидкості на ділянці мультиплікації, що дозволяє зберегти тривалість робочого циклу [13–15].

Пропонується варіант багатоступінчастого редукторно-мультиплікаторного приводу із використанням блочного редуктора-мультиплікатора.

Для прикладу розглянемо привід гідравлічного преса з чотирма ступенями тиску і швидкості.

Гідравлічний прес (рис. 1) містить силовий циліндр 1, насосну станцію 2, гідравлічний редуктор-мультиплікатор 3 із вхідним плунжерним циліндром 4 і системою двовихідних плунжерних циліндрів 5 і 6. Плунжер вхідного циліндра діаметром D і плунжери вихідних циліндрів діаметром d_1 і d_2 тягами об'єднані до загального рухливого блоку 7, дотримується співвідношення $D > d_1 > d_2$ та $D^2 < d_1^2 + d_2^2$.

Система включає чотириходовий трипозиційний реверсивний золотник 8, входи якого окремо з'єднані з напірною та зливною магістралями насосної станції, а один із виходів – трубопроводом 9 із поворотною порожниною силового циліндра. Другий вихід реверсивного золотника з'єднаний із входом триходового двопозиційного золотника 10. Закритий вихід цього золотника трубопроводом 11 з'єднаний із робочою порожниною силового циліндра, а відкритий вихід – із вхідним циліндром 4. До всіх вихідних циліндрів редуктора-мультиплікатора підключені триходові двопозиційні золотники 12 і 13, закриті виходи цих золотників з'єднані зі

зливом, а відкриті виходи, трубопроводом 14 – із поршневою порожниною силового циліндра і трубопроводом 15 – із поворотною порожниною силового циліндра. На трубопроводі 14 встановлений нормально відкритий двоходовий двопозиційний відсічний золотник 16, а на трубопроводі 15 – нормально закритий двоходовий двопозиційний відсічний золотник 17.

При роботі гідравлічного преса робочий цикл преса відбувається при працюючих насосах станції та включає періоди холостого, робочого і зворотного ходу. Холостий хід починається з положення, за якого поршень силового циліндра займає крайнє ліве положення, а блок плунжерів редуктора-мультиплікатора – крайнє нижнє положення (за схемою). Для його здійснення реверсивний золотник займає позицію, за якої вхідний циліндр 4, через який перебуває у вихідній позиції золотник 10, з'єднується з напірною магістраллю насосної станції, а трубопровід 9 і поворотна порожнина силового циліндра – зі зливом. Рідина, яка надходить від насосної станції в циліндр 4, переміщує блок плунжерів 7 вгору (за схемою). Відбувається витіснення рідини з вихідних циліндрів 5 і 6, через що знаходяться в вихідних позиціях золотники 12 і 13 по трубопроводу 14 через відсічний золотник 16 в робочу порожнину силового циліндра 1. Поршень силового циліндра переміщується вправо (за схемою), витісняючи рідину з поворотної порожнини по трубопроводу 9 на злив. При прийнятому співвідношенні розмірів плунжерів циліндрів мультиплікатора ($D^2 < d_1^2 + d_2^2$) мультиплікатор функціонує як редуктор, що забезпечує підвищення швидкості поршня силового циліндра з одночасним підвищенням тиску в напірній магістралі (тиску, який розвивається насосами) відносно тиску в робочій порожнині силового циліндра, яке визначається зусиллям на штоку циліндра:

$$V_p = \frac{Q_n}{S_n \cdot K_p}, \quad (1)$$

$$P_{np} = \frac{P_u}{K_p} = \frac{R}{S_n \cdot K_p}, \quad (2)$$

де V_p – швидкість поршня, м/с; Q_n – подача насосів, м³/с; S_n – площа поршня, м²; P_{np} – тиск, що розвивається насосами, Н/м²; P_u – тиск

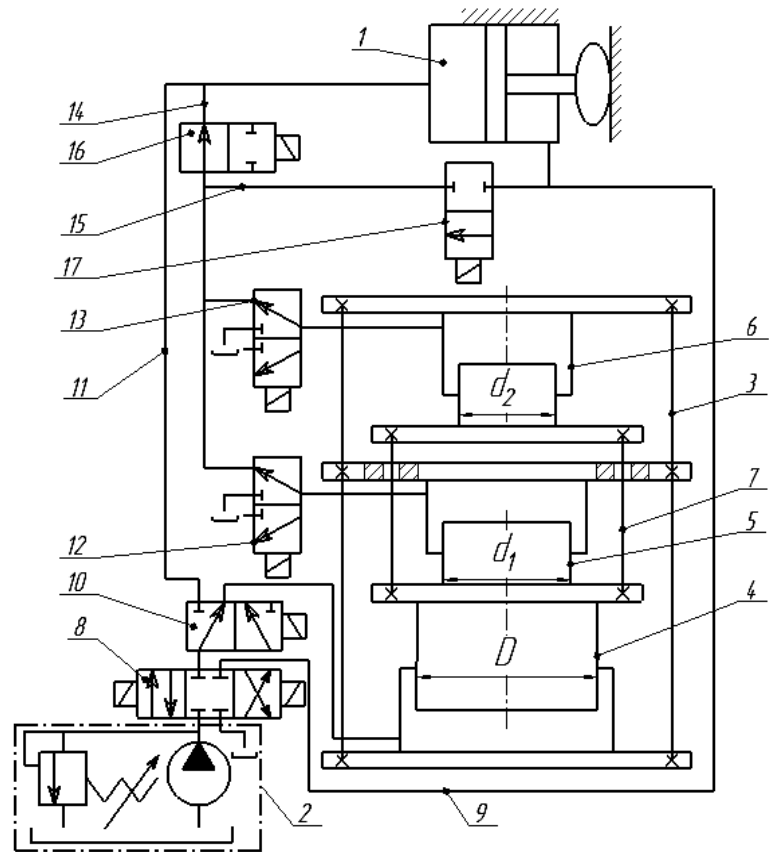


Рис. 1. Схема приводу гідравлічного преса з чотирма ступенями тиску і швидкості

у робочій порожнині силового циліндра, Н/м²; R – зусилля ходу, Н; K_p – коефіцієнт редукції на першому ступені редукування:

$$K_p = \frac{D^2}{d_1^2 + d_2^2}. \quad (3)$$

При дії технологічного зусилля на початку робочого ходу, коли тиск у робочій порожнині силового циліндра (P_u) менше за номінальний тиск ($P_{ном}$), золотник 10 займає позицію, за якої рідина від насосів по трубопроводу 11 надходить у робочу порожнину силового циліндра ($K_p = 1$).

Порівняно з режимом редукування відбувається зниження швидкості поршня за рівності тиску в робочій порожнині силового циліндра та тиску, що розвивається насосами, згідно з рівнянням:

$$V = \frac{Q_n}{S_n}, \quad (4)$$

$$P_u = P_u = \frac{R}{S_n}. \quad (5)$$

У міру подальшого зростання технологічного навантаження і тиску в силовому циліндрі до величини, що перевищує номінальний тиск

насосів ($P_u > P_{ном}$), золотник 10 перемикається у вихідну позицію, і вхідний циліндр редуктора-мультиплікатора знову підключається до напірної магістралі. Відповідно до прийнятих умов $d_1^2 < d_2^2 < D^2$ редуктор-мультиплікатор функціонує в мультиплікаторному режимі з перемиканням ступенів мультиплікації, що забезпечується відключенням одного вихідного циліндра від трубопроводу 14. Відбувається подальше зниження швидкості поршня і зниження тиску, який розвивається насосами, відносно тиску в робочій порожнині силового циліндра:

$$V_m = \frac{Q_n}{S_n \cdot K_m}, \quad (6)$$

$$P_n = P_{им} = \frac{P_u}{K_m} = \frac{R}{S_n}, \quad (7)$$

де K_m – коефіцієнт мультиплікації, м:

Перший менший ступінь мультиплікації за прийнятих умов дорівнює:

$$K_{M_2} = \frac{D^2}{d_2^2}, \quad (8)$$

відключається циліндр 6.

Другий великий ступінь мультиплікації дорівнює:

$$K_{M_2} = \frac{D^2}{d_1^2}, \quad (9)$$

відключається циліндр 5.

Відключення вихідних циліндрів здійснюється перемиканням золотників 13 і 12 відповідно.

При зворотному ході преса одночасно з поверненням поршня силового циліндра в початкове положення відбувається також повернення в початкове положення блоку плунжерів редуктора-мультиплікатора. Використовується рідина, що витісняється з робочої порожнини силового циліндра, яка заповнює порожнини вихідних циліндрів 5 і 6. Починається зворотний хід перемиканням реверсивного золотника 8 в позицію, за якої напірна магістраль насосної станції з'єднується з трубопроводом 9 і далі з поворотною порожниною силового циліндра, а силовий циліндр 4 редуктора-мультиплікатора через відкритий золотник 10 і реверсивний золотник – зі зливом. Поршень силового циліндра рухається вліво (за схемою), блок плунжерів 7 – вниз (за схемою), витісняючи рідину із вхідного циліндра 4 на злив. Обсяг рідини в робочій порожнині силового циліндра перед початком зворотного ходу може перевищувати обсяг вихідних циліндрів високого тиску мультиплікатора або бути меншим за цей обсяг. У першому випадку в крайнє нижнє положення (за схемою) виходить

блок плунжерів 7. Золотник 10 займає позицію, за якої трубопровід 11 з'єднується з реверсивним золотником. Поршень силового циліндра, продовжуючи рух вліво (за схемою), витісняє залишки рідини з робочої порожнини на злив по трубопроводу 11 через золотники 10 і 8. У другому випадку в крайнє ліве положення (за схемою) виходить поршень силового циліндра. Внаслідок цього буде вимкнено золотники 17 і 16, золотник 16 закриває трубопровід 14, золотник 17 відкриває трубопровід 15. Тепер рідина у вихідні циліндри редуктора-мультиплікатора надходить від насосної станції по трубопроводах 9 і 15 через відсічний золотник 17 і золотники 12 і 13. Виходом блоку плунжерів 7 редуктора-мультиплікатора у крайнє нижнє положення і поршня силового циліндра у крайнє ліве положення (за схемою) закінчується робочий цикл преса.

Сигнали на необхідне переключення електромагнітів золотників можна отримати від кінцевих перемикачів, які контролюють положення рухомих елементів преса і редуктора-мультиплікатора, а також від реле тиску [11; 16].

Загальна кількість (n) ступенів тиску, що забезпечується редуктором-мультиплікатором (ступені редукції та ступені мультиплікації), визначається числом вихідних циліндрів (m) зі співвідношення:

$$n = 2^m - 1. \quad (10)$$

Схема преса забезпечує також додаткову ступінь тиску, за якого рідина в силовий циліндр подається від насосів безпосередньо. Як наслідок, прес має чотири ступені тиску і швидкості [17].

Робота преса з декількома ступенями тиску і швидкості (в цьому випадку 4 ступеня) розширює технологічні можливості, наближає навантаження насосів до навантаження ідеального насоса, що дозволяє знизити встановлену потужність і підвищити коефіцієнт корисної дії преса.

Висновки. Проведено аналіз роботи діючих гідроприводів, зокрема простого насосного приводу та приводу з використанням акумуляторів. Показано доцільність використання ступеневого регулювання робочого тиску насосів при збереженні їх постійної подачі. Запропонована конструкція приводу з регулюванням режиму роботи шляхом включення до складу приводу проміжного гідравлічного мультиплікатора, який функціонує на ділянках високого навантаження. Встановлено можливість використання насосів низького тиску, тобто за рахунок використання гідравлічного редуктора забезпечується регулювання тиску і на ділянках із низьким наван-

таженням. Для промислового гідравлічного преса запропоновано гідропривід із чотирма ступенями тиску і швидкості. Визначено умови ефективної роботи гідроприводу за різних ступенів редукції

та мультиплікації, показано, що внаслідок зниження нерівномірності навантаження насосів підвищується термін служби гідроприводу і розширюються можливості технологічного процесу.

Список літератури:

1. А. с. СССР, М. Кл. В23D 15/24. Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц / Н.В. Становой, Л.Н. Кузьменко. № 979033; заявл. 09.07.80; опубл. 07.12.82, Бюл. № 45.
2. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода металлургических машин / А.П. Потапенков и др. *Известия вузов. Чёрная металлургия*. 2009. № 8. С. 54–59.
3. Гидравлический привод преса: пат № 2078640 РФ: МПК В21J 9/12, В30В 15/16 / Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М.; заявл. 08.08.1995; опубл. 10.05.1997.
4. Гидравлический привод подвижной траверсы преса: пат № 2468919 РФ: МПК В30В15/16, В21J9/12, В30В1/34 / Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М.; заявл. 15.08.2011; опубл. 10.12.2012.
5. Гидравлический привод преса: пат № 2043930 РФ: МПК В30В15/16 / Б.А. Лабковский; заявл. 12.11.1992; опубл. 20.09.1995.
6. Гидравлический пресс: пат № 2206456 РФ: МПК В30В15/16 / Потапенков А.П., Чернобай В.М., Миняков О.В.; заявл. 03.06.1999; опубл. 20.06.2003.
7. Гидропривод: пат № 2067225 Украина: МПК F15B11/08/ Салтан С.С., Оренбойм Б.Д.; заявл. 24.10.1991; опубл. 27.09.1996.
8. Гилязетдинова А.Ф. Использование гидравлического мультипликатора в металлорежущих станках. *Актуальные вопросы техники и технологии* : сборник материалов IV Международной заочной научно-практической конференции аспирантов, магистрантов и студентов. 2018. С. 409–411.
9. А. с. СССР, М. Кл. В23D 15/24, В26D 5/04. Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц / В.К. Викторов. № 902990; заявл. 30.06.80; опубл. 07.02.82, Бюл. № 5.
10. Гидравлический пресс: пат. № 2084348 РФ: В30В 15/24. Гидравлический пресс / А.П. Потапенков и др.; заявл. 23.03.95; опубл. 20.09.97, Бюл. № 5.
11. Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов. Москва : Машиностроение, 1975. 222 с.
12. Бочаров Ю.А., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. Москва : Высшая школа, 1969. 247 с.
13. Yulin Wu. *Vibration of Hydraulic Machinery*. Springer. 2015. P. 500.
14. Singal R.K. *Hydraulic Machines: Fluid Machinery*. International Publishing House. 2009. P. 328.
15. Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов. Москва : Машиностроение, 1975. 222 с.
16. Dr. Sadhu Singh. *Fluid Machinery (Hydraulic Machines)*. Khanna : Book Publishing, 2014. 550 p.
17. Разработка и исследование двухцилиндрового гидропривода металлургических машин / А. П. Потапенков и др. *Известия вузов. Чёрная металлургия*. 2011. № 2. С. 58–62.

Pilipenko S.S., Potapenkov A.P., Tarasov V.K., Vodennikova O.S., Vodennikova L.V., Babochko D.Yu. MULTILEGARY REDUCER-MULTIPLICATOR HYDRAULIC MACHINE DRIVE

The problem of increasing the efficiency of the pump multiplier hydraulic drive of machines, which is relevant for mechanical engineering, is considered. The analysis of operation of simple pump and pump-accumulator drives is carried out. The possibilities of simple pump drive improvement due to its decreasing in installation capacity are defined. Provision of pump's constant operation mode is possible under the following conditions: stage or continuous regulation of the pump supply considering the change in load; stage regulation of pump's operation pressure at preservation of their constant giving; reducing of the installation power of the drive motors while maintaining the maximum installation power of the pumps. The expediency of using stage regulation of working pressure of pumps while maintaining their constant supply by including in the drive an intermediate hydraulic multiplier, which operates in high load areas (multiplication mode), which allows the use of low pressure pumps. In areas with low load (reduction mode), it is proposed to expand the pressure control zone. The reduction mode is provided by the use of a hydraulic reducer, which structurally repeats the design of the multiplier. The expediency of using a multistage drive with a block reducer-multiplier is considered. Scheme of the hydraulic press drive with four pressure stages and speed that provides additional pressure stage is proposed. Moreover, applying it, the fluid is directly and respectively fed into the power cylinder from the pumps. Therefore, the press has a wider degree of pressure and speed control. The conditions of efficient operation of the hydraulic drive at different degrees of reduction and multiplication, which allows to reduce the installed capacity and increase the efficiency of the press and increase the service life of the hydraulic drive as a result of reducing uneven loading of pumps are determined.

Key words: pump hydraulic drive, hydraulic press, reducer-multiplier, reduction mode, multiplication mode.