

Разработка и исследование двухцилиндрового многоступенчатого насосного гидропривода технологических машин

А.П. Потапенков, С.С. Пилипенко ✉

Заполярный государственный университет им. Н.М. Федоровского, г. Норильск, Российская Федерация

✉pilipenko@norvuz.ru

Резюме

В статье представлен пятиступенчатый двухцилиндровый насосный редукторно-мультипликаторный гидропривод на базе простого сдвоенного редуктора и сдвоенного блочного редуктора-мультипликатора. Редуктор состоит из входного и двух равных выходных (дозировочных) цилиндров и обеспечивает редукторную ступень (увеличение скорости и давления насосов) при холостом ходе. Блочный редуктор-мультипликатор состоит из входного и двух пар (равных в паре и неравных между парами) выходных цилиндров и обеспечивает редукторную и две мультипликаторные ступени (снижение скорости и давления насосов) при рабочем ходе. Режим функционирования редуктора-мультипликатора обеспечивается сочетанием выходных цилиндров, подающих жидкость в силовые цилиндры, путем переключения части из них на слив. С этими четырьмя ступенями сочетается ступень подачи жидкости в силовые цилиндры через делитель потока (насосная ступень). Многоступенчатый привод целесообразно использовать при плавно возрастающей нагрузке на всей величине рабочего хода (операции осадки, вытяжки). Выполнен анализ последовательного сочетания пяти ступеней (редукторная при холостом ходе, редукторная, насосная и две мультипликаторные при рабочем ходе) для линейно возрастающей силовой нагрузки, которую определяют начальное давление P_0 и максимальное в конце рабочего хода P_{\max} . Анализ выполнен при условиях равенства давления и мощности насосов по ступеням и условию равенства времени прямого хода сравниваемых (простого и разработанного) приводов. Оценивается соотношение мощностей насосов. В результате исследования получены зависимости основных параметров разработанного привода, коэффициенты редукции и мультипликации. При принятых исходных данных возможно снижение давления и мощности насосов на 34–40 % (по сравнению с простым гидроприводом). В идеальном варианте полного использования мощности насосов это снижение составляет 39,5–46 %. Следующий вариант привода, исполненный только на базе сдвоенного блочного редуктора-мультипликатора обеспечивает четыре ступени. В работе анализируется последовательное сочетание редукторной, насосной и двух мультипликаторных ступеней. При этом редукторная ступень охватывает холостой ход и начальную часть рабочего хода. При сравнимых исходных данных этот вариант обеспечивает снижение давления и мощности насосов на 30–34 %, что на 4–6 % меньше по сравнению с пятиступенчатым приводом.

Ключевые слова

гидропривод, редуктор-мультипликатор, давление и мощность насосов, редукция, мультипликация

Для цитирования

Потапенков А.П. Разработка и исследование двухцилиндрового многоступенчатого насосного гидропривода технологических машин / А.П. Потапенков, С.С. Пилипенко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 2(74). – С. 47–56. – DOI 10.26731/1813-9108.2022.2(74).47-56.

Информация о статье

поступила в редакцию: 19.05.2022 г.; поступила после рецензирования: 24.06.2022 г.; принята к публикации: 27.06.2022 г.

Development and research of two-cylinder multi-stage pumping hydraulic drive of technological machines

A.P. Potapenkov, S.S. Pilipenko ✉

Polar Stat University named after N.M. Fedorovskii, Norilsk, the Russian Federation

✉pilipenko@norvuz.ru

Abstract

A five-stage two-cylinder pumping gear–multiplier hydraulic drive based on a simple dual gearbox and a dual block gearbox - multiplier is presented in the article. The gearbox consists of an input and two equal output (metering) cylinders and provides a gear stage (the speed and pressure of the pumps increases) at idle. The block reducer–multiplier consists of an input and two pairs (equal in a pair and unequal between pairs) of output cylinders and provides a reducer and two multipliers (the speed and pressure of pumps decreases) during the working stroke. The operation mode of the multiplier gearbox is provided by a combination of output cylinders supplying fluid to the power cylinders by switching part of them to drain. These four stages are combined with the stage of liquid supply to the power cylinders through the flow divider (pump stage). It is advisable to use a multi-stage drive with a smoothly increasing load on the entire value of the working stroke (operation of precipitation, extraction). The anal-

ysis is performed of a sequential combination of five stages (gear at idle, gear, pumping and two multipliers at working stroke) for a linearly increasing power load, which is determined by the pressure at the beginning of P_0 and the maximum at the end of the working stroke P_{\max} . The analysis was performed under the condition of equality of pressure and pump power by stages and the condition of equality of the forward running time of comparable (simple and developed) drives. The ratio of pump capacities is estimated. The dependences of the main parameters of the developed drive, reduction and multiplication coefficients are obtained. With the accepted initial data, it is possible to reduce the pressure and power of the pumps by 34–40% (as compared with a simple hydraulic drive). In the ideal case of full use of pump power, this reduction is 39,5 – 46%. The next version of the drive, executed only on the basis of a dual block multiplier gearbox, provides four stages. The analysis of the sequential combination of gear, pump and two multiplier stages is performed. Herewith, the gear stage covers the idling and the initial part of the working stroke. With comparable initial data, this option provides a reduction in pressure and pump power by 30 – 34%. This is 4–6% less compared to the five-speed drive.

Keywords

hydraulic drive, gear multiplier, pump pressure and power, reduction, animation

For citation

Potapenkov A.P., Pilipenko S.S. Razrabotka i issledovanie dvukhtsilindrovogo mnogostupenchatogo nasosnogo gidroprivoda tekhnologicheskikh mashin [Development and research of two-cylinder multi-stage pumping hydraulic drive of technological machines]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2022, no. 2(74), pp. 47–56. – DOI: 10.26731/1813-9108.2022.2(74).47-56.

Article info

Received: May 19, 2022; revised: June 24, 2022; accepted: June 27, 2022.

Введение

Простой и экономичный насосный гидропривод с насосами постоянной подачи широко используется в различных металлургических машинах [1–6]. Существенный недостаток таких приводов – значительная установочная мощность насосов [7–15]. Следовательно, основным направлением их совершенствования является снижение этой мощности. Достигается это, в частности, приближением режима нагружения насосов к характеристике так называемого «идеального» насоса, для которого $P_n, Q_n = \text{const}$, где P_n, Q_n – соответственно давление (напор) и подача насосов. При ступенчатом приближении эффективность решения этой задачи будет возрастать с увеличением числа ступеней.

Известен вариант использования режимов редуцирования и мультипликации для ступенчатого регулирования давления насосов при их постоянной подаче, что делает привод редукторно-мультипликаторным [9, 16–18]. Режим редуцирования на участках низкой нагрузки увеличивает давление насосов, на участках высокой нагрузки – снижает. Разработаны и исследованы двух- и трехступенчатые редукторно-мультипликаторные приводы [16–24]. При использовании сдвоенных редукторов и мультипликаторов (сдвоенных дозаторов) дополнительно решается задача синхронизации движения цилиндров двухцилиндрового силового блока [16].

Целью данной работы является разработка многоступенчатых двухцилиндровых реду-

торно-мультипликаторных гидроприводов машин и оценка их эффективности.

Состав и функционирование разработанных приводов

Разработана схема пятиступенчатого привода с двухцилиндровым силовым блоком на базе сдвоенных дозаторов (рис.1).

Привод включает силовой блок 1 в составе двух силовых 2 и двух возвратных 3 цилиндров; насосную станцию 4; простой сдвоенный редуктор 5 с входным 6 и двумя выходными 7 цилиндрами; сдвоенный блочный редуктор-мультипликатор 9 в составе входного цилиндра 10 и двух пар равных в паре и неравных между парами, выходных цилиндров 11 и 12. Система гидроаппаратов: реверсивный золотник 14; семь трехходовых двухпозиционных золотников переключения ступеней давления (15, 17, 29–33); восемь отсечных золотников (19, 20, 23–28); два делителя потока (16, 18).

Все ступени давления осуществляются при переключении золотника 14 в позицию прямого хода. Включением редуктора 5 при холостом ходе обеспечивается редукторная ступень. Жидкость от насоса через золотники 14, 17 и 29 подается во входной цилиндр 6 (D_p) и вытесняется двумя равными потоками из выходных цилиндров 7 (d_p) в силовые цилиндры. Коэффициент редукции:

$$K_p = D_p^2 / (2d_p^2) < 1. \quad (1)$$

При редуцировании скорость движения плунжеров силовых цилиндров V_p и давление насосов P_{np} определяются как

$$V_p = \frac{Q_n}{2F_n K_p} = \frac{V_n}{K_p}; P_{np} = \frac{R_n}{2F_n K_p} = \frac{P_n}{K_p}, \quad (2)$$

где $V_n = Q_n / (2F_n)$, $P_n = R / (2F_n)$ – скорость силовых цилиндров и давление насосов при соединении насосов непосредственно с силовыми цилиндрами; Q_n – подача насосов; R – силовая нагрузка; F_n – площадь цилиндров силового блока.

Включением редуктора-мультипликатора 9 обеспечиваются три ступени давления. Жидкость от насосов поступает во входной цилиндр

10 (D) и вытесняется, двумя равными потоками из выходных цилиндров 11 (d_1) и 12 (d_2). Степень редуцирования определяется соотношением диаметров плунжеров входного (D) и выходных (d_1 и d_2) цилиндров и числом выходных цилиндров, подающих жидкость в силовые цилиндры. Отключение выходных цилиндров от силовых и их соединение со сливом обеспечивается переключением соответствующих золотников (30–33) на вторую позицию.

Для всех случаев выполняется соотношение $D^2 > 2d_1^2 > 2d_2^2$. При этом последовательная раздельная подача жидкости из одной пары выходных цилиндров обеспечивает мультипликаторный режим с коэффициентами мультипли-

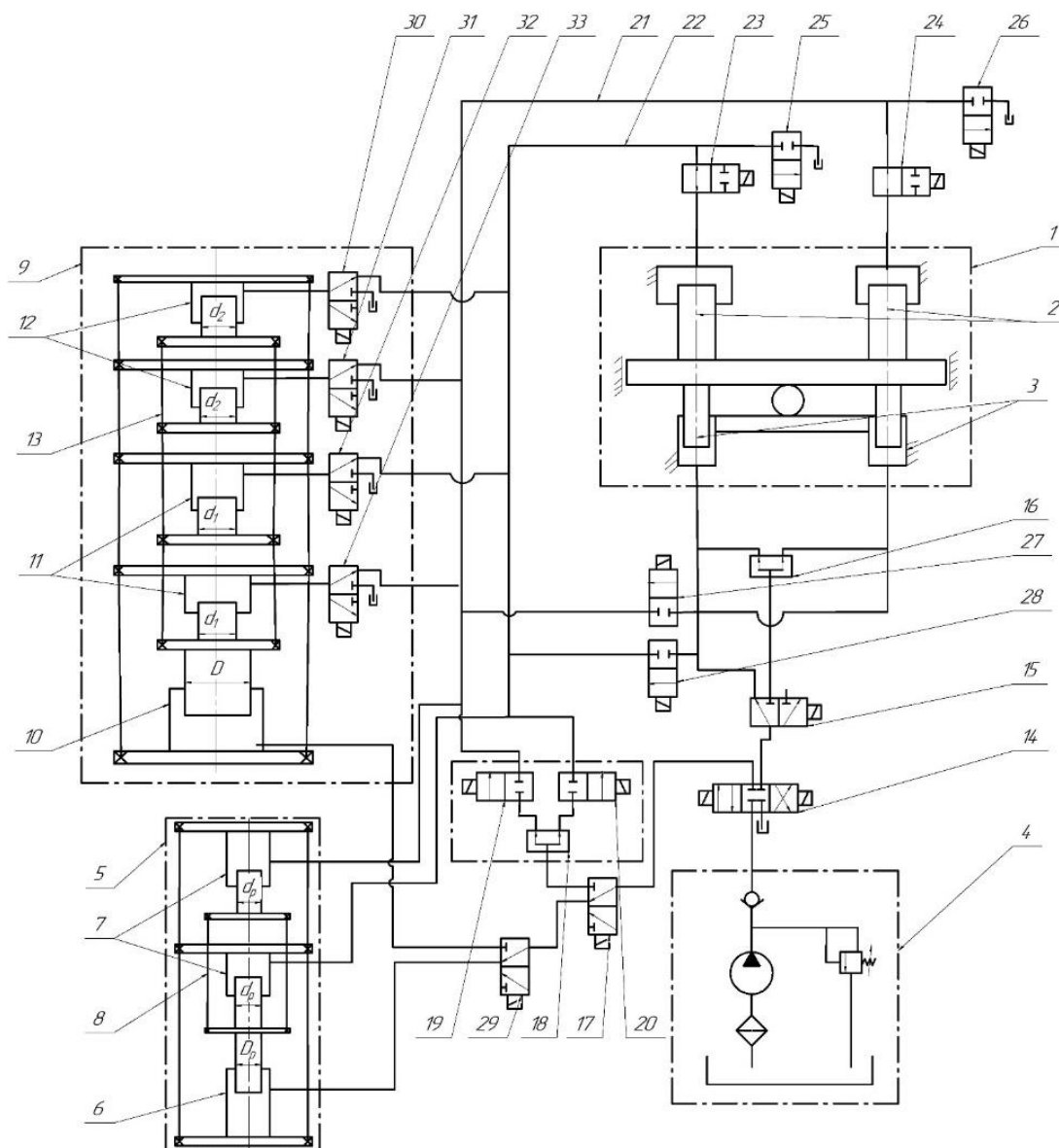


Рис. 1. Схема пятиступенчатого двухцилиндрового привода
Fig. 1. Scheme of a five stage two-cylinder drive

кации K_{M1} и K_{M2} ($K_{M1} < K_{M2}$):

$$K_{M1} = D^2/(2d_1^2); K_{M2} = D^2/(2d_2^2). \quad (3)$$

При подаче жидкости из всех выходных цилиндров может осуществляться редукторный или мультипликаторный режим с коэффициентом (K_{MP}):

$$K_{MP} = D^2/[2(d_1^2 + d_2^2)] \quad (4)$$

Мультипликаторный режим будет иметь место при $D^2 > 2(d_1^2 + d_2^2)$, при этом $1 < K_{MP} < K_{M1} < K_{M2}$; при $D^2 < 2(d_1^2 + d_2^2)$, будет иметь место редукторный режим и $K_p < K_{MP} < 1$.

При мультипликаторных режимах скорость движения силовых цилиндров V_M и давление насосов P_{HM} определяются как

$$V_M = \frac{Q_H}{2F_{II}K_M} = \frac{V_H}{K_M}; P_{HM} = \frac{R}{2F_{II}K_M} = \frac{P_H}{K_M}. \quad (5)$$

Схема обеспечивает также насосную ступень давления, при которой жидкость от насосов через золотники 14 и 17 подается на вход делителя потока 18 и далее двумя равными потоками в силовые цилиндры через золотники 19 и 20 после их переключения, скорость силовых цилиндров и давление насосов соответственно V_H и P_H (2).

В итоге привод может обеспечить при прямом ходе пять ступеней давления в двух вариантах. В обоих вариантах осуществляется редукторная ступень при холостом ходе (K_p) из выражения (1) с включением редуктора 5. При рабочем ходе в двух вариантах осуществляется насосная ступень и три ступени с включением редуктора-мультипликатора 9. В первом варианте последовательно осуществляются редукторная ступень (K_{MP}) (4), насосная и две мультипликаторные ступени (K_{M1} и K_{M2}) в соответствии с (3); во втором варианте – насосная ступень и три мультипликаторные ступени (K_{MP} ; K_{M1} ; K_{M2}).

Блочная компоновка цилиндров редуктора-мультипликатора определяет взаимозависимость коэффициентов (K_{MP} , K_{M1} и K_{M2}). С учетом (3) и (4):

$$K_{MP} = K_{M1} \cdot K_{M2} / (K_{M1} + K_{M2}). \quad (6)$$

Обратный ход осуществляется при переключении золотника 14 в позицию обратного хода. Жидкость от насосов поступает в возвратные цилиндры 3 через золотник 15 и вытесняется из силовых цилиндров 2 в выходные цилиндры 7 редуктора 5; жидкость из входного цилиндра 6 вытесняется на слив через золотники 29, 17 и 14. При выходе блока плунжеров 8 в

исходное положение переключается золотник 29. Жидкость из силовых цилиндров при этом перетекает в выходные цилиндры 11 и 12 редуктора-мультипликатора 9; жидкость из выходного цилиндра 10 также сливается через золотники 29, 17 и 14.

Объем жидкости в силовых цилиндрах в конце прямого хода может превышать объем жидкости, необходимый для зарядки редуктора и редуктора-мультипликатора, или может быть меньше этого объема. При первом соотношении объемов сначала в исходное положение выходит блок плунжеров 13 редуктора-мультипликатора; при втором соотношении – блок плунжеров силового блока. С учетом этого обратный ход заканчивается по одному из двух вариантов. При первом варианте открываются отсечные золотники 25 и 26 и переключается золотник 15; жидкость от насосов в возвратные цилиндры поступает через делитель потока 16 и остаток жидкости из силовых цилиндров сливается через золотники 25 и 26. При втором варианте открываются золотники 27 и 28 и закрываются золотники 23 и 24; жидкость от насосов через золотники 27 и 28 заполняет полости выходных цилиндров редуктора-мультипликатора, золотники 23 и 24 отсекают силовые цилиндры от напорной магистрали. Если исключить из состава рассмотренного привода сдвоенный простой редуктор 5 вместе с двухпозиционным трехходовым золотником 29, мы делаем его четырехступенчатым. При этом трубопровод, соединяющий золотники 17 и 29, мы подключаем к цилиндру 10 сдвоенного блочного редуктора-мультипликатора 9. Привод в этом варианте последовательно обеспечивает четыре ступени: редукторная, насосная, и две мультипликаторные.

Оценка эффективности пятиступенчатого привода

Силовые и кинематические параметры привода определяются графиком силового нагружения при прямом ходе и скоростным режимом в течение рабочего цикла, который состоит из прямого хода (холостой и рабочий ход) и обратного хода. Многоступенчатый привод целесообразно использовать при плавном возрастающей нагрузке на всей величине рабочего хода. Примерами такой нагрузки могут быть операции осадки, вытяжки [7]. Силовую

нагрузку в этом случае можно представить линейной зависимостью давления в силовых цилиндрах в функции от перемещения плунжеров силового блока $P = f(S)$ (рис. 2).

Линия этой зависимости проходит через точки начального давления P_0 и максимального давления P_{max} рабочего хода.

При примерном анализе привода рассмотрим более приемлемый первый вариант сочетания ступеней давления, при котором последовательно осуществляются редукторная ступень холостого хода и четыре ступени рабочего хода: редукторная, насосная и две мультипликаторные (рис.2).

Исходными условиями сравнительного анализа принимаем равенство мощностей на всех ступенях давления и равенство времени прямого хода при использовании данного при-

вода (t_2) и при использовании простого насосного привода (t_1). При этом оцениваем соотношение мощностей ($n = N_2 / N_1$) рассматриваемого привода (N_2) и простого привода (N_1). Эти условия:

$$\begin{aligned} N_2 = N_p = N_{pm} = N_n = N_{m1} = N_{m2}; \\ t_1 = t_2; \\ n = N_2 / N_1. \end{aligned} \quad (7)$$

Для универсальности результатов анализа введем параметры относительного перемещения ($a = S_x / S_n$ – ступень холостого хода; $a_p = S_{pm} / S_n$ – редукторная ступень рабочего хода; $c = S_n / S_n$ – насосная ступень; $d_1 = S_{m1} / S_n$, $d_2 = S_{m2} / S_n$ – мультипликаторные ступени) и относительной нагрузки ($b = P_x / P_{max}$ – давление холостого хода; $b_0 = P_0 / P_{max}$ – начальное давление рабочего хода; $b_n = P_n / P_{max}$ – максимальное давление насосной ступени

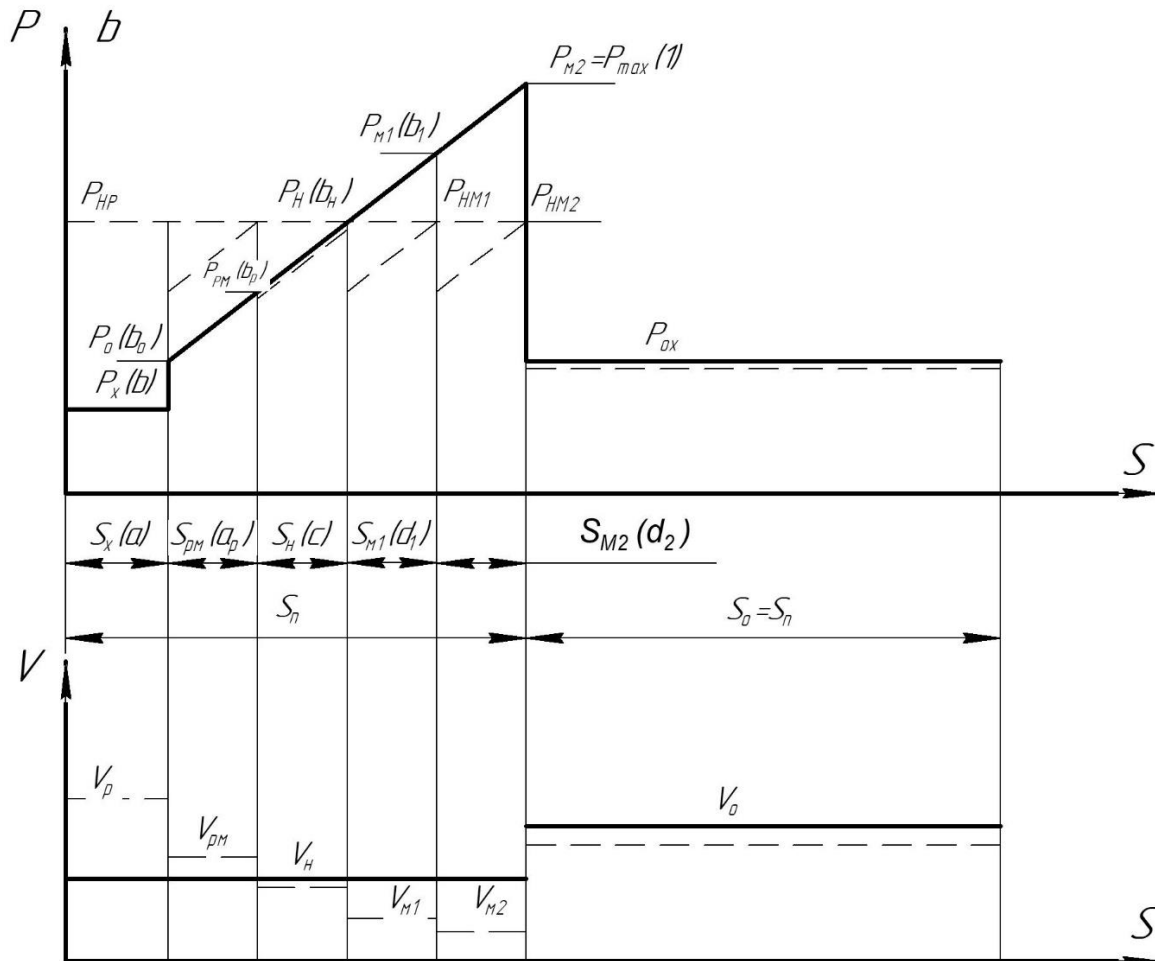


Рис. 2. Графики давления $P = f(S)$ и скорости $V = f(S)$ (сплошная линия для простого привода, пунктирная линия для редукторно-мультипликаторного привода (пятиступенчатого))

Fig. 2. Graphs of pressure $P = f(S)$ and velocity $V = f(S)$ (solid line is for the simple drive, dotted line is for gear-multiplier (five stage) drive)

(номинальное давление насосов); $b_1 = P_{M1} / P_{max}$ и $b_2 = P_{M2} / P_{max} = 1 -$ максимальное давление первой и второй мультипликаторных ступеней; $b_p = P_{PM} / P_{max}$ – максимальное давление редукторной ступени рабочего хода).

Для простого насосного привода давление насосов (P_H), мощность насосов (N_1), скорость прямого хода (V_H) и время прямого хода (t_1) определяются зависимостями:

$$P_H = \frac{R}{2S_H}; V_H = \frac{Q_H}{2S_H}; N_1 = P_{max} \cdot Q_H; t_1 = S_H / V_H \quad (8)$$

Для рассматриваемого привода с учетом (2) и (5) и принятых условий (7) следует:

$$N_2 = (P_x / K_p) \cdot Q_H = (P_{PM} / K_{PM}) \cdot Q_H = P_H Q_H = (P_{M1} / K_{M1}) \cdot Q_H = (P_{M2} / K_{M2}) \cdot Q_H$$

или в относительных величинах:

$$\frac{b}{K_p} = \frac{b_p}{K_{PM}} = b_H = \frac{b_1}{K_{M1}} = \frac{1}{K_{M2}} \quad (9)$$

$$\left(\begin{array}{l} K_p = b \cdot K_{M2}; K_{M1} = b_1 \cdot K_{M2}; \\ K_{PM} = b_p \cdot K_{M2}; 1 = b_H \cdot K_{M2} \end{array} \right)$$

С учетом взаимозависимости коэффициентов (6) и соотношения (9):

$$K_{PM} = \left(\frac{b_1}{1+b_1} \right) \cdot K_{M2}; b_p = \left(\frac{b_1}{1+b_1} \right). \quad (10)$$

С учетом графика скорости (см. рис. 2):

$$t_2 = (S_x / V_p) + (S_{PM} / V_{PM}) + (S_{M1} / V_{M1}) + (S_{M2} / V_{M2}) + (S_H / V_H).$$

В относительных величинах с учетом соотношений (2) и (5):

$$t_2 = (S_H / V_H) (ak_p + a_p k_{PM} + c + d_1 k_{M1} + d_2 k_{M2}) \quad (11)$$

При этом

$$\begin{aligned} (d_1 + d_2) &= (1 - a - a_p - c); \\ d_1 / d_2 &= k, d_1 = [k / (k + 1)] \cdot (1 - a - a_p - c); \\ d_2 &= [1 / (k + 1)] \cdot (1 - a - a_p - c), \end{aligned}$$

тогда, при $k_{M1} = b_1 k_{M2}$ из (9):

$$d_1 k_{M1} + d_2 k_{M2} = m \cdot (1 - a - a_p - c) \cdot k_{M2}, \quad (12)$$

где $m = (k \cdot b_1 + 1) / (k + 1)$; при $k = 1, m = (1 + b_1) / 2$.

С учетом зависимостей (8) и (11) равенство $t_1 = t_2$ преобразуется к виду:

$$a \cdot k_p + a_p \cdot k_{PM} + c + d_1 \cdot k_{M1} + d_2 \cdot k_{M2} = 1.$$

С учетом соотношений (9) и (12):

$$a \cdot b \cdot k_{M2} + a_p \cdot b_p \cdot k_{M2} + m \cdot (1 - a - a_p - c) \cdot k_{M2} = 1 - c.$$

Откуда:

$$K_{M2} = (1 - c) / [a \cdot b + a_p \cdot b_p + m \cdot (1 - a - a_p - c)], \quad (13)$$

$$k_{M1} = b_1 k_{M2}; k_{PM} = b_p k_{M2}; k_p = b k_{M2}.$$

Величину a_p определяют параметры принятого линейного графика $P = f(S)$ (см. рис.2) и величина b_p (10), а именно:

$$a_p = (1 - a) \cdot (b_p - b_0) / (1 - b_0). \quad (14)$$

Величину c при известных значениях a и a_p определяем из равенства давления насоса, соответствующего двум условиям: первое – точка b_H (p_H) находится на линии графика $P = f(S)$ (см. рис. 2), линия проходит через точки графика $P_0(b_0)$ и P_{max} (1); второе – давление P_H (b_H) определяет мультипликаторная ступень с коэффициентом K_{M2} (13), то есть $b_H = 1 / K_{M2}$. В итоге это равенство:

$$b_0 + [(1 - b_0) / (1 - a)] (a_p + c) = [a_p \cdot b_p + a \cdot b + m \cdot (1 - a - a_p - c)] / (1 - c).$$

Данное равенство преобразуется к виду $[c^2 - 2A c + B = 0]$

с решением $[c = A - \sqrt{A^2 - B}]$, где A и B – обобщенные параметры:

$$A = \{[(1 - a) (m - b_0)] / [2(1 - b_0)] + (1 - a_p) / 2\};$$

$$B = [(1 - a) / (1 - b_0)] \cdot$$

$$[a \cdot b + a_p \cdot b_p + m (1 - a - a_p) - b_0] - a_p,$$

при этом: b_p определяем по (10); m по (12); a_p по (14).

Для осуществления анализа с использованием полученных зависимостей необходимы исходные величины: a, b, b_0, b_1 .

Величины a, b и b_0 определяют технологический процесс и непосредственно принятый для анализа линейный график силовой нагрузки в относительных величинах давления и перемещения (см. рис. 2). В соответствии с этим графиком и принимаемым условием ($d_1 = d_2 = d$) величину b_1 определяет величина b_H как

$$b_1 = (1 + b_H) / 2 \quad (15)$$

В свою очередь минимальное значение величины b_H определяет величина площади рассматриваемого графика (F_r). А именно:

$$b_H = F_r = [(1 + b_0) \cdot (1 - a) / 2] + a \cdot b \quad (16)$$

или с учетом (15) и (16)

$$b_1 = [2 \cdot (1 + a \cdot b) + (1 + b_0) \cdot (1 - a)] / 4$$

В табл. 1 приведены результаты расчета параметров привода с использованием полученных зависимостей.

При принятых исходных данных снижение давления и мощности насосов (величина n) составляет 34–40 % (возрастает при увеличении холостого хода и незначительно снижается при повышении давления холостого хода).

Приведенная в табл. 1 величина $b_H = F_r$ также определяет номинальное давление и мощность насосов рассматриваемого привода. Поскольку эта величина рассчитана по площади графика силовой нагрузки в относительных величинах, она определяет идеальный вариант полного использования установочной мощности насосов. В этом случае

Таблица 1. Расчетные параметры пятиступенчатого привода
Table 1. Calculated parameters of the five stage drive

Исходные данные при $b_0 = 0,3$		Расчетные параметры									
b	a	$b_H = F_T$	b_1	b_p	a_p	C	K_{M2}	K_{M1}	K_{PM}	K_p	n
0,1	0,1	0,595	0,798	0,444	0,185	0,288	1,56	1,24	0,69	0,156	0,64
0,1	0,2	0,54	0,77	0,435	0,154	0,194	1,66	1,28	0,72	0,332	0,6
0,2	0,1	0,605	0,803	0,445	0,186	0,303	1,5	1,2	0,68	0,15	0,66
0,2	0,2	0,56	0,78	0,438	0,158	0,212	1,6	1,25	0,7	0,32	0,62

снижение мощности составляет 39,5–46%. Небольшая разность мощностей насосов рассматриваемого привода (величина n) и идеального (величина b_H) (5,5–6%) указывает на эффективность разработанного привода.

Оценка эффективности четырехступенчатого привода

Силовая нагрузка и условия сравнительного анализа данного привода соответствуют требованиям, принятым для пятиступенчатого привода по (7).

В рассмотренных примерах расчета параметров пятиступенчатого привода (см. табл. 1) расчетные величины b_p ($b_p = 0,435–0,445$), определяющие величину давления редукторной ступени, обеспечиваемой блочным редуктором-мультипликатором, значительно превышают реальные значения относительно давления холостого хода b ($b = 0,1–0,2$). С учетом этого зону редукторной ступени, исполняемую в данном случае редуктором-мультипликатором при холостом ходе, распространяем на начальную часть рабочего хода (рис. 3). Далее последовательно исполняются насосная и две мультипликаторные ступени. Для рассматриваемого привода с учетом (2), (5) и (7):

$$N_2 = \frac{P_{PM} \cdot Q_H}{K_{PM}} = Q_H \cdot P_H = \frac{P_{M1} \cdot Q_H}{K_{M1}} = \frac{P_{M2} \cdot Q_H}{K_{M2}}$$

или в относительных величинах:

$$\frac{b_p}{K_{PM}} = b_H = \frac{b_1}{K_{M1}} = \frac{1}{K_{M2}}, \quad (17)$$

($K_{PM} = b_p \cdot K_{M2}$; $K_{M1} = b_1$; $K_{M2} = 1 = b_H \cdot K_{H2}$).

На основании графика скорости (рис.3):

$$t_2 = \frac{S_P}{V_P} + \frac{S_H}{V_P} + \frac{S_{M1}}{V_{M1}} + \frac{S_{M2}}{V_{M2}}$$

или в относительных величинах, с учетом (2) и (5):

$$t_2 = \frac{S_H}{V_H} (a_p \cdot K_{PM} + c + d_1 \cdot K_{M1} + d_2 \cdot K_{M2}). \quad (18)$$

При этом $(d_1 + d_2) = (1 - a_p - c)$ и подобно (12):

$$d_1 \cdot K_{M1} + d_2 \cdot K_{M2} = m \cdot (1 - a_p - c) \cdot K_{M2}, \quad (19)$$

где $m = (1 + b_1) / 2$.

С учетом (8) и (18) $t_1 = t_2$ преобразуется к виду:

$$a_p \cdot K_{PM} + c + d_1 \cdot K_{M1} + d_2 \cdot K_{M2} = 1.$$

С учетом соотношений (17) и (19)

$$a_p \cdot b_p \cdot K_{M2} + m \cdot (1 - a_p - c) \cdot K_{M2} = 1 - c,$$

откуда:

$$K_{M2} = \frac{1 - c}{a_p \cdot b_p + m \cdot (1 - a_p - c)}. \quad (20)$$

Величину a_p определяют параметры принятого линейного графика $P = f(S)$ (рис. 3) и величин b_p (10), а именно:

$$a_p = \frac{b_p - b_0}{1 - b_0} (1 - a) + a. \quad (21)$$

Величину c при известной величине a_p определяем из равенства давления насоса, соответствующего двум условиям:

– точка $b_H(P_H)$ находится на линии графика $P = f(S)$ (рис. 3);

– значение $P_H(b_H)$ определяет мультипликаторная ступень с коэффициентом K_{M2} (20), т. е. $b_H = 1/K_{M2}$.

В итоге это равенство принимает вид:

$$\frac{(1 - b_0)}{(1 - a)} \cdot c + b_p = \frac{a_p \cdot b_p + m \cdot (1 - a_p - c)}{(1 - c)}.$$

Данное равенство преобразуется к уравнению вида $[c^2 - 2A + B = 0]$ с решением $c = A - \sqrt{A^2 - B}$, где A и B – обобщенные параметры:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \left[1 + \frac{(1 - a)}{(1 - b_0)} \cdot (m - b_p) \right];$$

$$B = \frac{(1 - a) \cdot (1 - a_p) \cdot (m - b_p)}{(1 - b_0)},$$

при этом m определяем по (12); b_p – по (10); a_p – по (21).

Необходимые исходные величины определяем аналогично пятиступенчатому приводе.

Величины a , b и b_0 определяют технологический процесс и непосредственно принятый для анализа линейный график силовой нагрузки

Таблица 2. Расчетные параметры четырехступенчатого привода
Table 2. Calculated parameters of the four stage drive

Исходные данные при $b_0 = 0,3$		Расчетные параметры								
b	a	$b_H = F_T$	b_1	b_D	a_D	C	K_{M2}	K_{M1}	K_{DM}	n
0,1	0,1	0,595	0,798	0,444	0,285	0,344	1,42	1,13	0,63	0,7
0,1	0,2	0,54	0,77	0,435	0,354	0,266	1,5	1,16	0,66	0,66
0,2	0,1	0,605	0,803	0,445	0,286	0,334	1,42	1,14	0,632	0,7
0,2	0,2	0,56	0,78	0,438	0,358	0,265	1,49	1,16	0,65	0,67

ки в относительных величинах (рис. 3). В соотношении с этим графиком и принятым условием ($d_1 = d_2 = d$) величину b_1 определяет величина b_H из (15), минимальное значение которой определяет, в свою очередь, величина площади рассматриваемого графика (F_T) (16).

В табл. 2. приведены результаты расчета параметров четырехступенчатого привода с использованием полученных зависимостей.

При принятых исходных данных снижение

давления и мощности насосов (величина n) составляет (30–34 %) (возрастает при увеличении холостого хода). Это на (4–6 %) меньше по сравнению с пятиступенчатым приводом, что логически оправдано.

Заключение

1. Разработана схема редукторно-мультипликаторного привода для обеспечения снижения рабочего давления и установочной мощ-

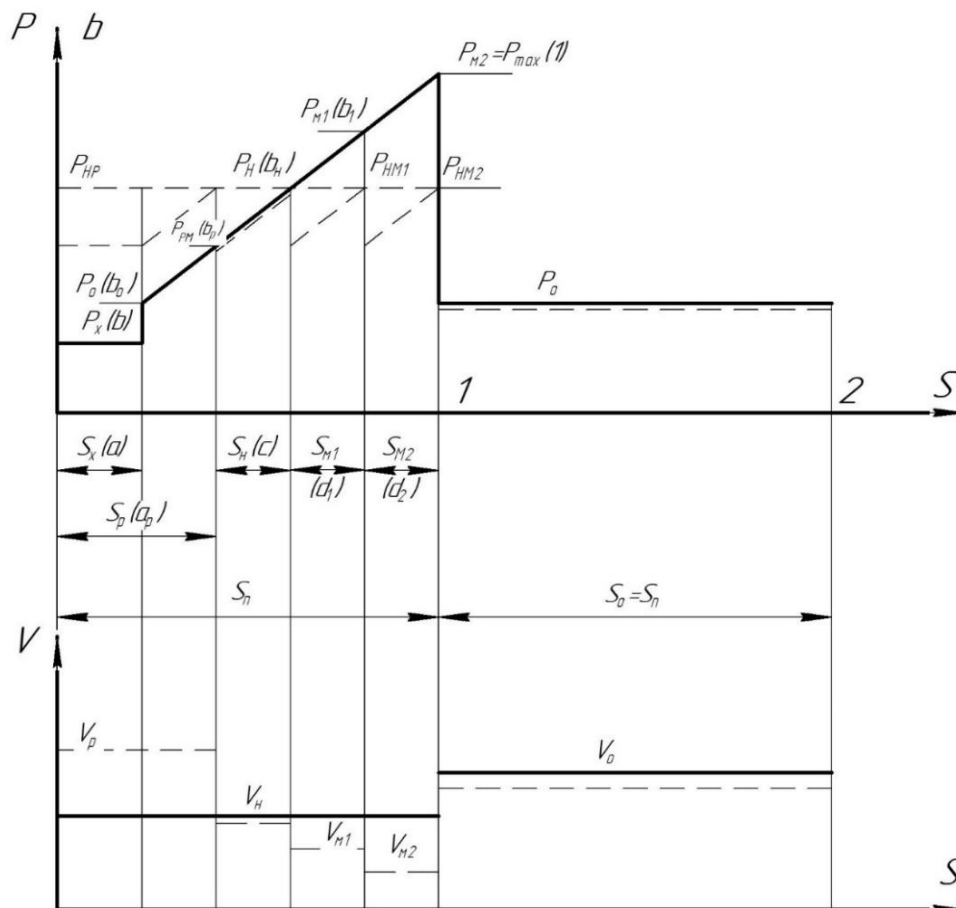


Рис. 3. Графики давления $P = f(S)$ и скорости $V = f(S)$
(сплошная линия для простого привода, пунктирная линия для редукторно-мультипликаторного привода (четырёхступенчатого))

Fig. 3. Graphs of pressure $P = f(S)$ and velocity $V = f(S)$
(solid line is for the simple drive, dotted line is for gear-multiplier (four stage) drive)

ности насосов технологических машин.

2. Проведена оценка эффективности работы многоступенчатых гидроприводов.

3. Установлена и представлена графически зависимость давления в силовых цилиндрах насосов от перемещения плунжеров силового блока.

4. Анализ работы пятиступенчатого привода показал снижение давления и мощности насосов на 34 % и более по сравнению с простым насосным приводом. При сравнимых исходных данных четырехступенчатый привод обеспечивает снижение этих параметров на 4–6 % меньше.

Список литературы

1. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. М. : Машиностроение, 1982. 423 с.
2. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро – и пневмоприводов. М. : Машиностроение, 1991. 384 с.
3. Гидравлика, гидромашин и гидропривод / Т.В. Артемьева, Т.М. Лысенко, А.П. Румянцев и др. М. : Академия, 2005. 336 с.
4. Akers A., Gassman M., Smith R. Hydraulic Power System Analysis. New York: Taylor and Francis, 2006. 400 p. DOI: [org/10.1201/9781420014587](https://doi.org/10.1201/9781420014587).
5. Bhandari V.B. Design of Machine Elements. Third edition. 3rd ed. Tata McGraw-Hill Education India Pvt. Ltd, 2012. P. 768–796.
6. Vibration of Hydraulic Machinery (Mechanisms and Machine Science. Vol. 11) / Yulin Wu, Shengcai Li, Shulong Liu et al., Springer, 2015. 500 p.
7. Бочаров Ю. А., Прокофьев В. Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин : М. : Высш. шк., 1969. 247 с.
8. Singal R.K., Singal M., Singal R. Hydraulic Machines: Fluid Machinery. International Publishing House, 2009. 328 p.
9. Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов. М. : Машиностроение, 1975. 222 с.
10. Singh Sadhu. Fluid Machinery: Hydraulic Machines. Khanna Book Publishing Co., 2014. 478 p.
11. Modi P.N., Seth S.M. Hydraulics and Fluid Mechanics Including Hydraulics Machines. Rajsons Publications Pvt. Ltd., 2015. 1406 p.
12. Rajput R.K. Fluid Mechdnics and Hydraulic Machines. New Delhi, 2008. 1558 p.
13. Jathar Avinash, Kushwaha Avinash, Singh Utkarsh, Kumar Subhash. Fabrication and Review of Hydraulic Heavy Sheet Metal Cutting machine // Journal of Emerging Technologies and Innovative Research (JETIR). 2016. Vol. 3. No. 4. P. 37 – 41.
14. Krantikumar K., Saikiran K.V.S.S., Sathish Jakkaju. Pneumatic Sheet Metal Cutting Machine // International Journal and Magazine of Engineering, Technology, Management and Research. 2016. Vol. 3. No. 3. P. 501 – 509.
15. Sermaraj M. Design and Fabrication of Pedal Operator Reciprocating Water Pump // Journal of Mechanical and Civil Engineering. 2013. Vol. 2. No. 1. P. 64 – 83.
16. Нехай С.М. Проектирование гидроприводов прессов. М. : Машгиз, 1963. 156 с.
17. Никоноров Л.В. Ножницы с редукторно-мультипликаторным приводом силового блока для резки листового проката наклонным ножом // Вестник машиностроения. 2008. № 4. С. 42-45.
18. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода металлургических машин / А.П. Потапенков, С.С. Пилипенко, Ю.Г. Серебренников и др. // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 2009. № 8. С. 54 – 59.
19. Салман М.И. Сравнение динамических характеристик гидравлических приводов при двух способах управления золотниковым распределителем // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. № 7. С. 43–48.
20. Пилипенко С.С., Байгузин М.Р., Потапенков А.П. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода с блочными дозаторами // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 2016. Т. 59. № 10. С. 720 – 725. DOI: [10.17073/0368-0797-2016-10-720-726](https://doi.org/10.17073/0368-0797-2016-10-720-726).
21. Пат. 2663028 Рос. Федерация. Гидравлическое установочное устройство / С.С. Пилипенко, Д.В. Дубров, А.П. Потапенков [и др.]. № 2016142256; заявл. 26.10.2016 ; опубл. 01.08.2018, Бюл. №22. 13 с.
22. Пат. 2667944 Рос. Федерация. Гидравлическое установочное устройство прокатного стана / С.С. Пилипенко, А.П. Потапенков, М.А. Перепелкин [и др.]. № 2016122719; заявл. 08.06.2016 ; опубл. 25.09.2018, Бюл. №27. 12 с.
23. Оценка возможности применения редукторного привода в трансмиссии геохода / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, В.И. Нестеров и др. // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2012. № 5 (93). С. 18-21.
24. Чехутская Н.Г. Применение манипуляторов с гидравлическим приводом в машинах различного технологического назначения // Агротехника и энергообеспечение. 2014. № 1 (1). С. 61–64.

References

1. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., Baibakov O.V., Kirillovskii Yu.L. Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic actuators]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 423 p.
2. Navrotskii K.L. Teoriya i proektirovanie gidro– i pnevmoprivodov [Theory and design of hydraulic and pneumatic actuators]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1991. 384 p.
3. Artem'eva T.V., Lysenko T.M., Rumyantseva A.N., Stesin S.P. Gidravlika, gidromashiny i gidroprivod [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic actuator]. Moscow: Akademiya Publ., 2005. 336 p.
4. Akers A., Gassman M., Smith R. Hydraulic Power System Analysis. New York: Taylor and Francis, 2006. 400 p. DOI: [org/10.1201/9781420014587](https://doi.org/10.1201/9781420014587).
5. Bhandari V.B. Design of Machine Elements. Third edition. 3rd ed. Tata McGraw-Hill Education India Pvt. Ltd, 2012. Pp. 768–796.

6. Vibration of Hydraulic Machinery (Mechanisms and Machine Science. Vol. 11) / Yulin Wu, Shengcai Li, Shulong Liu et al., Springer, 2015. 500 p.
7. Bocharov Yu.A., Prokof'ev V.N. Gidroprivod kuznechno-pressovykh mashin [Hydraulic actuator of forging and pressing machines]. Moscow: Vysshaya shkola, 1969. 247 p.
8. Singal R.K., Singal M., Singal R. Hydraulic Machines: Fluid Machinery. International Publishing House, 2009. 328 p.
9. Dobrinskii N.S. Gidravlicheskiy privod pressov [Hydraulic actuator of presses]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 222 p.
10. Singh Sadhu. Fluid Machinery: Hydraulic Machines. Khanna Book Publishing Co., 2014. 478 p.
11. Modi P.N., Seth S.M. Hydraulics and Fluid Mechanics Including Hydraulics Machines. Rajsons Publications Pvt. Ltd., 2015. 1406 p.
12. Rajput R.K. Fluid Mechanics and Hydraulic Machines. New Delhi, 2008. 1558 p.
13. Jathar Avinash, Kushwaha Avinash, Singh Utkarsh, Kumar Subhash. Fabrication and Review of Hydraulic Heavy Sheet Metal Cutting machine // Journal of Emerging Technologies and Innovative Research (JETIR), 2016, vol. 3, no. 4, pp. 37 – 41.
14. Krantikumar K., Saikiran K.V.S.S., Sathish Jakkoju. Pneumatic Sheet Metal Cutting Machine // International Journal and Magazine of Engineering, Technology, Management and Research, 2016, vol. 3, no. 3, pp. 501 – 509.
15. Sermaraj M. Design and Fabrication of Pedal Operator Reciprocating Water Pump // Journal of Mechanical and Civil Engineering, 2013, vol. 2, no. 1, pp. 64 – 83.
16. Nekhai S.M. Proektirovanie gidroprivodov pressov [Design of hydraulic actuators of presses]. Moscow: Mashgiz Publ., 1963. 156 p.
17. Nikonov L.V. Nozhnitsy s reduktorno-mul'tiplikatornym privodom silovogo bloka dlya rezki listovogo prokata naklonnym nozhom [Scissors with gear-multiplier actuator of the power unit for cutting sheet metal with an inclined knife]. *Vestnik mashinostroeniya* [Bulletin of mechanical engineering], 2008, no. 4, pp. 42–45.
18. Potapenkov A.P., Pilipenko S.S., Serebrennikov Yu.G., Stepanov S.M., Sosnovskaya L.V. Razrabotka i issledovanie gidravlicheskogo reduktorno-mul'tiplikatornogo privoda metallurgicheskikh mashin [Development and research of hydraulic gear-multiplier actuator of metallurgical machines]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Chernaya metallurgiya* [Bulletins of higher educational organizations. Ferrous metallurgy], 2009, no. 8, pp. 54 – 59.
19. Salman M.I. Savnienie dinamicheskikh kharakteristik gidravlicheskikh privodov pri dvukh sposobakh upravleniya zolotnikovym raspredelitelem [Comparison of dynamic characteristics of hydraulic actuators with two methods of control of the spool distributor]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Bulletins of High educational organizations. Mechanical engineering], 2013, no. 7, pp. 43–48.
20. Pilipenko S.S., Baiguzin M.R., Potapenkov A.P. Razrabotka i issledovanie gidravlicheskogo reduktorno-mul'tiplikatornogo privoda s blochnymi dozatorami [Development and research of a hydraulic gear-multiplier drive with block dispensers]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Chernaya metallurgiya* [Bulletins of higher educational organizations. Ferrous metallurgy], 2016, vol. 59, no. 10, pp. 720 – 725. DOI: 10.17073/0368-0797-2016-10-720-726.
21. Pilipenko S.S., Dubrov D.V., Potapenkov A.P., Perepelkin M.A., Kisel' A.A., Maslova A.T. Patent RU 2663028 C2, 01.08.2018.
22. Pilipenko S.S., Potapenkov A.P., Perepelkin M.A., Kisel' A.A., Pilipenko A.S. Patent RU 2667944 C2, 25.09.2018.
23. Aksenov V.V., Khoreshok A.A., Nesterov V.I., Blashchuk M.Yu. Otsenka vozmozhnosti primeneniya reduktornogo privoda v transmssii geokhoda [Evaluation of the possibility of using a gear drive in the geohod transmission]. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kuzbass State Technical University], 2012, no. 5(93), pp. 18–21.
24. Chekhutsкая N.G. Primenenie manipulyatorov s gidravlicheskim privodom v mashinakh razlichnogo tekhnologicheskogo naznacheniya [The use of manipulators with hydraulic drive in machines of various technological purposes]. *Agrotekhnika i energoobespechenie* [Agrotechnics and energy supply], 2014, no. 1 (1), pp. 61–64.

Информация об авторах

Потапенков Александр Петрович, д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры технологических машин и оборудования, Заполярный государственный университет им. Н.М. Федоровского, г. Норильск; e-mail: pilipenko@norvuz.ru.

Пилипенко Сергей Степанович, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой технологических машин и оборудования, Заполярный государственный университет им. Н.М. Федоровского, г. Норильск; e-mail: pilipenko@norvuz.ru.

Information about the authors

Alexander P. Potapenkov, Doctor of Engineering Science, Full Professor, Professor of the Department of Technological machines and equipment, Polar State University named after N.M. Fedorovskii, Noril'sk; e-mail: pilipenko@norvuz.ru.

Sergei S. Pilipenko, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Head of the Department of Technological machines and equipment, Polar State University named after N.M. Fedorovskii, Noril'sk; e-mail: pilipenko@norvuz.ru.