



Оригинальная статья

УДК 669.02.09:62-82

DOI 10.17073/0368-0797-2022-3-216-223



РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГOSTУПЕНЧАТОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕДУКТОРНО-МУЛЬТИПЛИКАТОРНОГО ПРИВОДА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

С. С. Пилипенко¹, А. П. Потапенков¹, А. И. Вакуленко¹, Я. Ю. Янко²

¹ Норильский государственный индустриальный институт (Россия, 663310, Красноярский край, Норильск, ул. 50 лет Октября, 7)

² ООО «НОРИЛЬСКИНЕЛЬРЕМОНТ» (Россия, 663319, Красноярский край, Норильск, ул. Орджоникидзе, 6-а)

Аннотация. В работе представлена разработка одного из решений снижения установочной мощности и повышения коэффициента полезного действия гидравлического насосного привода прессового оборудования большой мощности, используемого на металлургических заводах. Разработан и исследован многоступенчатый редукторно-мультипликаторный насосный гидропривод на базе блочного редуктора-мультипликатора. Плунжеры всех цилиндров образуют подвижный блок, цилиндры – неподвижный. Режим функционирования (редукция, мультипликация) обеспечивается сочетанием выходных цилиндров, подающих жидкость в силовой цилиндр, путем переключения части из них на слив. Представлен анализ четырехступенчатого привода с трехступенчатым редукторно-мультипликатором в сравнении с простым насосным приводом. Четырехступенчатый привод с двумя выходными цилиндрами обеспечивает редукторную и две мультипликаторные ступени, с которыми сочетается ступень подачи жидкости в силовой цилиндр напрямую от насосов (насосная ступень). Силовые и кинематические параметры привода определяются силовым нагружением при рабочем ходе и скоростным режимом в течении рабочего цикла: прямой (холостой и рабочий) и обратный ход. Многоступенчатый привод целесообразно использовать при плавно возрастающей нагрузке на всей величине рабочего хода (операции осадки, вытяжки). Выполнен анализ базового и дополнительного сочетания ступеней для линейно возрастающей силовой нагрузки, которую определяют давление в начале P_0 и максимальное давление в конце рабочего хода P_{max} . При базовом варианте последовательно сочетаются редукторная ступень (холостой ход), насосная и две мультипликаторные (рабочий ход). При дополнительном сочетании редукторная ступень перекрывает холостой ход и начальную часть рабочего хода. Анализ выполнен при условиях равенства давления и мощности насосов по ступеням и равенства времени прямого хода сравниваемых приводов. Проведена оценка соотношения мощностей насосов. Получены зависимости основных параметров разработанного привода, коэффициенты редукции и мультипликации. При принятых исходных данных возможно снижение давления и мощности насосов разработанного привода (по сравнению с простым) на 28 – 37 % при дополнительном сочетании ступеней (увеличивается с увеличением холостого хода). Для базового сочетания – на 5 – 9 % ниже (снижение больше при меньших величинах холостого хода). Использование дополнительного сочетания ограничивается соотношением $P_0/P_{max} \leq 0/4$.

Ключевые слова: гидропривод, редуктор-мультипликатор, давление, мощность, редукция, мультипликация

Для цитирования: Пилипенко С.С., Потапенков А.П., Вакуленко А.И., Янко Я.Ю. Разработка и исследование многоступенчатого гидравлического редукторно-мультипликаторного привода металлургических прессов // Известия вузов. Черная металлургия. 2022. Т. 65. № 3. С. 216–223. <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2022-3-216-223>

Original article

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF A MULTISTAGE HYDRAULIC GEAR-MULTIPLIER DRIVE FOR METALLURGICAL PRESSES

S. S. Pilipenko¹, A. P. Potapenkov¹, A. I. Vakulenko¹, Ya. Yu. Yanko²

¹ Norilsk State Industrial Institute (7 50 Let Oktyabrya Str., Norilsk, Krasnoyarsk Territory 663310, Russian Federation)

² LLC “NORILSKNIKELEREMONT” (6-a Ordzhonikidze Str., Norilsk, Krasnoyarsk Territory 663319, Russian Federation)

Abstract. The paper presents one of the solutions to reduce the installed power and increase efficiency of hydraulic pump drive of high power pressing equipment used in metallurgical plants. The authors have developed a multistage hydraulic drive based on a block gear-multiplier. Plungers of all cylinders form a movable block, the cylinders – a stationary one. The mode of operation (reduction, multiplication) is provided by a combination of output cylinders supplying fluid to the power cylinder by switching some of them to drain. Analysis of a four-stage drive with a three-stage multiplier gearbox is presented in comparison with a simple pump drive. A four-stage drive with two output cylinders provides a reduction gear and two multiplier

stages, with which a stage of fluid supply to the power cylinder directly from the pumps (pump stage) is combined. Power and kinematic parameters of the drive were determined by the power loading during the working stroke and speed mode during the working cycle (forward (idle and working stroke) and reverse stroke). It is advisable to use a multi-stage drive with a smoothly increasing load over the entire length of the working stroke (upsetting, drawing operations). Analysis of the basic and additional combination of stages for linearly increasing power load, which was determined by the pressure at the beginning of P_0 , and the maximum pressure at the end of the working stroke $P_{\max}$ was carried out. In the basic version, a gear stage (idle stroke), pump stage and two multiplier stages (working stroke) are sequentially combined. With an additional combination, the reduction stage covers idle stroke and initial part of the working stroke. Analysis was carried out under the condition of equality of pressure and power of the pumps in stages and the condition of equality of direct stroke time of the compared drives. The ratio of pump capacities was estimated. Dependences of the main parameters of the developed drive, reduction and multiplication factors were obtained. With the accepted initial data, it is possible to reduce the pressure and power of the developed drive pumps (in comparison with the simple one) by 28 – 37 % with an additional combination of stages (increases with an increase of an idle stroke). It is lower for the basic combination by 5 – 9 % (reduction is greater at lower idle stroke values). The use of an additional combination is limited by the ratio $P_0/P_{\max} \leq 0/4$.

Keywords: hydraulic drive, gear-multiplier, pressure, power, reduction, multiplication

For citation: Pilipenko S.S., Potapenkov A.P., Vakulenko A.I., Yanko Ya.Yu. Development and research of a multistage hydraulic gear-multiplier drive for metallurgical presses. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2022, vol. 65, no. 3, pp. 216–223. (In Russ.). <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2022-3-216-223>

В настоящее время на металлургических заводах, например, при прессовании профилей и труб используются прессы большой мощности с гидравлическим насосным приводом [1 – 6]. Существенным недостатком такого привода является значительная установочная мощность насосов [7 – 10]. Основное направление совершенствования приводов – снижение данного показателя. Достигается это, в частности, приближением режима нагружения насоса к характеристике так называемого «идеального» насоса, для которого $P_n Q_n = \text{const}$, где P_n – давление насосов; Q_n – подача насоса [7, 11 – 15]. При ступенчатом приближении эффективность решения этой задачи будет возрастать с увеличением числа ступеней.

Известен вариант использования для ступенчатого регулирования давления насосов при их постоянной подаче режимов мультипликации и редуцирования, что делает простой привод редукторно-мультипликаторным [9, 16, 17]. Режим мультипликации на участках высокой нагрузки снижает давление насосов и скорость, а режим редуцирования на участках низкой нагрузки увеличивает эти показатели [16, 17]. В настоящее время разработаны и исследованы двух- и трехступенчатый редукторно-мультипликаторные приводы [18, 19].

Для повышения эффективности работы редукторно-мультипликаторных приводов разработана конструкция многоступенчатого блочного редуктора-мультипликатора и на его основе – схемы многоступенчатых редукторно-мультипликаторных приводов [19, 20].

На рис. 1 приведена схема четырехступенчатого гидропривода на базе трехступенчатого блочного редуктора-мультипликатора. Привод включает силовой цилиндр 1; насосную станцию 2; реверсивный золотник 3; редукторно-мультипликаторный блок 4, состоящий из редуктора-мультипликатора 5 и двух переключающих золотников 9 и 10; золотник 6 переключения ступеней давления; два отсечных золотника 7, 8.

Все ступени давления осуществляются при переключении золотника 3 в позицию А (прямой ход).

На первой ступени давления (редукторная) жидкость от насоса через золотник 6 (в позиции А) поступает во входной цилиндр D редуктора-мультипликатора 5 и вытесняется из его выходных цилиндров d_1 и d_2 через

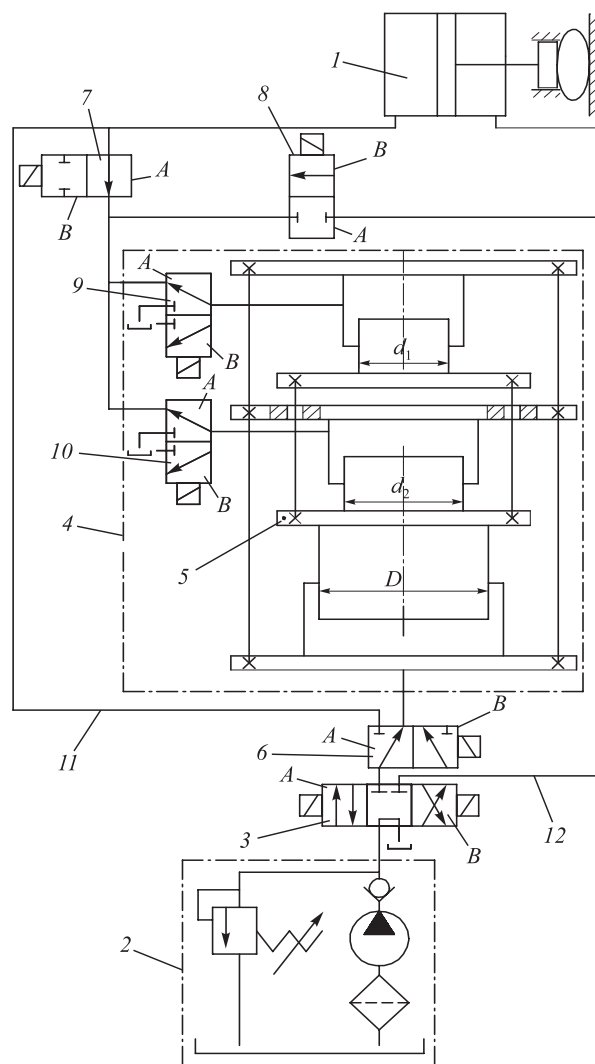


Рис. 1. Схема четырехступенчатого гидравлического привода

Fig. 1. Scheme of four-stage hydraulic drive

золотники 7, 9 и 10 (в позиции А) в поршневую полость силового цилиндра 1. Коэффициент редукции K_p при этом определяется как

$$K_p = \frac{D^2}{d_1^2 + d_2^2} < 1. \quad (1)$$

Скорость движения поршня силового цилиндра V_p и давление насоса $P_{нп}$ при этом составляют

$$V_p = \frac{Q_n}{S_n K_p} = \frac{V_n}{K_p}, \quad P_{нп} = \frac{P_x}{K_p},$$

где $V_n = \frac{Q_n}{S_n}$ – насосная скорость; P_x – давление в силовом цилиндре при холостом ходе.

На второй ступени (насосная) жидкость от насоса через золотник 6 (в позиции В) по трубопроводу 11 поступает в цилиндр 1. При этом скорость поршня V_n и давление насоса P_n .

Последующие две (третья и четвертая) мультипликаторные ступени осуществляются с использованием золотника 6 (в позиции А). Жидкость от насоса поступает во входной цилиндр D и вытесняется сначала из цилиндра d_2 ($d_2 > d_1$), а затем из цилиндра d_1 в силовой цилиндр. Соответственно сначала цилиндр d_1 , а затем цилиндр d_2 отключаются путем переключения золотников 9 и 10 в позицию В и последовательно обеспечивается мультипликаторный режим с коэффициентами мультипликации ($K_{м1}$ и $K_{м2}$):

$$K_{м1} = \frac{d_2^2}{D^2} \text{ и } K_{м2} = \frac{d_1^2}{D^2}. \quad (2)$$

Соответственно изменяются скорости $V_{м1}$, $V_{м2}$ и давление насоса $P_{нм1}$, $P_{нм2}$:

$$V_{м1} = \frac{V_n}{K_{м1}}, \quad V_{м2} = \frac{V_n}{K_{м2}}, \quad P_{нм1} = \frac{P_{м1}}{K_{м1}}, \quad P_{нм2} = \frac{P_{м2}}{K_{м2}},$$

где $P_{нм1}$, $P_{нм2}$ – максимальное давление в силовом цилиндре при осуществлении соответствующей мультипликаторной ступени.

Блочная компоновка цилиндров редуктора-мультипликатора определяет взаимозависимость коэффициентов K_p и K_m . С учетом (1) и (2)

$$K_p = \frac{K_{м1} K_{м2}}{K_{м1} + K_{м2}}. \quad (3)$$

Обратный ход осуществляется при переключении реверсивного золотника в позицию В. Жидкость от насоса поступает в штоковую полость силового цилиндра по трубопроводу 12 и перетекает из поршневой полости в выходные цилиндры d_1 и d_2 редуктора-мультипликатора. Жидкость из входного цилиндра D сливается через золотник 6 (в позиции А).

Объем жидкости в поршневой полости силового цилиндра в конце прямого хода (в начале обратного хода) может превышать объем выходных цилиндров редуктора-мультипликатора или может быть меньше этого объема. При первом соотношении объемов первым в исходное положение выходит блок плунжеров редуктора-мультипликатора, при втором соотношении – поршень силового цилиндра. С учетом этого обратный ход заканчивается по одному из двух вариантов:

– при первом варианте золотник 6 переключается в позицию В и остаток жидкости из силового цилиндра сливается по трубопроводу 11 через золотники 6 и 3;

– при втором варианте отсечные золотники 7 и 8 переключаются в позицию В, золотник 6 – в позицию А, жидкость от насоса через золотник 8 заполняет полости выходных цилиндров редуктора-мультипликатора, золотник 7 отсекает поршневую полость силового цилиндра от напорной магистрали.

Силовые и кинематические параметры привода определяются графиком силового нагружения при рабочем ходе и скоростным режимом в течение рабочего цикла, который состоит из прямого (холостой и рабочий ход) и обратного хода. Многоступенчатый привод целесообразно использовать при плавно 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 (рис. 2) давления в поршневой полости силового цилиндра от перемещения поршня $P = f(s)$. Кривая проходит через точки начального давления P_0 и максимального давления $P_{\max}$ рабочего хода.

Исследуем базовый вариант использования ступеней давления рассматриваемого привода: редукторная ступень – при холостом ходе; насосная и мультипликаторная ступени – последовательно при рабочем ходе (рис. 2).

Исходными условиями анализа работы привода принимаем равенство мощностей на всех ступенях давления и равенство времени прямого хода при использовании данного привода (t_2) и простого насосного привода (t_1). При этом оцениваем соотношение мощностей (n) простого (N_1) и рассматриваемого (N_2) приводов. Эти условия имеют следующий вид:

$$N_2 = N_p = N_n = N_{м1} = N_{м2}; \quad t_1 = t_2; \quad n = \frac{N_2}{N_1}. \quad (4)$$

Для универсальности результатов анализа введем параметры относительного перемещения $\left(a = \frac{S_x}{S_n} - \text{ступень холостого хода; } e = \frac{S_n}{S_n} - \text{насосная ступень; } d_1 = \frac{S_{м1}}{S_n}, d_2 = \frac{S_{м2}}{S_n} - \text{мультипликаторные ступени} \right)$ и от-

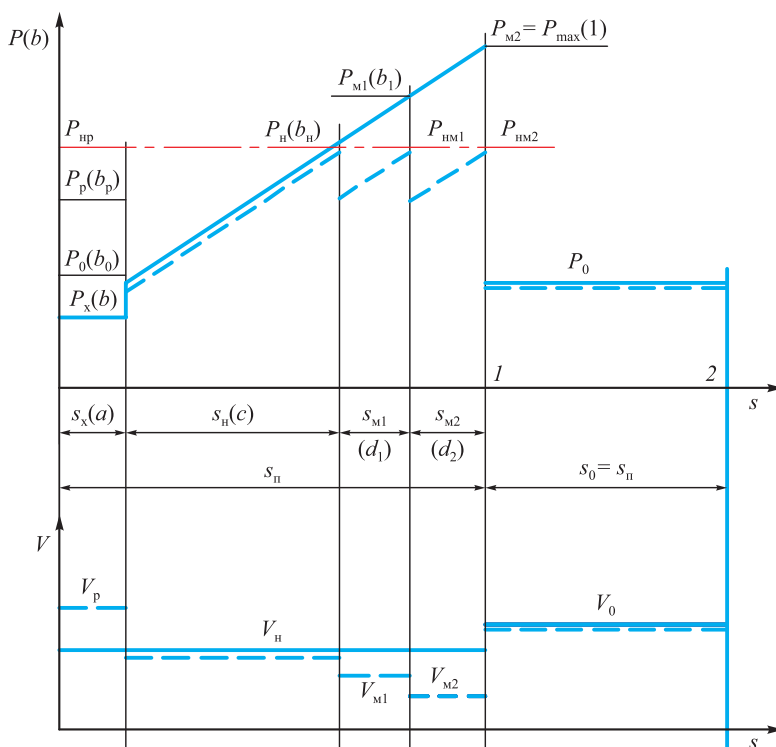


Рис. 2. График давления $P=f(s)$ и скорости $V=f(s)$ при базовом сочетании ступеней давления:
 — — простой привод; - - - - редукторно-мультипликаторный привод

Fig. 2. Graph of pressure $P=f(s)$ and speed $V=f(s)$ at basic combination of pressure stages:
 — — simple drive; - - - - gear-multiplier drive

носительной нагрузки $\left(b = \frac{P_x}{P_{\max}} \right)$ — давление холостого
 хода; $b_0 = \frac{P_0}{P_{\max}}$ — начальное давление рабочего хода;
 $b_h = \frac{P_h}{P_{\max}}$ — максимальное давление насосной ступени;
 $b_1 = \frac{P_{m1}}{P_{\max}}$ и $b_2 = \frac{P_{m2}}{P_{\max}}$ — максимальное давление первой
 и второй мультипликаторной ступени соответственно.

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 [1, 2]

$$P_h = \frac{R_p}{F_{\pi}}; N_1 = P_{\max} Q_h; V_h = \frac{Q_h}{F_{\pi}}; t_1 = \frac{s_{\pi}}{V_h}, \quad (5)$$

где R_p — рабочее усилие; F_{π} — площадь поршня; $P_{\max}$ — максимальное давление; Q_h — подача насосов; s_{π} — величина прямого хода.

При использовании рассматриваемого привода прямой ход происходит с четырьмя ступенями скорости и давления: редукторная ступень ($V_p; P_{np}$); насосная ступень ($V_h; P_h$); мультипликаторные ступени ($V_{m1}; P_{m1}; V_{m2}; P_{m2}$);

$$V_p = \frac{V_h}{K_p}; V_{m1} = \frac{V_h}{K_{m1}}; V_{m2} = \frac{V_h}{K_{m2}}; P_{np} = \frac{P_x}{K_p}; \quad (6)$$

$$P_h = P_p; P_{m1} = \frac{P_{m1}}{K_{m1}}; P_{m2} = \frac{P_{m2}}{K_{m2}}.$$

С учетом исходных условий (4) и приведенных выше соотношений (6) можно записать:

$$N_2 = \frac{P_x}{K_p} Q_h = P_h Q_h = \frac{P_{m1}}{K_{m1}} Q_h = \frac{P_{m2}}{K_{m2}} Q_h$$

или в относительных величинах

$$\frac{b}{K_p} = b_h = \frac{b_1}{K_{m1}} Q_h =$$

$$= \frac{1}{K_{m2}} \left(K_p = b K_{m2}; K_{m1} = b_1 K_{m2}; b_h = \frac{1}{K_{m2}} \right). \quad (7)$$

В соответствии с графиком скорости (рис. 2)

$$t_2 = \frac{s_x}{V_p} + \frac{s_h}{V_h} + \frac{s_{m1}}{V_{m1}} + \frac{s_{m2}}{V_{m2}}.$$

С учетом зависимостей (6) в относительных величинах можно записать:

$$t_2 = \frac{s_{\pi}}{V_h} (a K_p + c + d_1 K_{m1} + d_2 K_{m2}).$$

Таким образом, с учетом зависимости (5) из условия равенства $t_1 = t_2$ запишем:

$$aK_p + d_1K_{m1} + d_2K_{m2} = 1 - c. \quad (8)$$

Используя соотношения (7) преобразуем данное уравнение при следующем допущении: принимаем равенство мультипликаторных ступеней, т.е. $d_1 = d_2 = d$. Тогда при условии

$$d_1 + d_2 = (1 - a - c); \quad d = \frac{1 - a - c}{2} \quad (9)$$

и при условии

$$b_1 = \frac{b_n + 1}{2} = \frac{1 + K_{m2}}{2K_{m2}} \text{ и } K_{m1} = \frac{1 + K_{m2}}{2} \quad (10)$$

в итоге получаем

$$d_1K_{m1} + d_1K_{m2} = \frac{(1 - a - c) + 3(1 - a - c)K_{m2}}{4}. \quad (11)$$

Принимая во внимание (3) и (10)

$$K_p = \frac{1 + K_{m2}}{1 + 3K_{m2}} K_{m2}. \quad (12)$$

С учетом полученных соотношений (11) и (12) уравнение (8) примет вид:

$$\left[4a \frac{1 + K_{m2}}{1 + 3K_{m2}} + 3(1 - a) - 3c \right] K_{m2} = (3 + a) - 3c.$$

Для дальнейшего анализа упрощаем это уравнение

$$[4ab_p + 3(1 - a) - 3c]K_{m2} = (3 + a) - 3c, \quad (13)$$

где $b_p = \frac{1 + K_{m2}}{1 + 3K_{m2}}.$

Решение уравнения имеет вид:

$$K_{m2} = \frac{(3 + a) - 3c}{4ab_p + 3(1 - a) - 3c}, \quad (14)$$

при этом $K_{m1} = b_1K_{m2}, K_p = b_pK_{m2}.$

Величину a , входящую в расчетные зависимости, определяет рабочий процесс. Величину b_p назначаем ориентировочно (повторно уточняем). Первоначальное значение $b_p \approx 0,455$ (исходя из среднего возможного значения величины $K_{m2} \leq 1,5$). Возможные пределы $0,45 \leq b_p \leq 0,47$ при $0,3 \geq a \geq 0,1$.

Величину c_1 при известных значениях a и b_0 определяем из равенства номинального давления насоса, соответствующего двум условиям:

– точка давления находится на линии графика $P = f(s)$ (рис. 2, кривая проходит через точки $P_0(b_0)$ и $P_{max}(1)$);

– давление P_n определяет мультипликаторная ступень с коэффициентом K_{m2} , зависимость (6), т.е.

$$\frac{1}{K_{m2}} = b_0 + \frac{1 - b_0}{1 - a} c.$$

Преобразуя с учетом (14), получаем уравнение вида $c^2 - 2Ac + B = 0$, решение которого $c = A - \sqrt{A^2 - B}$, где

$$A = \frac{3 - a}{3}; \quad B = \frac{1 - a}{3(1 - b_0)} [4ab_p + 3(1 - a) - (3 + a)b_0]$$

обобщенные параметры.

В табл. 1 приведены результаты расчетов основных параметров рассматриваемого четырехступенчатого привода с базовым сочетанием ступеней. Расчеты показывают, что в приведенном сочетании исходных данных возможно снижение давления и установочной мощности насосов на 19 – 32 % по сравнению с простым насосным приводом. Степень снижения увеличивается с ростом величины холостого хода (увеличивается a) и незначительно – с уменьшением начального давления рабочего хода (величина b_0).

Т а б л и ц а 1

Результаты расчетов основных параметров четырехступенчатого привода с базовым сочетанием ступеней

Table 1. Calculation results of the main parameters of a four-stage drive with basic stages combination

Исходные данные			Расчетные параметры								
b_0	b	a	c	K_{m2}	K_{m1}	K_p	b_p	b_1	n	P_n	V_p
0,3	0,47	0,1	0,657	1,231	1,115	0,584	0,475	0,906	0,812	$0,81P_{max}$	$1,71V_n$
	0,46	0,2	0,506	1,346	1,173	0,626	0,465	0,871	0,743	$0,74P_{max}$	$1,60V_n$
	0,45	0,3	0,389	1,448	1,204	0,663	0,458	0,845	0,691	$0,69P_{max}$	$1,51V_n$
0,2	0,47	0,1	0,69	1,259	1,129	0,595	0,473	0,897	0,794	$0,79P_{max}$	$1,68V_n$
	0,46	0,2	0,535	1,371	1,185	0,636	0,464	0,864	0,729	$0,73P_{max}$	$1,57V_n$
	0,45	0,3	0,418	1,476	1,238	0,673	0,456	0,539	0,677	$0,68P_{max}$	$1,46V_n$

Расчетная величина b_p , определяющая относительную величину давления редукторной ступени, значительно превышает реальное относительное давления холостого хода ($b \approx 0,1 \div 0,2$ [9]), а также относительное начальное давление рабочего хода (b_0). С учетом этого, зону редукторной ступени, используемую при холостом ходе (рис. 2), можно расширить на начальную часть рабочего хода (дополнительное сочетание ступеней давления) (рис. 3).

При принятой линейной зависимости нагрузки рабочего хода относительная величина расширенной зоны редукторной ступени a_p (рис. 3) при известной величине b_p определяется следующим образом:

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

При известной величине a_p зависимость для расчета относительной величины мультипликаторных ступеней имеет вид $(d_1 + d_2) = 2d = (1 - a_p - c)$, т. е. обладает одинаковой структурой с базовым вариантом с заменой величины a на величину a_p (8). С учетом замен, уравнение (12) и его решение (13) справедливы и для данного сочетания ступеней давления. В итоге

$$K_{m2} = \frac{(3 + a_p) - 3c}{[4a_p b_p + 3(1 - a_p)] - 3c}.$$

Сохраняется и соотношение K_{m2} с коэффициентами K_p и K_{m1} .

Величину c , входящую в расчетные зависимости, при известном a_p также определяем из равенства номинального давления насосов, соответствующего двум условиям:

- точка давления находится на линии графика $P = f(s)$ (рис. 3);
- давление P_p определяет мультипликаторная ступень с коэффициентом K_{m2} (6):

$$\frac{1}{K_{m2}} = b_0 + \frac{1 - b_0}{1 - a} (a_p - a + c).$$

При преобразовании данного равенства получаем уравнение вида $c^2 - 2Ac + B = 0$ с решением $c = A - \sqrt{A^2 - B}$, где

$$A = 1 - \frac{a_p}{3};$$

$$B = \frac{[4a_p b_p - 3(1 - a_p)](1 - a)}{3(1 - b_0)} -$$

$$\frac{[b_0(1 - a) + (1 - b_0)(a_p - a)](3 + a_p)}{3(1 - b_0)}$$

обобщенные параметры.

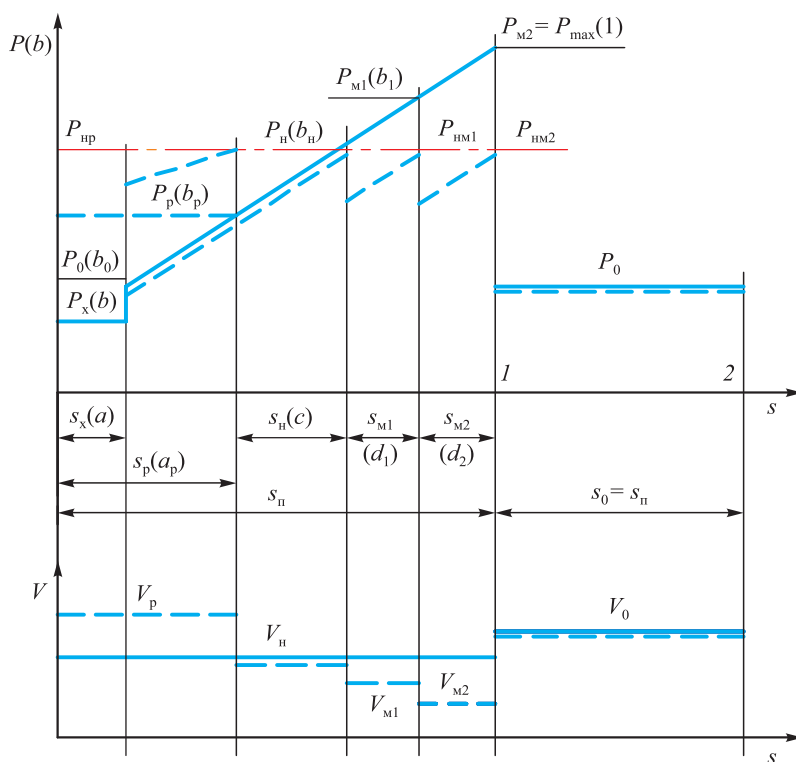


Рис. 3. График давления $P = f(s)$ и скорости $V = f(s)$ при дополнительном сочетании ступеней давления:
 — — простой привод; - - - редукторно-мультипликаторный привод

Fig. 3. Graph of pressure $P = f(s)$ and speed $V = f(s)$ at basic combination of pressure stages:
 — — simple drive; - - - gear-multiplier drive

Результаты расчетов основных параметров четырехступенчатого привода
с дополнительным сочетанием ступеней давления

Table 2. Calculation results of the main parameters of a four-stage drive with additional pressure stages combination

Исходные данные			Расчетные параметры									
b_0	b	a	a_p	c	K_{m2}	K_{m1}	K_p	b_p	b_l	n	P_n	V_p
0,3	0,470	0,1	0,319	0,313	1,396	1,198	0,644	0,462	0,858	0,716	$0,72P_{\max}$	$1,55V_n$
	0,460	0,2	0,383	0,255	1,460	1,230	0,668	0,457	0,842	0,685	$0,68P_{\max}$	$1,50V_n$
	0,450	0,3	0,45	0,202	1,530	1,265	0,692	0,452	0,827	0,654	$0,65P_{\max}$	$1,45V_n$
0,2	0,460	0,1	0,414	0,241	1,469	1,235	0,67	0,457	0,84	0,68	$0,68P_{\max}$	$1,49V_n$
	0,455	0,2	0,455	0,198	1,531	1,265	0,693	0,453	0,827	0,653	$0,65P_{\max}$	$1,44V_n$
	0,450	0,3	0,519	0,154	1,595	1,295	0,715	0,449	0,813	0,627	$0,63P_{\max}$	$1,40V_n$

В табл. 2 приведены результаты расчетов основных параметров четырехступенчатого привода с дополнительным сочетанием ступеней давления.

Расчеты показывают, что в приведенном сочетании исходных данных возможно снижение давления и установочной мощности насосов на 28 – 37 % по сравнению с простым насосным приводом. Степень снижения растет с увеличением холостого хода и с уменьшением начального давления рабочего хода.

В сравнимых сочетаниях исходных данных эффективность дополнительного сочетания ступеней давления на 5 – 9 % выше базового и увеличивается с уменьшением величины холостого хода.

Выводы

Перевод простого насосного привода в разряд редукторно-мультипликаторного обеспечивает снижение рабочего давления и установочной мощности насосов. Использование блочных многоступенчатых редукторно-мультипликаторов позволяет разрабатывать многоступенчатые (четыре и более ступеней) редукторно-мультипликаторные приводы. Анализ четырехступенчатого привода показал возможность снижения давления и мощности насосов на 30 % и более по сравнению с простым насосным приводом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

REFERENCES

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. Москва: Машиностроение, 1982. 423 с.
2. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. Москва: Машиностроение, 1991. 384 с.
3. Гидравлика, гидромашины и гидропривод / Т.В. Артемьева, Т.М. Лысенко, А.П. Румянцев, С.П. Стесин; под ред. С.П. Степина. М.: Академия, 2005. 336 с.
4. Akers A., Gassman M., Smith R. Hydraulic Power System Analysis. New York: Taylor and Francis, 2006. 400 p. <http://doi.org/10.1201/9781420014587>
5. Bhandari V.B. Design of Machine Elements. 3rd Edition. Tata McGraw-Hill Education India Pvt. Ltd., 2012. P. 768–796.
6. Wu Y., Li S., Liu S., Dou H.-S., Qian Z. Vibration of Hydraulic Machinery. Springer, 2015. 500 p.
7. Бочаров Ю.А., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. Москва: Высшая школа, 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. Москва: 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 Hydraulic Machines. Rajsons Publications Pvt. Ltd., 2015. 1406 p.
12. Rajput R.K. Fluid Mechanics and Hydraulic Machines. New Delhi, 2008. 1558 p.

1. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., etc. *Hydraulics, Hydraulic Machines and Drives*. Moscow: Mashinostroenie, 1982, 423 p. (In Russ.).
2. Navrotskii K.L. *Theory and Design of Hydraulic and Pneumatic Drives*. Moscow: Mashinostroenie, 1991, 384 p. (In Russ.).
3. Artem'eva T.V., Lysenko T.M., Rumyantseva A.P., Stesin S.P. *Hydraulics, Hydraulic Machines and Drives*. Stesin S.P. ed. Moscow: Akademiya, 2005, 336 p. (In Russ.).
4. Akers A., Gassman M., Smith R. *Hydraulic Power System Analysis*. New York: Taylor and Francis, 2006, 400 p. <http://doi.org/10.1201/9781420014587>
5. Bhandari V.B. *Design of Machine Elements*. 3rd Edition. Tata McGraw-Hill Education India Pvt. Ltd., 2012, pp. 768–796.
6. Wu Y., Li S., Liu S., Dou H.-S., Qian Z. *Vibration of Hydraulic Machinery*. Springer, 2015, 500 p.
7. Bocharov Yu.A., Prokof'ev V.N. *Hydraulic Drive of Press-Forging Machines*. Moscow: Vysshaya shkola, 1969, 247 p. (In Russ.).
8. Singal R.K., Singal M., Singal R. *Hydraulic Machines: Fluid Machinery*. International Publishing House, 2009, 328 p.
9. Dobrinskii N.S. *Hydraulic Press Drive*. Moscow: Mashinostroenie, 1975, 222 p. (In Russ.).
10. Singh S. *Fluid Machinery: Hydraulic Machines*. Khanna Book Publishing Co., 2014, 478 p.
11. Modi P.N., Seth S.M. *Hydraulics and Fluid Mechanics Including Hydraulic 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. P. 37–41.
14. Krantikumar K., Saikiran K.V.S.S., Sathish Jakkoju. Pneumatic sheet metal cutting machine // *Int. 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. Москва: Mashgiz, 1963. 156 с.
17. Потапенков А.П., Пилипенко С.С., Серебренников Ю.Г., Степанов С.М., Сосновская Л.В. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода металлургических машин // *Известия вузов. Черная металлургия*. 2009. Т. 52. № 8. С. 54–59.
18. Пилипенко С.С., Байгузин М.Р., Потапенков А.П., Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода с блочными дозаторами // *Известия вузов. Черная металлургия*. 2016. Т. 59. № 10. С. 720–726.
<http://doi.org/10.17073/0368-0797-2016-10-720-726>
19. Патент 2731468 РФ. Гидравлический пресс / С.С. Пилипенко, А.П. Потапенков, Я.Ю. Янко. Заявлено 21.11.2019; опубликовано 03.09. 2020. Бюллетень № 25.
20. Патент 2733234. РФ Гидравлический пресс / А.П. Потапенков, С.С. Пилипенко, Я.Ю. Янко. Заявлено 24.06.2019; опубликовано 30.09.2020. Бюллетень № 28.
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. *Int. 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. *Design of Presses Hydraulic Drives*. Moscow: Mashgiz, 1963, 156 p. (In Russ.).
17. Potapenkov A.P., Pilipenko S.S., Serebrennikov Yu.G., Stepanov S.M., Sosnovskaya L.V. Development and research of hydraulic gear-multiplier drive of metallurgical machines. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2009, vol. 52, no. 8, pp. 54–59. (In Russ.).
18. Pilipenko S.S., Baiguzin M.R., Potapenkov A.P. Development and research of a hydraulic geared-multiplicatory drive with a sectional metering control. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2016, vol. 59, no. 10, pp. 720–726. (In Russ.).
<http://doi.org/10.17073/0368-0797-2016-10-720-726>
19. Pilipenko S.S., Potapenkov A.P., Yanko Ya.Yu. *Hydraulic Press*. Patent RF no. 2731468. *Byulleten' izobretenii*. 2020, no. 25. (In Russ.).
20. Potapenkov A.P., Pilipenko S.S., Yanko Ya.Yu. *Hydraulic Press*. Patent RF no. 2733234. *Byulleten' izobretenii*. 2020, no. 28. (In Russ.).

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Сергей Степанович Пилипенко, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Технологические машины и оборудование», Норильский государственный индустриальный институт
E-mail: pilipenko@norvuz.ru

Sergei S. Pilipenko, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Prof., Head of the Chair “Processing Machinery and Equipment”, Norilsk State Industrial Institute
E-mail: pilipenko@norvuz.ru

Александр Петрович Потапенков, д.т.н., профессор кафедры «Технологические машины и оборудование», Норильский государственный индустриальный институт

Aleksandr P. Potapenkov, Dr. Sci. (Eng.), Prof. of the Chair “Processing Machinery and Equipment”, Norilsk State Industrial Institute

Андрей Игоревич Вакуленко, студент кафедры «Металлургические машины и оборудование», Норильский государственный индустриальный институт
E-mail: sydnass@yandex.ru

Andrei I. Vakulenko, Student of the Chair “Metallurgical Machinery and Equipment”, Norilsk State Industrial Institute
E-mail: sydnass@yandex.ru

Яна Юрьевна Янко, инженер-технолог, ООО «НОРИЛЬСКНИКЕЛЬРЕМОНТ»
E-mail: anaconda@mail.ru

Yana Yu. Yanko, Engineer-Technologist, LLC “NORILSKNIKELELREMONT”
E-mail: anaconda@mail.ru

ВКЛАД АВТОРОВ

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

С. С. Пилипенко – участие в разработке идеи редукторно-мультипликаторного многоступенчатого привода, написание статьи, построение графиков, анализ и расчет параметров привода.
А. П. Потапенков – разработка идеи и схемного решения редукторно-мультипликаторного многоступенчатого привода.
Я. Ю. Янко – компьютерная верстка статьи, выполнение рисунков.

S. S. Pilipenko – participation in development of the idea of a gear-multiplier multi-stage drive, writing the text, plotting the graphs, analysis and calculation of drive parameters.
A. P. Potapenkov – development of the idea and schematic solution of a gear-multiplier multi-stage drive.
Ya. Yu. Yanko – computer layout of the article, drawings.

Поступила в редакцию 25.10.2020
После доработки 10.12.2020
Принята к публикации 11.12.2020

Received 25.10.2020
Revised 10.12.2020
Accepted 11.12.2020