

УДК 621.961.2

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ЛИСТОВЫХ НОЖНИЦ

*Пилипенко С.С., к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Технологические машины и оборудование» (Pilipenko@norvuz.ru)*

*Потапенков А.П., д.т.н., профессор кафедры «Технологические машины и оборудование»*

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

**Аннотация.** Рассматривается насосный редукторно-мультипликаторный привод листовых ножниц с двухцилиндровым силовым блоком, приведено описание разработанной схемы привода с использованием сдвоенных дозаторов (редуктор и мультипликатор) периодического действия. Редуктор включается при холостом ходе, мультипликатор – при рабочем ходе. Их зарядка происходит при обратном ходе силового блока. Каждый дозатор имеет входной цилиндр, соединенный с насосом, и два дозирующих (выходных) цилиндра, связанных отдельно с силовыми цилиндрами силового блока. При этом корпуса цилиндров образуют неподвижный блок, а плунжеры (поршни) – подвижный блок. Этим решается основная задача – синхронизации движения поршней (плунжеров) силовых цилиндров во все периоды работы привода. За счет различного соотношения площадей поршней (плунжеров) входных цилиндров ( $F_B$ ) и дозирующих цилиндров ( $2F_D$ ) обеспечивается режим прямого хода с двумя ступенями скорости и давления насосов. Для редуктора это соотношение ( $F_B/(2F_D)$ ) определяет коэффициент редукции ( $K_p < 1$ ), для мультипликатора – коэффициент мультипликации ( $K_m > 1$ ). Вследствие этого при холостом ходе скорость движения поршней силовых цилиндров и давление, развиваемое насосами, увеличивается, а при рабочем ходе – эти величины уменьшаются. В итоге достигается выравнивание рабочего давления насосов при прямом ходе на пониженном уровне, что и определяет снижение их установочной мощности (до 30 %). Проанализированы графики силового нагружения и скорости при условии постоянства нагрузки при каждом из трех основных периодов работы привода: холостой, рабочий, обратный ход. Определяющими параметрами рассматриваемого привода приняты коэффициенты  $K_p$  (редукции),  $K_m$  (мультипликации) и  $K_c$  – коэффициент усиления силового блока ( $K_c = F/F_0$ , где  $F$  и  $F_0$  – площадь поршня силового и возвратного цилиндра). Проведен сравнительный анализ рассматриваемого и простого насосного привода с целью установления приемлемого сочетания и диапазона этих величин.

**Ключевые слова:** гидропривод, редуктор, мультипликатор, цилиндр, плунжер, коэффициент редукции, коэффициент мультипликации, насос, рабочий ход, холостой ход.

**DOI:** 10.17073/0368-0797-2019-8-632-638

### ВВЕДЕНИЕ

По условиям нагружения для ножниц с наклонными ножами (листовые ножницы) целесообразным является использование двухцилиндрового гидропривода [1 – 5]. К общим требованиям простоты, надежности и экономичности в этом случае добавляется необходимость обеспечения синхронной работы силовых цилиндров.

Наиболее простым, а во многих случаях и более экономичным является простой насосный привод с насосами постоянной подачи [6 – 10]. Существенным недостатком этого привода является значительная установочная мощность. Для компенсации этого недостатка используют маховичный привод, устанавливают насосы с несколькими ступенями давления и подачи, снабжают привод мультипликатором и наполнительными баками и др. [2, 11 – 13].

Известно также, что эксплуатационные показатели простого насосного привода можно повысить, выполнив его редукторно-мультипликаторным [8, 14, 15], при этом холостой ход осуществляется с использованием

гидравлического редуктора, а рабочий ход – с использованием мультипликатора. В итоге обеспечивается равномерная загрузка насосов, снижается их рабочее давление и, как следствие, требуется меньшая установочная мощность. В случае использования сдвоенных редуктора и мультипликатора решается и задача синхронизации силовых цилиндров.

Вариант привода [16 – 18], приемлемый для листовых ножниц (рис. 1), содержит простые сдвоенные редуктор 8 и мультипликатор 11, силовой блок с двумя силовыми цилиндрами 1 и возвратными цилиндрами 2, насосную станцию 3 и систему гидрораспределителей. Первая ступень скорости (редукторная) прямого (холостого) хода обеспечивается подачей жидкости от реверсивного золотника 4 через золотники 5 и 6 (при переключенных золотниках 7) во входной цилиндр редуктора 8 диам.  $d_p$ . Из двух дозирующих цилиндров диам.  $D_p$  жидкость через отсеченные золотники 9 раздельно вытесняется в силовые цилиндры. Вторая ступень скорости (мультипликаторная) прямого (рабочего) хода обеспечивается подачей жидкости от золотника 4

через золотники 5 и 10 (при переключенных золотниках 9) во входной цилиндр диам.  $D_M$  мультипликатора 11 с вытеснением жидкости из дозирующих цилиндров диам.  $d_M$  отдельно в силовые цилиндры.

Возврат подвижных элементов редуктора и мультипликатора в исходное положение происходит при возвратном ходе подвижных элементов силового блока. При этом жидкость от золотника 4 через обратный клапан 14 подается в возвратные цилиндры, а из силовых цилиндров вытесняется сначала в дозирующие цилиндры диам.  $D_p$  редуктора, а затем (после выхода подвижных элементов редуктора в исходное положение) в дозирующие цилиндры мультипликатора.

Для простых сдвоенных редуктора 8 и мультипликатора 11 соотношения диаметров плунжеров цилиндров должны отвечать условиям:

- для редуктора  $d_p^2 < 2D_p^2$ ;
- для мультипликатора  $D_M^2 > 2d_M^2$ .

При этом коэффициенты редукции ( $K_p$ ) и мультипликации ( $K_M$ ) будут равны:

$$K_p = \frac{d_p^2}{2D_p^2} < 1; K_M = \frac{D_M^2}{2d_M^2} > 1. \quad (1)$$

Силовые и кинематические параметры привода определяются в основном графиком силового нагружения и скоростным режимом в течение рабочего цикла,

который состоит из прямого и обратного хода. Для листовых ножиц величина прямого хода ( $H$ ) состоит из холостого хода ( $H_x$ ) и рабочего ( $H_p$ ). При этом величины прямого и обратного хода равны (рис. 2), а усилие рабочего хода ( $R_p$ ) можно считать постоянным и равным усилию резания листа. Постоянными будут и усилия холостого ( $R_x$ ) и возвратного ( $R_o$ ) хода.

При использовании простого насосного привода создаваемое насосом давление ( $P_H$ ) пропорционально давлению в силовых цилиндрах [19, 20], которое определяется усилием ( $R$ ); т.е. при прямом ходе  $P_H = \frac{R}{2F}$ , при обратном ходе  $P_H = \frac{R}{2F_o}$  (где  $F$  и  $F_o$  – площади поршней (плунжеров) силовых и возвратных цилиндров соответственно). Давление при холостом ходе  $P_x$ , при рабочем ходе  $P_p$  и при обратном ходе  $P_o$  определяются так:

$$P_x = \frac{R_x}{2F}; P_p = \frac{R_p}{2F}; P_o = \frac{R_o}{2F_o}. \quad (2)$$

График давлений  $P = f(S)$  в этом случае подобен графику  $R = f(S)$  (рис. 2).

Скорости движения ножей при холостом и рабочем ходах будут равны. Скорость прямого хода  $V_H$  и скорость обратного хода  $V_o$  будет определять подача насосов  $Q_H$  как:

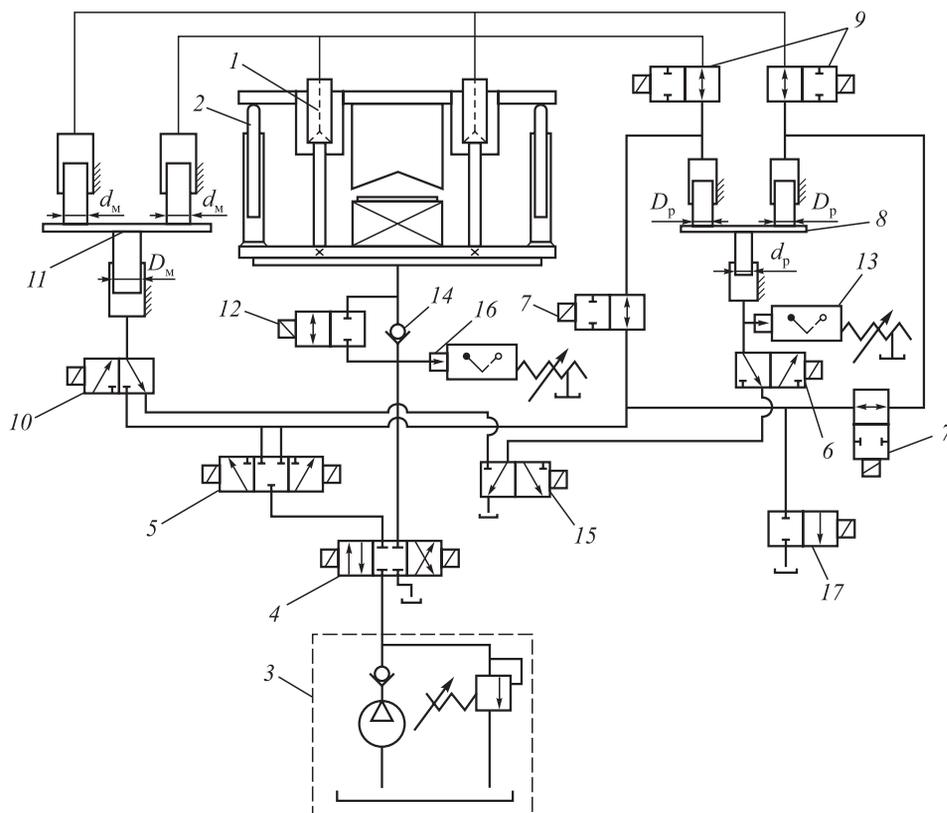


Рис. 1. Схема двухцилиндрового редукторно-мультипликаторного привода

Fig. 1. Scheme of two-cylinder gear-multiplier drive

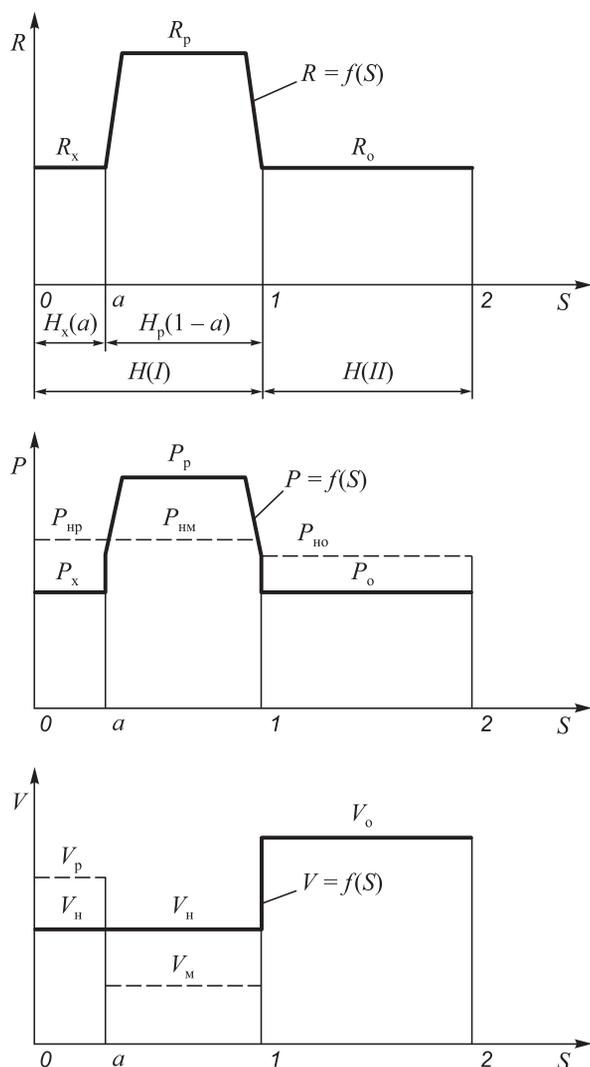


Рис. 2. Зависимости  $R=f(S)$ ,  $P=f(S)$  и  $V=f(S)$  ножиц в течение рабочего цикла

Fig. 2. Dependences  $R=f(S)$ ,  $P=f(S)$  and  $V=f(S)$  of shears during the working cycle

$$V_n = \frac{Q_n}{2F}; V_o = \frac{Q_n}{2F_o}. \quad (3)$$

Соотношение этих скоростей:

$$\frac{V_o}{V_n} = \frac{F}{F_o} = K_c \text{ или } V_o = K_c V_n, \quad (4)$$

где  $K_c = F/F_o$  – коэффициент усиления силового блока.

На графике (рис. 2) функция  $V=f(S)$  представлена сплошными прямыми линиями.

При простом насосном приводе установочная мощность насосов ( $N_1$ ) определяется максимальным давлением в силовых цилиндрах [6, 8, 16] (в рассматриваемом случае – это давление  $P_p$ ) и подачи насосов ( $Q_n = 2FV_n$ ), т.е.

$$N_1 = P_p Q_n = 2FV_n P_p. \quad (5)$$

Время рабочего цикла ( $T_1$ ) будет определяться следующим образом:

$$T_1 = \frac{H}{V_n} + \frac{H}{V_o} = \frac{H}{V_o} (K_c + 1) = \frac{H(K_c + 1)}{V_n K_c}. \quad (6)$$

При использовании редукторного-мультипликаторного привода (рис. 1) рабочий ход происходит с двумя ступенями скорости ножей и давления, создаваемого насосами.

Включение редуктора при холостом ходе обеспечивает редукторную скорость ( $V_p$ ) и давление насосов ( $P_{np}$ ):

$$V_p = \frac{V_n}{K_p} = \frac{Q_n}{2FK_p}; P_{np} = \frac{P_x}{K_p} = \frac{R_x}{2FK_p}. \quad (7)$$

Включение мультипликатора при рабочем ходе обеспечивает мультипликаторную скорость ( $V_m$ ) и давление насосов ( $P_{nm}$ ):

$$V_m = \frac{V_n}{K_m} = \frac{Q_n}{2FK_m}; P_{nm} = \frac{P_p}{K_m} = \frac{R_p}{2FK_m}. \quad (8)$$

Скорость обратного хода  $V_{om}$  будет при этом равна скорости  $V_o$ ; давление насосов  $P_{но}$  не будет равным давлению  $P_o$  с учетом использования силового блока в операции зарядки редуктора и мультипликатора. На рис. 2 зависимости этих параметров показаны штриховыми линиями.

Определяющими параметрами предлагаемого привода являются коэффициенты редукции  $K_p$  и мультипликации  $K_m$ . Цель сравнительного анализа – установить приемлемое сочетание и диапазон величин этих параметров.

### ПРОВЕДЕНИЕ АНАЛИЗА ПАРАМЕТРОВ

Исходными условиями анализа принимаем равенство мощностей при холостом ( $N_x$ ) и рабочем ( $N_p$ ) ходе для рассматриваемого привода и равенство времени рабочего цикла при использовании рассматриваемого привода ( $T_2$ ) и при использовании простого насосного привода ( $T_1$ ). При этом оцениваем соотношение установочных мощностей ( $n$ ) простого ( $N_1$ ) и рассматриваемого ( $N_2$ ) привода. Эти условия:

$$N_2 = N_x = N_p; T_1 = T_2; n = \frac{N_2}{N_1}. \quad (9)$$

Для универсальности результатов анализа вводим параметры относительного перемещения ( $a$ ) и относительной нагрузки ( $b$ ):

$$a = \frac{H_x}{H}; \frac{H_p}{H} = \frac{H - H_x}{H} = (1 - a); b = \frac{P_x}{P_p}. \quad (10)$$

Для рассматриваемого привода (рис. 1) в соответствии с графиком давления (рис. 2) и зависимостей (7), (8) и (10):

$$N_x = P_{\text{нр}} Q_{\text{н}} = \frac{P_x Q_{\text{н}}}{K_p} = \frac{b P_p Q_{\text{н}}}{K_{\text{рм}}}; N_p = P_{\text{нм}} Q_{\text{н}} = \frac{P_p Q_{\text{н}}}{K}. \quad (11)$$

С учетом зависимости скорости (рис. 2) и зависимостей (7), (8) и (10):

$$T_2 = \frac{H_x}{V_p} + \frac{H_p}{V_m} + \frac{H}{V_o} = \frac{HK_p}{V_n} + \frac{HK_m}{V_n} + \frac{H}{V_n K_c} = \frac{H}{V_n K_c} [aK_p K_c + (1-a)K_m K_c + 1]. \quad (12)$$

Используя зависимости (6), (12) и (11) на базе условий (9), получаем уравнения относительно  $K_p$  и  $K_m$ :

$$\begin{cases} bK_m - K_p = 0; \\ 1 - aK_p - (1-a)K_m = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Решение этой системы дает следующий результат:

$$K_p = \frac{b}{1-a(1-b)}; K_m = \frac{1}{1-a(1-b)}. \quad (14)$$

С учетом условия (9) и зависимостей (11) и (14) установочная мощность насосов ( $N_2$ ) и давление насосов ( $P_{\text{н}}$ ) можно определить по зависимостям:

$$\begin{aligned} N_2 &= P_p Q_{\text{н}} [1 - a(1-b)]; \\ P_{\text{н}} &= P_{\text{нр}} = P_{\text{нм}} = P_p [1 - a(1-b)]. \end{aligned} \quad (15)$$

С учетом зависимостей (5) и (15) соотношение установочных мощностей:

$$n = \frac{N_2}{N_1} = 1 - a(1-b). \quad (16)$$

## АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ

Для машин, подобных листовым ножницам, усилие холостого хода может составлять 10–20% от усилия рабочего хода [14, 15], т.е.  $b = 0,1 \div 0,2$ . Для примера (базовый вариант) принимаем  $b = 0,2$ . Тогда, например, при  $a = 0,26$ :  $n = 0,792$ ;  $K_m = 1,262$ ;  $K_p = 0,252$ ;  $V_p = 3,97V_n$ ;  $V_m = 0,792V_n$ ;  $P_{\text{нм}} = 0,792P_p$ .

Таким образом, рассматриваемый редукторно-мультипликаторный привод, при данных условиях осуществляющий рабочий цикл за равное с простым насосным приводом время, будет иметь на 20,8% меньшую установочную мощность насосов.

Одновременно базовый пример показывает значительную величину редукторной скорости  $V_p$  (скорость холостого хода) и невысокую величину  $K_m$ . Первое

может быть затруднительным в осуществлении ввиду небольшой величины холостого хода, второе создает трудности использования в приводе недорогих насосов среднего давления (пластинчатых и шестеренных).

Расчетные зависимости показывают, что снижение  $V_p$  достигается увеличением  $K_p$  (7), а увеличение  $K_p$  – увеличением величины  $b$  (14).

Зависимости (14) для расчета  $K_p$  и  $K_m$  получены из условия их оптимального сочетания  $\{[aK_p + (1-a)K_m] = 1\}$  (12), которое обеспечивает равенство времени рабочего цикла ножниц с рассматриваемым приводом и ножниц с простым насосным приводом. Это, в свою очередь, обеспечивает равенство насосных скоростей ( $V_n$ ) и равенство подач насосов ( $Q_{\text{н}}$ ).

Необходимое увеличение параметров  $K_p$  и  $K_m$  нарушит их оптимальное сочетание, т.е. будет иметь место  $\{[aK_p + (1-a)K_m] > 1\}$ . Это значит, что при использовании насосов равной подачи  $Q_{\text{н}}$  время рабочего цикла  $T_2$  будет больше величины  $T_1$  для простого насосного привода.

Используя зависимости (6) и (12), можно определить соотношение этих величин:

$$K_T = \frac{T_2}{T_1} = \frac{[aK_p + (1-a)K_m]K_c + 1}{K_c + 1} > 1. \quad (17)$$

Таким образом, равенство  $T_1 = T_2$  в этом случае можно получить увеличением подачи насосов рассматриваемого привода  $Q_{\text{н2}}$  по отношению к подаче насосов простого привода  $Q_{\text{н1}}$  в  $K_T$  раз; т.е.  $Q_{\text{н2}} = K_T Q_{\text{н1}}$ .

При этом:

– мощность насосов  $N_2$

$$N_2 = Q_{\text{н2}} P_{\text{нм}} = \frac{Q_{\text{н2}} P_p}{K_m} = \frac{K_T}{K_m} Q_{\text{н1}} P_p; \quad (18)$$

– соотношение мощностей ( $n_T = N_2/N_1$ )

$$n_T = \frac{K_T}{K_m} = \frac{[aK_p + (1-a)K_m]K_c + 1}{(K_c + 1)K_m}; \quad (19)$$

– скорости движения

$$V_p = V_n \frac{K_T}{K_p}; V_m = V_n \frac{K_T}{K_m}; V_o = V_n K_c K_T. \quad (20)$$

В таблице приведены результаты расчетов параметров по зависимостям (17), (19), (20) при различных сочетаниях коэффициентов  $K_p$ ,  $K_m$  и  $K_c$  при относительной величине холостого хода  $a = 0,26$ .

Расчеты показывают, что только увеличение  $K_p$  определяет значительное, практически пропорциональное, снижение редукторной скорости. Например, при  $K_p = 0,5$ ,  $K_m = 1,262$  и  $K_c = 0,5$  по сравнению с базовым вариантом ( $K_p = 0,252$ ,  $K_m = 1,262$ ,  $V_p = 3,97V_n$ ,  $n = 0,792$ ) увеличение  $K_p$  в 1,984 раз снижает значение

Рассчитанные значения параметров

Calculated values of the parameters

Значение параметра			Расчетный параметр				
			$K_T$	$n_T$	$V_p$	$V_M$	$V_o$
$K_p = 0,4$	$K_c = 1,5$	$K_c = 1,262$	1,022	0,809	$2,555V_H$	$0,809V_H$	$1,533V_H$
		$K_c = 1,500$	1,128	0,752	$2,820V_H$	$0,752V_H$	$1,692V_H$
		$K_c = 2,000$	1,350	0,675	$3,375V_H$	$0,675V_H$	$2,025V_H$
	$K_c = 2,0$	$K_c = 1,262$	1,025	0,812	$2,562V_H$	$0,812V_H$	$2,050V_H$
		$K_c = 1,500$	1,143	0,762	$2,857V_H$	$0,762V_H$	$2,286V_H$
		$K_c = 2,000$	1,389	0,694	$3,472V_H$	$0,694V_H$	$2,778V_H$
$K_p = 0,5$	$K_c = 1,5$	$K_c = 1,262$	1,038	0,822	$2,076V_H$	$0,822V_H$	$1,580V_H$
		$K_c = 1,500$	1,144	0,762	$2,288V_H$	$0,762V_H$	$1,716V_H$
		$K_c = 2,000$	1,366	0,683	$2,732V_H$	$0,683V_H$	$2,049V_H$
	$K_c = 2,0$	$K_c = 1,262$	1,043	0,826	$2,086V_H$	$0,826V_H$	$2,086V_H$
		$K_c = 1,500$	1,160	0,773	$2,320V_H$	$0,773V_H$	$2,320V_H$
		$K_c = 2,000$	1,400	0,700	$2,800V_H$	$0,700V_H$	$2,800V_H$
$K_p = 0,6$	$K_c = 1,5$	$K_c = 1,262$	1,054	0,835	$1,756V_H$	$0,835V_H$	$1,581V_H$
		$K_c = 1,500$	1,161	0,774	$1,935V_H$	$0,774V_H$	$1,741V_H$
		$K_c = 2,000$	1,382	0,691	$2,303V_H$	$0,691V_H$	$2,073V_H$
	$K_c = 2,0$	$K_c = 1,262$	1,060	0,840	$1,766V_H$	$0,840V_H$	$2,120V_H$
		$K_c = 1,500$	1,180	0,786	$1,966V_H$	$0,786V_H$	$2,360V_H$
		$K_c = 2,000$	1,424	0,712	$2,490V_H$	$0,712V_H$	$2,848V_H$

$V_p$  в 1,912 раз. При этом незначительно увеличивается установочная мощность насосов. При этом  $(n_T - n) = 0,822 - 0,792 = 0,03$ .

Величина  $K_c$  изменяет скорость обратного хода и незначительно влияет на остальные параметры.

При одновременном увеличении  $K_p$  и  $K_M$  снижение  $V_p$  имеет место, но в меньшей степени. Например, при  $K_p = 0,5, K_M = 1,5, K_c = 1,5$  снижение  $V_p$  в 1,74 раза; при  $K_p = 0,5, K_M = 2,0, K_c = 1,5$  – снижение  $V_p$  в 1,45 раза. При этом установочная мощность уменьшается. В этих же примерах  $(n - n_T) = 0,03$  (при  $K_M = 1,5$ ) и  $(n - n_T) = 0,109$  (при  $K_M = 2,0$ ).

В целом, анализируя данные таблицы, можно считать приемлемыми для рассматриваемого привода значения коэффициентов в пределах:  $K_p = 0,4 \div 0,6, K_M = 1,5 \div 2,0, K_c = 1,5 \div 2,0$ . При этом расчетные параметры имеют пределы:  $V_p$  от  $1,935V_H$  ( $K_M = 1,5, K_p = 0,4, K_c = 1,5$ ) до  $V_p = 3,472V_H$  ( $K_M = 2,0, K_p = 0,4, K_c = 2,0$ );  $n_T$  от  $0,675$  ( $K_M = 2,0, K_p = 0,4, K_c = 1,5$ ) до  $0,786$  ( $K_M = 1,5, K_p = 0,6, K_c = 2,0$ ).

**Выводы**

Перевод простого насосного привода листовых ножиц в разряд редукторно-мультипликаторного обеспечивает значительное (до 30 %) снижение установочной мощности и соответственно рабочего давления насо-

сов. Последнее позволяет разрабатывать приводы на основе недорогих насосов среднего давления – шестеренных и пластинчатых.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. А.с. 979033 СССР. Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц / И.В. Становой, Л.Н. Кузьменко; заявл. 09.07.1980; опубл. 07.12.1982. Бюл. № 45.
2. Akers A., Gassman M., Smith R. Hydraulic Power System Analysis. – New York: Taylor & Francis, 2006. – 400 p.
3. Bhandari V.B. Design of Machine Elements. Third edition. – Tata McGraw-Hill Education India Pvt. Ltd, 2012. P. 768 – 796.
4. А.с. 405670 СССР. Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц / Г.К. Бронин, В.К. Викторов, В.В. Казак, И.В. Кононов; заявл. 18.05.1971; опубл. 05.11.1973. Бюл. № 45.
5. А.с. 902990 СССР. Система управления подвижной траверсой гидравлических ножниц / В.К. Викторов; заявл. 30.06.1980; опубл. 07.02.82. Бюл. № 5.
6. Vibration of Hydraulic Machinery / Yulin Wu, Shengcai Li, Shuhong Liu, Hua-Shu Dou, Zhongdong Qian. – Springer, 2015. – 500 p.
7. Бочаров Ю.А., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. – М.: Высшая школа, 1969. – 247 с.
8. Singal R.K., Singal Mridual, Singal Rishi. 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, 2014.
11. Потапенков А.П., Пилипенко С.С., Серебренников Ю.Г., Степанов С.М., Сосновская Л.В. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода металлур-

- гических машин // Изв. вуз. Черная металлургия. 2009. № 8. С. 54 – 59.
12. Пат. 2084348 РФ. Гидравлический пресс / А.П. Потапенков, В.И. Чабаненко, О.В. Миняков, А.В. Гончарук; заявл. 23.03.1995; опубл. 20.09.1997.
  13. Потапенков А.П., Пилипенко С.С., Степанов С.М., Евдокина О.П., Коробцова С.А. Разработка и исследование двухцилиндрового гидропривода металлургических машин // Изв. вуз. Черная металлургия. 2011. № 2. С. 58 – 62.
  14. Пат. 2258609 РФ. Гидравлический пресс / А.П. Потапенков, В.М. Чернобай, С.С. Пилипенко, О.В. Миняков, Л.В. Никонов; заявл. 23.06.2003; опубл. 20.08.2005. Бюл. № 23.
  15. Modi P.N., Seth S.M. *Hydraulics and Fluid Mechanics Including Hydraulics Machines*. – Rajasons Publications Pvt. Ltd., 2015. – 1406 p.
  16. *Fluid Mechanics and Hydraulic Machines* / Er. R.K. Rajput. – New Delhi, 2008. – 1558 p.
  17. 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.
  18. 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. P. 501 – 509.
  19. Гидравлика, гидромашин и гидропривод / Т.В. Артемьева, А.М. Лысенко, С.П. Румянцева, С.П. Стесин; под ред. С.П. Стесина. – М.: Академия, 2005. – 336 с.
  20. Sermaraj M. Design and Fabrication of Pedal Operator Reciprocating Water Pump // *International Journal of Engineering Research and Technology (IJERT)*. 2013. Vol. 2. No. 1. P. 1 – 5.

Поступила в редакцию 25 марта 2019 г.

После доработки 25 апреля 2019 г.

Принята к публикации 8 мая 2019 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2019. VOL. 62. NO. 8, pp. 631–638.

## DEVELOPMENT AND RESEARCH OF HYDRAULIC DRIVE OF SHEET SHEARS

*S.S. Pilipenko, A.P. Potapenkov*

Norilsk State Industrial Institute, Norilsk, Russia

**Abstract.** The paper describes the pump gear-multiplier drive of sheet shears with a two-cylinder power unit. The description of the developed drive scheme with the use of dual dispensers (reducer and multiplier) of periodic action is given. The gear is engaged at idle, the multiplier – at work. Their charging comes up at the reverse course of the power unit. Each dispenser has an input cylinder connected to the pump and two dosing (output) cylinders connected separately with the power cylinders of the power unit. In this case, the cylinder bodies form a fixed block, and the plungers (pistons) – a movable block. It solves the main task: synchronization of movement of the pistons (plungers) of the power cylinders during all operation periods. Due to different ratio of the area of pistons (plungers) of inlet ( $F_B$ ) and dosing cylinders ( $2F_D$ ), a direct stroke mode with two stages of pump speed and pressure is provided. For the reducer, ratio ( $F_B/(2F_D)$ ) determines reduction coefficient ( $K_p < 1$ ), for the multiplier – the coefficient of multiplication ( $K_M > 1$ ). As a result, the idling speed of the pistons of the power cylinders and pressure developed by the pumps increase, and during the working stroke – these values decrease. Working pressure of the pumps is equalized at a direct flow at a reduced level, which determines reduction of their installation power (up to 30 %). The analysis of graphs of power loading and speed was made. The condition of constant load at each of three main periods of the drive operation was accepted as: idle, working and reverse. Determinant parameters of the considered drive are the coefficients  $K_p$  (reduction),  $K_M$  (animation) and  $K_c$  – the gain of the power unit. The paper presents a comparative analysis of the considered and simple pump drive in order to establish the received combination and range of these values.

**Keywords:** hydraulic drive, reducer, multiplier, cylinder, plunger, reduction coefficient, coefficient multiplication, pump, working stroke, idle.

**DOI:** 10.17073/0368-0797-2019-8-631-638

### REFERENCES

1. Stanovoi I.V., Kuz'menko L.N. *Sistema upravleniya podvizhnoi traversoi gidravlicheskih nozhnits* [Control system of mobile cross-beam of hydraulic shears]. Certificate of authorship USSR no. 979033. *Byulleten' izobretenii*. 1982, no. 45. (In Russ.).
2. Akers A., Gassman M., Smith R. *Hydraulic Power System Analysis*. New York: Taylor & Francis, 2006, 400 p.
3. Bhandari V.B. *Design of Machine Elements*. 3<sup>rd</sup> ed. Tata McGraw-Hill Education India Pvt. Ltd, 2012, pp. 768–796.
4. Bronin G.K., Viktorov V.K., Kazak V.V., Kononov I.V. *Sistema upravleniya podvizhnoi traversoi gidravlicheskih nozhnits* [Control system of mobile cross-beam of hydraulic shears]. Certificate of authorship USSR no. 405670. *Byulleten' izobretenii*. 1973, no. 45. (In Russ.).
5. Viktorov V.K. *Sistema upravleniya podvizhnoi traversoi gidravlicheskih nozhnits* [Control system of mobile cross-beam of hydraulic shears]. Certificate of authorship USSR no. 902990. *Byulleten' izobretenii*. 1982, no. 5. (In Russ.).
6. Yulin Wu, Shengcai Li, Shuhong Liu, Hua-Shu Dou, Zhongdong Qian. *Vibration of Hydraulic Machinery*. Springer, 2015, 500 p.
7. Bocharov Yu.A., Prokof'ev V.N. *Gidroprivod kuznechno-presovoykh mashin* [Hydraulic drive of forging and pressing machines]. Moscow: Vysshaya shkola, 1969, 247 p. (In Russ.).
8. Singal R.K., Singal Mridual, Singal Rishi. *Hydraulic Machines: Fluid Machinery*. International Publishing House, 2009, 328 p.
9. Dobrinskii N.S. *Gidravlicheskiy privod pressov* [Hydraulic drive of presses]. Moscow: Mashinostroenie, 1975, 222 p. (In Russ.).
10. Singh Sadhu. *Fluid Machinery: Hydraulic Machines*. Khanna Book Publishing, 2014.
11. 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.).
12. Potapenkov A.P., Chabanenko V.I., Minyakov O.V., Goncharuk A.V. *Gidravlicheskiy press* [Hydraulic Press]. Patent RF no. 2084348. *Byulleten' izobretenii*. 1997. (In Russ.).
13. Potapenkov A.P., Pilipenko S.S., Stepanov S.M., Evdokina O.P., Korobtsova S.A. Designing and studying of a two-cylinder hydraulic drive of metallurgical machines. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2011, vol. 54, no. 2, pp. 58–62. (In Russ.).
14. Potapenkov A.P., Chernobai V.M., Pilipenko S.S., Minyakov O.V., Nikonorov L.V. *Gidravlicheskiy press* [Hydraulic press]. Patent RF no. 2258609. *Byulleten' izobretenii*. 2005, no. 23. (In Russ.).
15. Modi P.N., Seth S.M. *Hydraulics and Fluid Mechanics Including Hydraulics Machines*. Rajasons Publications Pvt. Ltd., 2015, 1406 p.

16. *Fluid Mechanics and Hydraulic Machines*. Rajput R.K. ed. New Delhi, 2008, 1558 p.
17. 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.
18. 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.
19. Artem'eva T.V., Lysenko A.M., Rumyantseva S.P., Stesin S.P. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivod* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Stesin S.P. ed. Moscow: Akademiya, 2005, 336 p. (In Russ.).
20. Sermaraj M. Design and fabrication of pedal operator reciprocating water pump. *International Journal of Engineering Research and Technology (IJERT)*. 2013, vol. 2, no. 1, pp. 1–5.

**Information about the authors:**

**S.S. Pilipenko**, *Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor, Head of the Chair "Processing Machinery and Equipment"* (Pilipenko@norvuz.ru)  
**A.P. Potapenkov**, *Dr. Sci. (Phys.-math.), Professor of the Chair "Processing Machinery and Equipment"*

Received March 25, 2019

Revised April 25, 2019

Accepted May 8, 2019

---