

УДК 625.08

## Гидравлические агрегаты систем приводов ходового оборудования дорожно-строительных машин

Канд. техн. наук, доц. А. Я. Котлобай<sup>1)</sup>, инж. А. А. Котлобай<sup>1)</sup>,  
канд. воен. наук, доц. В. Ф. Тамело<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016  
Belarusian National Technical University, 2016

**Реферат.** Эффективность работы многофункциональных дорожно-строительных машин зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции. Системы отбора мощности силовой установки на привод ходового оборудования и активных рабочих органов дорожно-строительных машин развиваются по пути использования объемных гидравлических приводов. При проектировании гидроприводов дорожно-строительных машин актуальна проблема деления потока мощности силовой установки на привод ходового оборудования и активных рабочих органов. Ведущие компании не уделяют внимания развитию конструкций делителей потока, предпочитая выпуск более дорогих многопоточных насосов. Одним из направлений повышения эффективности многофункциональных дорожно-строительных машин является реализация гидравлической системы привода ходового оборудования на базе моноагрегатной насосной установки в составе насоса и объемного делителя потока рабочей жидкости. На основе положений дискретной гидравлики авторами разработаны принцип объемного деления и суммирования потоков рабочей жидкости, техническая реализация и методика расчета основных параметров дискретных гидрораспределителей. Приведены результаты математического моделирования гидросистем, оснащенных дискретным гидрораспределителем. Проведенный анализ работы двухмоторного гидропривода показал: дискретный гидрораспределитель обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок; рациональным значением параметра дискретизации потока рабочей жидкости является интервал значений  $k = 4-6$ ; максимальное значение параметров эффективности достигается при угловой скорости ротора, совпадающей с угловой скоростью вала насоса; дискретный гидрораспределитель обеспечивает возможность изменения параметров подачи рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в широком диапазоне за счет изменения геометрических параметров конструкции; дискретный гидрораспределитель должен устанавливаться возле насоса либо интегрироваться в его конструкцию. Разработанная математическая модель и методика определения параметров дискретного гидрораспределителя позволят оптимизировать его параметры. Применение моноагрегатной насосной установки в составе насоса и дискретного гидрораспределителя привода ходового оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин позволит уменьшить количество насосов гидропривода, отказаться от крупногабаритного и материалоемкого редукторного привода насосов.

**Ключевые слова:** многофункциональные дорожно-строительные машины, гидрообъемная трансмиссия, полноприводная машина, потоки рабочей жидкости, дискретный гидрораспределитель, математическое моделирование, двухмоторный гидропривод

**Для цитирования:** Котлобай, А. Я. Гидравлические агрегаты систем приводов ходового оборудования дорожно-строительных машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 1. С. 69–77

## Hydraulic Units for Driving Systems of Running Equipment in Road Construction Machinery

A. Ja. Kotlobai<sup>1)</sup>, A. A. Kotlobai<sup>1)</sup>, V. F. Tamelo<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

**Abstract.** Operational efficiency of multi-functional road construction machines depends on number of working bodies which are simultaneously performing technological operations. Systems for propulsion to the running equipment drive and active working bodies of road construction machines are developing in the way of using three-axis hydraulic drives. When designing

### Адрес для переписки

Котлобай Анатолий Яковлевич  
Белорусский национальный технический университет  
просп. Независимости, 150,  
220013, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.: +375 17 263-50-77  
ftkcdm@bntu.by

### Address for correspondence

Kotlobai Anatoliy Ja.  
Belarusian National Technical University  
150 Nezavisimosty Ave.,  
220013, Minsk, Republic of Belarus  
Tel.: +375 17 263-50-77  
ftkcdm@bntu.by

a hydraulic system for road construction machinery dividing of power flow from propulsion to the running equipment drive and active working bodies is considered as rather essential problem. Leading companies do not pay attention to the development of flow divider designs, preferring to produce more expensive multi-flow pumps. One of the ways to increase efficiency of multi-functional road construction machinery is an implementation of running equipment hydraulic driving system based on a mono-aggregate pump unit which consists of a pump and a volumetric divider of power fluid flow. A principle of volumetric division and summing-up of power fluid flows, technical realization and methodology for calculation of key parameters of discrete flow distributors has been developed on the basis of discrete hydraulics regulations. The paper presents results of mathematical modeling of hydraulic systems equipped with the discrete flow distributor. Analysis of a dual-motor hydraulic drive operation has shown the following results: a discrete flow distributor ensures independent load mode of the current consumer circuit operation from the load mode of the second consumer circuit within a wide range of loads; rational value of working fluid flow discretization parameter is the following value interval  $\kappa = 4-6$ , maximum value of parameter efficiency is reached when an angular velocity of a distributor rotor coincides with the angular velocity of a pump shaft; discrete flow distributor provides a possibility to change parameters of hydraulic flow feeding in consumers' pressure lines within a wide range due to changes in geometrical parameters of the design; discrete flow distributor should be installed either close to the pump or be integrated into its design. The developed mathematical model and methodology for determination of parameters for the discrete flow distributor allow to optimize its design. Application of the mono-aggregate pump unit which consists of a pump and a discrete flow distributor of running equipment drive in multi-functional road construction machinery permits to decrease a number of hydraulic drive pumps, to withdraw from large-sized and material-intensive pump drive gear box.

**Keywords:** multi-functional road construction machinery, hydraulic volumetric power transmission, four-wheel drive machine, working fluid flow, discrete hydraulic flow distributor, mathematical modeling, dual-motor hydraulic drive

**For citation:** Kotlobai A. Ja., Kotlobai A. A., Tamelo V. F. (2016) Hydraulic Units for Driving Systems of Running Equipment in Road Construction Machinery. *Science & Technique*. 15 (1), 69–77 (in Russian)

## Введение

Эффективность работы многофункциональных дорожно-строительных машин зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции. Системы отбора мощности силовой установки на привод ходового оборудования и активных рабочих органов дорожно-строительных машин развиваются по пути использования объемных гидравлических приводов. Основу современных гидрообъемных трансмиссий привода ходового оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин составляют трансмиссии закрытого типа на базе моноблочных или раздельно-агрегатных двухмашинных гидropередач [1, 2]. Одним из направлений повышения тягово-сцепных качеств полноприводных многофункциональных дорожно-строительных машин является независимый привод мостов, достигаемый увеличением числа насосов. В пневмоколесных катках за двигателем устанавливается раздаточный редуктор, приводящий три гидронаса [3, 4], два из которых приводят во вращение гидромоторы привода колес каждого моста, а третий – гидроусилитель руля. Увеличение удельного веса механической части привода отрицательно сказывается на габаритных возможностях машины по размещению технологического оборудования. Велика трудоемкость создания механической части привода

ходового оборудования многофункциональных машин, поскольку машиностроительные предприятия, выпускающие такие машины малыми сериями, не располагают технологической базой современного уровня для изготовления конкурентоспособных систем механических приводов.

Существенным резервом рационализации гидравлических объемных многомоторных приводов является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода ходового оборудования [5]. Это позволит уменьшить количество насосов гидропривода, отказаться от крупногабаритного и материалоемкого раздаточного редуктора привода насосов [1]. Такая задача может решаться созданием насосного агрегата в составе однопоточного насоса и агрегата деления потока рабочей жидкости насоса.

## Гидрообъемная трансмиссия привода ходового оборудования машины

Рассмотрим одно из направлений технической реализации гидрообъемной трансмиссии привода ходового оборудования полноприводной многофункциональной дорожно-строительной машины. Основу насосного моноагрегата гидрообъемной трансмиссии составляют однопоточный регулируемый аксиально-поршневой насос хода (НХ), оснащенный дискретным гидрораспределителем (ДГ) (НХ + ДГ), обеспечивающим деление и суммирование потоков ра-

бочей жидкости насоса хода, и шестеренный насос подпитки (НП) (рис. 1) [6–9]. Насосный моноагрегат (НХ + ДГ) обеспечивает питание гидромоторов с регулируемыми объемами МР1, МР2 привода мостов тяговой машины. Изменение скорости тяговой машины осуществляется варьированием производительности НХ посредством изменения угла наклона шайбы НХ. Рабочие полости гидроцилиндра управления наклонной шайбой НХ связаны с гидравлическим контуром НП и баком Б посредством гидрораспределителя управления РУН, представляющего собой трехпозиционный золотник следящего действия с обратной связью. Для оптимизации режимов работы пневмоколес переднего и заднего мостов ДГ обеспечивает одинаковую подачу рабочей жидкости по гидромоторам МР1, МР2, работая в режимах деления потока и суммирования потоков рабочей жидкости при прямом и обратном ходе. Гидропривод мостов тяговой машины выполнен по замкнутой схеме и включает контур подпитки КПП, клапан давления подпитки КДП. Всасывающая магистраль НП связана с баком Б гидросистемы.

### Математическое моделирование двухмоторного гидропривода

На основе положений дискретной гидравлики [10] авторами разработан принцип объемно-

го деления и суммирования потоков рабочей жидкости, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей [11, 12], предложены основные технические решения дискретных гидрораспределителей роторного типа, работающих в режимах деления и суммирования потоков рабочей жидкости [13]. Для определения основных параметров дискретного гидрораспределителя рассмотрим его работу в режимах деления и суммирования потоков рабочей жидкости в двухмоторном гидроприводе (рис. 2) [14].

Переходные процессы при работе ДГ в режиме деления и суммирования потоков рабочей жидкости описываются системами дифференциальных уравнений [15], полученными на основании методик расчета [10, 16–18]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_n}{dt} &= \frac{Q_n - \sum_{i=1}^2 Q_{di}}{\psi V_{гн}}; \\ \frac{dp_i}{dt} &= \frac{Q_{di} - F_i \frac{dz_i}{dt}}{\psi (F_i z_i + f l_i)} - \frac{\rho l_i}{f} \frac{d^2 Q_{di}}{dt^2} - \frac{8 \pi \rho \nu l_i}{f^2} \frac{d Q_{di}}{dt}; \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left( F_i p_i - P_i - k_n \frac{dz_i}{dt} - P_{тр i} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right); \end{aligned} \right\} (1)$$

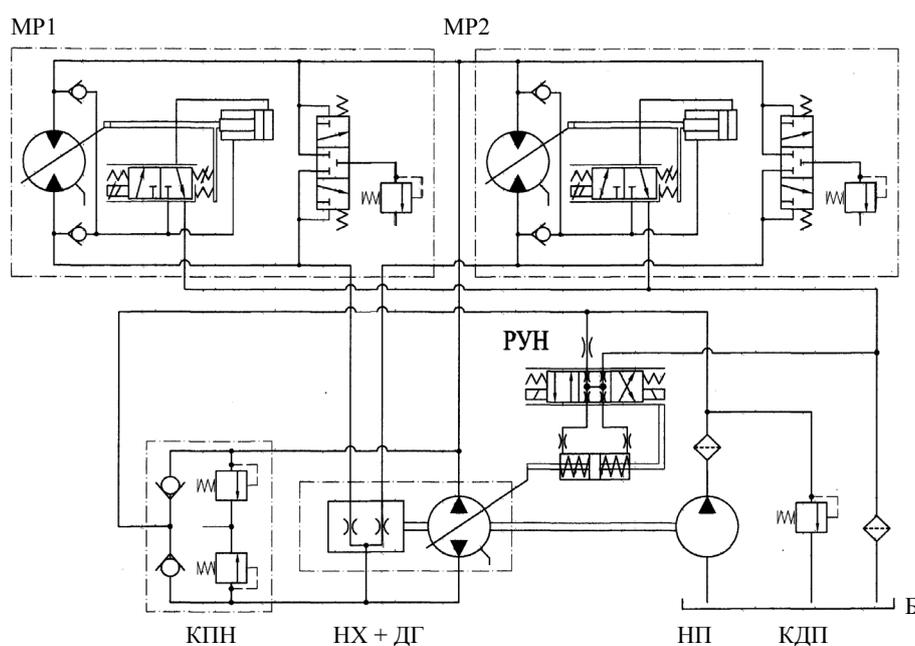


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода ходового оборудования полноприводной машины

Fig. 1. Basic diagram of hydraulic volumetric transmission for all-wheel driven construction machine

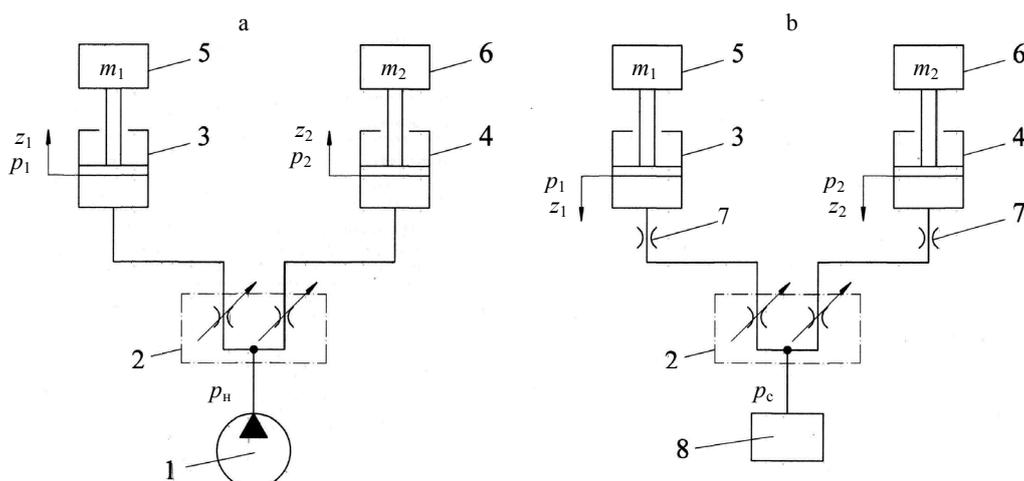


Рис. 2. Динамическая схема двухмоторного гидропривода при работе дискретного гидрораспределителя в режиме: а – деления потоков рабочей жидкости; б – суммирования потоков рабочей жидкости; 1 – насос; 2 – дискретный гидрораспределитель; 3, 4 – исполнительный гидроцилиндр; 5, 6 – груз; 7 – нагрузочный дроссель; 8 – потребитель

Fig. 2. Analytical model for dual actuator hydraulic system with discrete distributor working as: a – flow divider; b – flow sumimator; 1 – pump; 2 – discrete distributor; 3, 4 – actuators; 5, 6 – working loads; 7 – throttle load; 8 – consumer or tank

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} &= \frac{F_i \frac{dz_i}{dt} - Q_{ni}}{\psi(V_i - F_i z_i + f l'_i)}; \\ \frac{dp_{ni}}{dt} &= \frac{Q_{ni} - Q_{di}}{\psi(V_{gni} + f l_{ni})}; \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left( P_i - p_i F_i - k_{ц} \frac{dz_i}{dt} - P_{три} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right), \end{aligned} \right\} (2)$$

где  $z_i$  – координата поршня исполнительного цилиндра 3, 4;  $F_i$  – площадь поршня исполнительного гидроцилиндра 3, 4;  $m_i$  – масса груза 5, 6 и подвижных частей, приведенная к поршню;  $P_{три}$  – сила трения;  $P_i$  – то же сопротивление подъему груза 5, 6;  $p_n, p_i$  – давление в полости насоса 1, исполнительного гидроцилиндра 3, 4;  $p_c, p_{ni}$  – давление в магистрали потребителя 8 и после нагрузочного дросселя 7;  $Q_{ni}$  – расход рабочей жидкости через нагрузочный дроссель 7;  $l'_i$  – длина гидролиний от исполнительного гидроцилиндра 3, 4 до нагрузочного дросселя 7;  $Q_n$  – объемная подача насоса 1;  $Q_{di}$  – подача рабочей жидкости в напорную магистраль  $i$ -го исполнительного гидроцилиндра 3, 4;  $\psi$  – коэффициент податливости рабочей жидкости;  $V_{гн}, l_n$  – объем гидравлического гасителя в цепи насоса 1 и длина трубопроводов, соединяющих насос 1 с гидравлическим гасителем и ДГ;  $V_{гни}, l_{ni}$  – объем полости гидравлического гасителя в гидролинии

и длина трубопровода от нагрузочного дросселя 7 до ДГ;  $V_i = F_i z_{i\max}$  – объем поршневой полости исполнительного гидроцилиндра 3, 4 в исходном положении;  $f$  – площадь проходного сечения всех гидролиний;  $l_i$  – длина трубопровода от ДГ до исполнительного гидроцилиндра 3, 4;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $k_{ц}$  – коэффициент трения;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости.

Эффективность работы ДГ оценивается по величине гидравлического КПД<sub>га</sub> аппаратов  $\eta_{га}$  [10], учитывающего потери мощности при течении рабочей жидкости через ДГ, и параметра  $k_{z2}$ , учитывающего рассогласования перемещения поршней исполнительных гидроцилиндров.

Параметры, определяющие работу многомоторного гидропривода: режим нагружения многомоторного гидропривода; дискретизация потока рабочей жидкости ДГ; соотношение геометрических параметров рабочих камер ДГ; объемы гидравлических полостей на участках «насос – дискретный гидрораспределитель» (деление потока рабочей жидкости) и «нагрузочный дроссель – дискретный гидрораспределитель» (суммирование потоков рабочей жидкости). Математическое моделирование двухмоторного гидропривода с ДГ, работающим в режиме деления потока рабочей жидкости, проводили для условий работы: насос 310.4.56

с подачей  $Q = 1330 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/с работает с двумя гидроцилиндрами с диаметрами поршней 0,12 м с нагрузкой, задаваемой параметром  $k_{нд} = P_1/P_2$ , изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке  $P_2 = 200$  кН. При расчете принимали числовые значения параметров:  $f = 3,8 \cdot 10^{-4}$  м;  $\psi = 1,5 \cdot 10^{-9}$ ;  $P_{три} = 0,1P_i$ ;  $k_{ц} = 0,15$ ;  $\zeta = 0,5$ . Математическое моделирование двухмоторного гидропривода с ДГ, работающим в режиме суммирования потоков рабочей жидкости, проводили для условий работы: два гидроцилиндра с диаметрами порш-

- деления потока рабочей жидкости насоса (рис. 2а):

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{га} &= 0,996 + 0,036k_{нд} + 0,005\kappa - 0,014k_{нд}^2 - 0,001k_{нд}\kappa; \\ k_{z2} &= 0,915 + 0,121k_{нд} - 0,063\kappa - 0,017k_{нд}^2 + 0,556k_{нд}\kappa; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{га} &= 1,197 - 0,028k_{нд} - 0,284k_{Q2} - 0,094k_{нд}^2 + 0,034k_{Q2}^2 + 0,169k_{нд}k_{Q2}; \\ k_{z2} &= 0,292 - 0,237k_{нд} + 0,372k_{Q2} + 0,353k_{нд}^2 - 0,032k_{Q2}^2 + 0,303k_{нд}k_{Q2}; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{га} &= 0,901 + 0,162k_{нд} + 0,268 \cdot 10^{-3}\omega - 0,091k_{нд}^2 - 0,291 \cdot 10^{-6}\omega^2 - 0,116 \cdot 10^{-3}k_{нд}\omega; \\ k_{z2} &= 0,876 + 0,361k_{нд} - 0,002\omega - 0,199k_{нд}^2 + 0,144 \cdot 10^{-5}\omega^2 + 0,002k_{нд}\omega; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{га} &= 0,982 + 0,024k_{нд} - 30,23V_{гн} - 0,012k_{нд}^2 + 21,42k_{нд}V_{гн}; \\ k_{z2} &= 0,791 - 0,062k_{нд} - 4266V_{гн} + 0,433k_{нд}^2 + 3811 \cdot 10^3V_{гн}^2 + 2715k_{нд}V_{гн}; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

- суммирования потоков рабочей жидкости из полостей исполнительных гидроцилиндров (рис. 2б):

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{га} &= 0,149 - 0,128k_{нс} + 12,04k_c - 0,125k_{нс}^2 - 40,4k_c^2 + 0,735k_{нс}k_c; \\ k_{z2} &= 0,19 + 1,53k_{нс} - 2,259k_c - 0,816k_{нс}^2 - 6,0k_c^2 + 3,749k_{нс}k_c; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{га} &= 0,859 - 0,231k_{Q2} + 0,304k_{нс} + 0,02k_{Q2}^2 - 0,416k_{нс}^2 + 0,076k_{Q2}k_{нс}; \\ k_{z2} &= 0,26 - 0,337k_{Q2} + 2,334k_{нс} + 0,0478k_{Q2}^2 - 0,026k_{нс}^2 + 0,679k_{Q2}k_{нс}; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{га} &= 0,86 - 1,297k_f - 0,016k_{нс} + 0,749k_f^2 - 0,139k_{нс}^2 + 0,12k_fk_{нс}; \\ k_{z2} &= -0,079 + 0,009k_f + 2,124k_{нс} - 0,03k_f^2 - 1,124k_{нс}^2 + 0,06k_fk_{нс}; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\eta}_{га} &= 0,656 + 0,625V_{гнi} - 0,474k_{нс} - 0,005V_{гнi}^2 + 0,056k_{нс}^2 + 0,398V_{гнi}k_{нс}; \\ k_{z2} &= -0,097 + 13,69V_{гнi} + 1,957k_{нс} - 0,913k_{нс}^2 - 7,476V_{гнi}k_{нс}; \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где  $k_{нд} = P_1/P_2$ ,  $k_{нс} = P_2/P_1$ ,  $k_c = p_c/p_2$  – параметры нагружения рабочих магистралей ДГ в режиме деления и суммирования потоков рабочей жидкости;  $p_c, p_2$  – давление в магистрале потребителя и исполнительного гидроцилиндра 4 (рис. 2б);  $\kappa$  – параметр дискретизации потока рабочей жидкости;  $k_{Q2}$  – то же, определяющий соотношение геометрических размеров рабочих камер ДГ;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора ДГ;  $k_f = f_d/f$  – коэффициент площади проходного сечения нагрузочного дросселя 7 (рис. 2б);  $f_d$  – площадь проходного сечения нагрузочного дросселя 7.

Анализ уравнений регрессии (3) показал, что ДГ обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. Максимальное значение КПД<sub>га</sub> достигается при равенстве нагрузок напорных магистралей потребителей (рис. 3) и увеличивается с повышением параметра  $\kappa$ , что объясняется уменьшением дискретного объема рабочей жидкости, поступающей в напорную магистраль потребителя при каждом цикле работы ДГ, и снижением динамичности работы гидропривода. Следует отметить, что наиболее существенно КПД<sub>га</sub> повышается при увеличении параметра  $\kappa$  с 1 до 3. При дальнейшем росте  $\kappa$  величина КПД<sub>га</sub> изменяется незначительно.

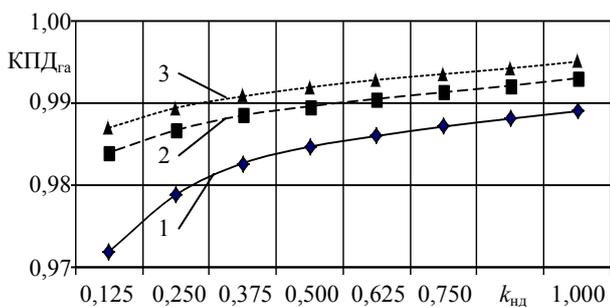


Рис. 3. Зависимость КПД<sub>га</sub> от параметров нагружения  $k_{нд}$  и дискретизации  $\kappa$  потока рабочей жидкости: 1 –  $\kappa = 3$ ; 2 – 6; 3 – 9

Fig. 3. Dependence of efficiency coefficient on loading parameters  $k_{нд}$  and discretization factor  $\kappa$  of working fluid flow: 1 –  $\kappa = 3$ ; 2 – 6; 3 – 9

Уменьшение параметра  $k_{нд}$  и увеличение  $\kappa$  приводят к пропорциональному снижению  $k_{z2}$ . На основании полученных результатов можно считать рациональным интервал значений параметра  $\kappa = 4-6$ , обеспечивающий высокое значение КПД<sub>га</sub> и относительно небольшое снижение  $k_{z2}$  при изменении нагрузок напорных магистралей потребителей в широком диапазоне.

Анализ работы многомоторного гидропривода (4) при синхронизации работы исполнительных гидроцилиндров ( $k_{z2} = 1$ ) показывает, что диапазон изменения  $k_{Q2}$  и КПД<sub>га</sub> при уменьшении параметра нагружения  $k_{нд}$  испол-

нительных гидроцилиндров снижается при уменьшении  $\kappa$  (рис. 4).

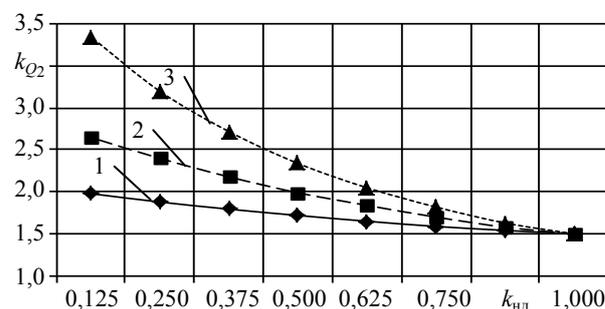


Рис. 4. Зависимость  $k_{Q2}$  от параметров нагружения  $k_{нд}$  и дискретизации  $\kappa$  потока рабочей жидкости: 1 –  $\kappa = 3$ ; 2 – 6; 3 – 9

Fig. 4. Diagram showing the the division precision parameter  $k_{Q2}$  depending from the loading parameter  $k_{нд}$  and the flow discretisation factor  $\kappa$ : 1 –  $\kappa = 3$ ; 2 – 6; 3 – 9

Конструктивную схему ДГ, обеспечивающую синхронизацию работы исполнительных гидроцилиндров, следует формировать со значениями  $\kappa = 3-4$ , обеспечивающими минимальное снижение КПД<sub>га</sub> при изменении параметра нагружения  $k_{нд}$  в широком диапазоне. При увеличении  $\omega$  КПД<sub>га</sub> повышается благодаря снижению динамичности работы гидропривода (5), а параметр  $k_{z2}$  уменьшается. Максимальное значение КПД<sub>га</sub> достигается при  $\omega = 188,4-314,0$  рад/с, что соответствует рабочему диапазону угловых скоростей вращения вала насоса.

При увеличении объема  $V_{гн}$  параметр  $k_{z2}$  уменьшается (6). Рост объема  $V_{гн}$  способствует появлению дифференциального эффекта. Рациональные значения  $k_{z2}$  достигаются при  $V_{гн} = (0,5-1,0)q$  (здесь  $q$  – рабочий объем насоса), что эквивалентно длине рукава высокого давления  $l_i = 0,07-0,14$  м. КПД<sub>га</sub> имеет максимальное значение при  $V_{гн} = (0,5-1,0)q$  и снижается при увеличении объема  $V_{гн}$ . Дискретный гидрораспределитель должен устанавливаться рядом с насосом либо интегрироваться в его конструкцию. Моделирование показало, что изменение величин  $fl_i$  не влияет на параметры КПД<sub>га</sub> и  $k_{z2}$ .

При работе в режиме суммирования потоков рабочей жидкости ДГ обеспечивает независимость нагрузочных режимов работы контуров при широком диапазоне изменения нагрузок (7).

Анализ работы гидропривода показал, что, изменяя параметр  $k_{Q2}$ , можно обеспечить заданное рассогласование перемещения грузов (8). При увеличении  $k_{Q2}$  величина КПД<sub>га</sub> уменьшается, достигая минимального значения при  $k_{Q2} = 4-5$ , что объясняется повышением динамичности нагружения гидропривода.

При увеличении проходного сечения нагрузочного дросселя 7, определяемого параметром  $k_f$ , КПД<sub>га</sub> уменьшается (9). Параметр  $k_{z2}$  изменяется незначительно. При формировании многомоторных приводов следует использовать нагрузочные дроссели 7 малого проходного сечения.

Увеличение объема гидравлического гасителя  $V_{гн1}$ ,  $V_{гн2}$  в магистрали от ДГ до нагрузочного дросселя 7 приводит к существенному увеличению КПД<sub>га</sub> и незначительному повышению  $k_{z2}$  (10). Полученный результат позволяет сделать вывод: удаление ДГ от нагрузочных дросселей 7 позволяет улучшить показатели работы многомоторного гидропривода.

Проведенный анализ работы двухмоторного гидропривода, оснащенного ДГ, работающим в режиме деления и суммирования потоков рабочей жидкости, показал:

- ДГ обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок;
- рациональным значением параметра дискретизации потока рабочей жидкости является интервал значений  $\kappa = 4-6$ ;
- ДГ должен устанавливаться возле насоса либо интегрироваться в его конструкцию;
- максимальное значение параметров эффективности КПД<sub>га</sub> и  $k_{z2}$  достигается при угловой скорости ротора, совпадающей с угловой скоростью вала насоса;

- ДГ обеспечивает возможность изменения параметров подачи рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в широком диапазоне за счет изменения геометрических характеристик.

Конструктивно ДГ может быть реализован в виде отдельного агрегата, устанавливаемого на корпус насоса с приводом ротора ДГ от приводного вала насоса [19] на фланец насоса в качестве промежуточного агрегата между механизмом привода и насосом серийного исполнения [20], либо интегрироваться в конструкцию насоса [21, 22] с доработкой существующей схемы.

## ВЫВОДЫ

1. Разработка и применение моноагрегатной насосной установки в составе насоса и дискретного гидрораспределителя привода ходового оборудования многофункциональных дорожно-строительных машин позволят уменьшить количество насосов гидропривода, отказаться от крупногабаритного и материалоемкого раздаточного редуктора привода насосов.

2. На основании математического моделирования определены рациональные параметры дискретного гидрораспределителя гидрообъемных трансмиссий многофункциональных дорожно-строительных машин. Разработка и внедрение гаммы дискретных гидрораспределителей позволят расширить элементную базу систем современного гидропривода ходового оборудования дорожно-строительных машин, снизить ее материалоемкость и затраты на разработку и производство дорожно-строительных машин.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. М.: Машиностроение, 1988. 248 с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи / А. Ф. Андреев [и др.]; под ред. В. В. Гуськова. Минск: Вышэйш. шк., 1987. 310 с.
3. Строительные машины: в 2 т. / А. В. Раннев [и др.]; под общ. ред. Э. Н. Кузина. 5-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1991. Т. 1: Машины для строитель-

- ва промышленных, гражданских сооружений и дорог. 496 с.
4. Раннев, А. В. Устройство и эксплуатация дорожно-строительных машин / А. В. Раннев, М. Д. Полосин. 2-е изд., стер. М.: Изд. центр «Академия», 2003. 488 с.
  5. Леонович, И. И. Насосные установки многомоторных приводов технологических машин / И. И. Леонович, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Вестник Белорусского национального технического университета. 2005. № 6. С. 36–39.
  6. Гидрообъемная трансмиссия тяговой машины: пат. 64724 Рос. Федерации: МПК F16H 61/44, F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; дата публ.: 10.07.2007.
  7. Гидрообъемная трансмиссия технологической машины: пат. 70326 Рос. Федерации: МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; дата публ.: 20.01.2008.
  8. Гидрообъемная трансмиссия технологической машины: пат. 81543 Рос. Федерации: МПК F16H 61/44 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; дата публ.: 20.03.2009.
  9. Гидрообъемная трансмиссия тяговой машины: пат. 7510 Респ. Беларусь; МПК F 16H 61/44, F15B 11/22 (2006.01) / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, А. Ю. Мазур; дата публ.: 30.08.2011.
  10. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. М.: Машиностроение, 1991. 384 с.
  11. Коробкин, В. А. Агрегаты дискретного действия гидроприводов строительных и дорожных машин / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Строительные и дорожные машины. 2010. № 5. С. 43–46.
  12. Моделирование дискретного гидрораспределителя гидропривода строительных и дорожных машин / А. В. Бусел [и др.] // Новости науки и технологий. 2014. № 2. С. 22–30.
  13. Модульная дозирующая система: пат. 63880 Рос. Федерации: МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; дата публ.: 10.06.2007.
  14. Богданович, Л. Б. Гидравлические приводы / Л. Б. Богданович. Киев: Вища шк., Головное изд-во, 1980. 232 с.
  15. О перспективных направлениях создания гидравлических агрегатов приводов строительных и дорожных машин / В. А. Коробкин [и др.] // Наука и техника. 2012. № 6. С. 71–76.
  16. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. М.: Машиностроение, 1980. 231 с.
  17. Попов, Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д. Н. Попов. М.: Изд-во МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2001. 320 с.
  18. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. М.: Машиностроение, 1972. 320 с.
  19. Насос шестеренный: пат. 2772 Респ. Беларусь; F15B 11/22, E04C 2/04 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; дата публ. 30.06.06.
  20. Гидроавесная система технологической машины: пат. 72029 Рос. Федерации; МПК F16H 61/44 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; дата публ. 27.03.08.
  21. Насос шестеренный: пат. 66449 Рос. Федерации; МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; дата публ. 10.09.2007.
  22. Аксиально-поршневая гидромашин: пат. 66448 Рос. Федерации; МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; дата публ. 10.09.2007.

Поступила 09.04.2015

Подписана в печать 12.06.2015

Опубликована онлайн 22.01.2016

#### REFERENCES

1. Petrov V. A. (1988) *Hydrostatic Transmission of Self-Propelled Vehicles*. Moscow, Mashinostroenie. 248 p. (in Russian).
2. Andreev A. F., Bartashevich L. V., Bogdan N. V., Korolkevich A. V., Mamonov M. I., Romanchik E. A., Sabadakh B. V., Guskov V. V. (1987) *Hydraulic and Pneumatic Control Systems and Hydraulic Drive of Mobile Machines. Three-Axis Hydro- and Pneumatic Machines and Gearings*. Minsk, Vysheyschaya Shkola. 310 p. (in Russian).
3. Rannev A. V., Korelin V. F., Zhavoronkov A. V., Shloido G. A., Makushkin D. O., Timofeev V. A., Telushkin A. V., Erofeev L. V., Viazovikin V. N., Zaitsev L. V., Nevzorov L. A., Kuzin E. N. (1991) *Construction Machinery. Reference Book. Vol. 1. Machinery for Construction of Industrial, Civil Structures and Roads*. 5<sup>th</sup> ed. Moscow, Mashinostroenie. 496 p. (in Russian).
4. Rannev A. V., Polosin M. D. (2003) *Arrangement and Operation of Road-Construction Machinery*. 2<sup>nd</sup> ed. Moscow, Publishing Centre "Akademia". 488 p. (in Russian).
5. Leonovich I. I., Kotlobai A. Ja., Kotlobai A. A. (2005) Pump Units for Multi-Motor Drives of Technological Machinery. *Vestnik BNTU [Bulletin of the Belarusian National Technical University]*, (6), 36–39. (in Russian).
6. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Ivanovsky A. N., Andriyanenko Yu. A., Lutskov B. A., Kotlobai A. A. (2007) *Hydrostatic Transmission of Traction Machine*. Patent Russian Federation, No 64724. (in Russian).
7. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Ivanovsky A. N., Andriyanenko Yu. A., Lutskov B. A., Kotlobai A. A. (2008) *Hydrostatic Transmission of Technological Machine*. Patent Russian Federation No 70326 (in Russian).
8. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Ivanovsky A. N., Andriyanenko Yu. A., Lutskov B. A., Kotlobai A. A. (2009) *Hydrostatic Transmission of Technological Machine*. Patent Russian Federation No 81543.

9. Kotlobai A. Ja., Kotlobai A. A., Mazur A. Yu. (2011) *Hydrostatic Transmission of Traction Machine*. Patent Republic of Belarus No 7510 (in Russian).
10. Navrotsky K. L. (1991) *Theory and Designing of Hydro- and Pneumatic Drives*. Moscow, Mashinostroenie. 384 p. (in Russian).
11. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Kotlobai A. A. (2010) Sampling Action Plants of Hydraulic Drives for Construction and Road Machinery. *Stroitelnye i Dorozhnye Mashiny [Construction and Road Machinery]*, (5), 43–46 (in Russian).
12. Busel A. V., Kotlobai A. Ja., Kotlobai A. A., Tamelo V. F. (2014) Simulation of Digital Hydraulic Distributor of Hydraulic Drive for Construction and Road Machinery. *Novosti Nauki i Tekhnologii [News of Science and Technology]*, (2), 22–30 (in Russian).
13. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Ivanovsky A. N., Andriyanenko Yu. A., Lutskov B. A., Kotlobai A. A. (2007) *Module Metering System*. Patent Russian Federation No 63880 (in Russian).
14. Bogdanovich L. B. (1980) *Hydraulic Drives*. Kiev, Vyssha Shkola. 232 p. (in Russian).
15. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Kotlobai A. A., Tamelo V. F. (2012) On Prospective Directions for Creation of Hydraulic Drive Units for Construction and Road Machinery. *Nauka i Tekhnika [Science and Technique]*, (6), 71–76 (in Russian).
16. Metliouk N. F., Aytushko V. P. (1980) *Dynamics of Pneumatic and Hydraulic Automotive Drives*. Moscow, Mashinostroenie. 231 p. (in Russian).
17. Popov D. N. (2001) *Mechanics of Hydro- and Pneumatic Drives*. Moscow: Publishing House of Moscow State Technical University Named after N. E. Bauman. 320 p. (in Russian).
18. Bashta T. M. (1972) *Hydraulic Drive and Hydraulic and Pneumatic Control Systems*. Moscow, Mashinostroenie. 320 p. (in Russian)
19. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Kotlobai A. A. (2006) *Gear Pump*. Patent Republic of Belarus No 2772 (in Russian).
20. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Ivanovsky A. N., Andriyanenko Yu. A., Lutskov B. A., Kotlobai A. A. (2008) *Hydraulic Mounted System of Technological Machine*. Patent Russian Federation No 72029 (in Russian).
21. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Ivanovsky A. N., Andriyanenko Yu. A., Lutskov B. A., Kotlobai A. A. (2007) *Gear Pump*. Patent Russian Federation No 66449 (in Russian).
22. Korobkin V. A., Kotlobai A. Ja., Ivanovsky A. N., Andriyanenko Yu. A., Lutskov B. A., Kotlobai A. A. (2007) *Axial Piston Hydraulic Machine*. Patent Russian Federation No 66448 (in Russian).

Received: 09.04.2015

Accepted: 12.06.2015

Published online: 22.01.2016