

УДК 625.08

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ КАТКОВ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

А. В. Бусел,

декан факультета транспортных коммуникаций БНТУ, д-р техн. наук, профессор

А. Я. Котлобай,

доцент кафедры БНТУ, канд. техн. наук, доцент

А. А. Котлобай

ст. преподаватель кафедры БНТУ

В. Ф. Тамело,

доцент кафедры БНТУ, канд. воен. наук, доцент

Резервом модернизации гидрообъемной трансмиссии катков для уплотнений дорожно-строительных материалов является уменьшение удельного веса механических передач в системе приводов ходового и рабочего оборудования. В работе предложена реализация гидравлической системы привода ходового оборудования катка на базе использования моноагрегатной насосной установки в составе насоса и объемного делителя потока рабочей жидкости.

Разработан принцип объемного деления потока рабочей жидкости насоса, его техническая реализация и методика расчета основных параметров дискретных гидрораспределителей роторного типа. Приведены результаты математического моделирования гидросистемы, оснащенной дискретным гидрораспределителем.

The hydrovolumetric drives' modernization reserve for road-rollers compressing the road building materials is to reduce the weight proportion of the mechanical gearing in running gear and labor equipment driving systems. In the work given the realization of hydraulic system for driving the road-roller's running gear based on the applying the single pump unit consisting of a pump and a volumetric liquid flow divisor is offered.

The principle of volumetric division of the hydraulic pump's working flow was developed, its technical realization and methods for estimating the rotor-type discontinuous hydrodistributor's parameters were worked up. The results of mathematical modeling of the hydraulic system containing the discontinuous hydrodistributor were cited.

Процесс уплотнения строительных материалов является важной технологической операцией строительства автомобильных дорог. Катки являются наиболее распространенными и простыми машинами для уплотнения дорожно-строительных материалов [1].

При выполнении дорожно-строительных работ в Республике Беларусь широкое применение находят катки: пневмоколесные статические; вибрационные с гладкими вальцами и последовательным расположением их (тандем); комбинированные вибрационные с пневмоколесным энергетическим модулем, шарнирно-сочлененной рамой и вибрационным вальцом.

На рынке Республики Беларусь представлены пневмоколесные статические катки производства предприятий: России — ОАО «Раскат» — ДУ-100, максимальный рабочий вес 14 000 кг; завод «Дорожных машин» — ДМ10П, максимальный рабочий вес 13 000 кг, ДМ65, максимальный рабочий вес 14 000 кг; стран дальнего зарубежья: США — компания Caterpillar — CS-423E, CS-433E, максимальный рабочий вес 23 100 кг; Германия — компания Hamm — Hamm GRW10, рабочий вес 8800 кг, Hamm GRW18, рабочий вес 14 500 кг; Китай — компания Xuzhou Construction Machinery Group Inc (XCMG) — YL16C, максимальный рабочий вес 16 000 кг, XP302, максимальный рабочий вес 30 000 кг, и др.

Одной из тенденций развития пневмоколесных катков является использование гидрообъемных трансмиссий закрытого типа на базе раздельно-агрегатных двухмашинных гидроредукторов привода ведущих колес передних и задних мостов, обеспечивающих бесступенчатое регулирование скорости и плавность передачи крутящего момента к ведущим колесам; реверсирование движения [2].

В пневмоколесных катках производства РФ (например, ДУ-100) за двигателем устанавливается раздаточный редуктор, приводящий три гидронасоса [3], два из которых приводят во вращение по два гидромотора привода колес каждого моста, а третий — гидроусилитель руля. Кроме того, каждый насос привода гидромоторов колес оснащен насосом подпитки.

Создание гаммы катков, различающихся массой, мощностью двигателя и параметрами гидросистемы требует разработки и освоения производства раздаточных редукторов, выпускаемых малыми сериями и требующими наличия механосборочного производства высокого технологического уровня, загрузить которое достаточно сложно. Это приводит к увеличению себестоимости катков и снижению эффективности производства.

При развитии конструкций пневмоколесных катков резервом рационализации параметров трансмиссии может быть применение одного насоса привода ходового оборудования вместо применяемых двух, тандемирования насосов ходового оборудования и гидроусилителя руля, и отказ от использования громоздкого раздаточного редуктора. При развитии конструкции катка в данном направлении основу насосного моноагрегата гидрообъемной трансмиссии составляет однопоточный регулируемый аксиально-поршневой насос хода, оснащенный дискретным гидрораспределителем ДГ (НХ+ДГ), шестеренный насос подпитки НП, шестеренный насос привода гидроусилителя руля НУ, установленные на одном валу (рис. 1) [4]. Насос НХ+ДГ обеспечивает привод гидромоторов М1, М2 переднего и М3, М4 заднего мостов пневмоколес катка. Изменение скорости катка осуществляется изменением производительности насоса НХ посредством изменения угла наклона шайбы насоса НХ. Рабочие полости гидроцилиндра управления наклонной шайбой насоса НХ связаны

с гидравлическим контуром насоса подпитки НП и баком Б посредством гидрораспределителя управления РУ, представляющего собой трехпозиционный золотник следящего действия с обратной связью. Для оптимизации режимов работы пневмоколес переднего и заднего мостов ДГ может обеспечивать одинаковую и различную подачу рабочей жидкости по гидромоторам М1, М2 и М3, М4. Гидроприводы пневмоколес мостов катка выполнены по замкнутой схеме и включают контур подпитки КПН, клапан давления подпитки КД. Всасывающие магистрали насосов НП и НУ связана с баком Б гидросистемы.

Удержание пневмоколесного катка в заторможенном состоянии, при отключенном сцеплении насосом агрегате, осуществляется стояночной тормозной системой, состоящей из тормозных механизмов СТ колес, и двухпозиционного гидрораспределителя РСТ управления ими. Гидрораспределитель РСТ связывает рабочие полости тормозных механизмов СТ с напорной магистралью контура подпитки насоса НП и баком Б.

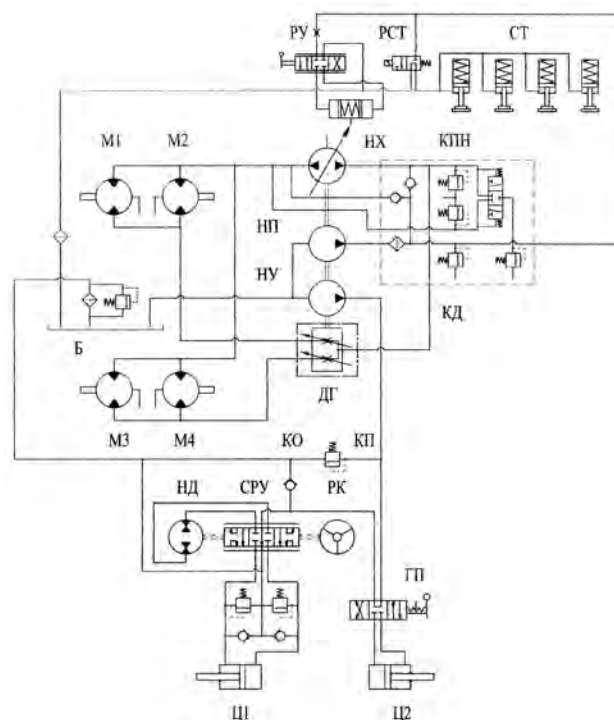


Рис. 1. Гидросистема пневмоколесного катка

Гидравлический контур гидростатического рулевого управления с замкнутой системой состоит из дозирочного насоса НД и сервораспределителя следящего действия СРУ, управляемых рулевым колесом РК. Напорная и сливная магистрали соединены гидролинией с обратным клапаном КО. Давление гидравлического контура рулевого управления ограничивается предохранительным клапаном КП. Поворот мостов осуществляется гидроцилиндрами Ц1, Ц2. Управление гидроцилиндром Ц2 производится трехпозиционным гидрораспределителем ГП, включаемым для уменьшения радиуса поворота пневмоколесного катка.

Авторами предложен принцип объемного деления потоков рабочей жидкости насоса, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей, предложены основные технические решения дискретных гидрораспределителей (ДГ) роторного типа [5]. Для обоснования рациональных параметров конструкции ДГ проведем математическое моделирование работы гидропривода, оснащенного ДГ [6].

Рассмотрим динамику работы двухмоторного гидравлического привода (рис. 2) с ДГ, работающим в режиме деления потока рабочей жидкости.

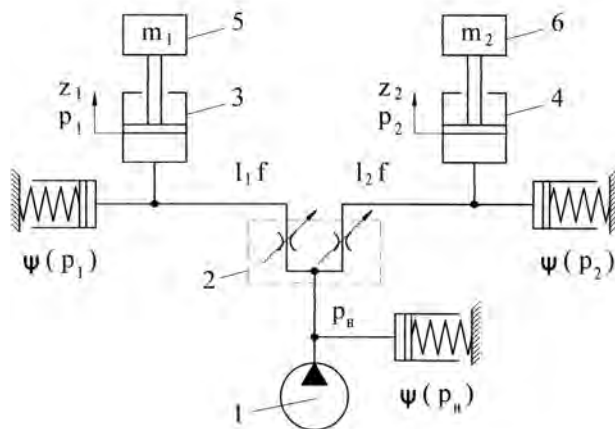


Рис. 2. Динамическая схема двухмоторного гидропривода при работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости: 1 — насос, 2 — ДГ, 3, 4 — исполнительный гидроцилиндр, 5, 6 — груз

Переходные процессы при работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости описываются системой дифференциальных уравнений:

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

где $z_1, \dots, z_p, \dots, z_n$ — координата поршня исполнительного цилиндра; $F_1, \dots, F_p, \dots, F_n$ — площадь поршня исполнительного цилиндра; $m_1, \dots, m_p, \dots, m_n$ — масса груза и подвижных частей, приведенная к поршню; $P_{mp1}, \dots, P_{mpp}, \dots, P_{mpn}$ — сила трения; $P_1, \dots, P_p, \dots, P_n$ — сила сопротивления подъему груза; $p_n, p_1, \dots, p_p, \dots, p_n$ — давление в полости насоса, исполнительного гидроцилиндра; Q_n — объемная подача насоса; Q_{oi} — подача рабочей жидкости в напорную магистраль i -го потребителя; ψ — коэффициент податливости рабочей жидкости; V_{zn} — объем гидравлического гасителя в цепи насоса и длина трубопроводов, соединяющих насос с гидравлическим гасителем и ДГ; f — площадь проходного сечения всех гидролиний; $l_1, \dots, l_p, \dots, l_n$ — длина трубопровода от ДГ до исполнительного гидроцилиндра; ρ — плотность рабочей жидкости; ζ — коэффициент местного сопротивления; ν — кинематический коэффициент вязкости.

Эффективность работы ДГ оценивается по величине общего КПД аппаратов, учитывающего объемные потери в ДГ и потери мощности при течении рабочей жидкости через ДГ:

$$\eta_{za.n} = \eta_{za.o} \eta_{za}$$

где $\eta_{za.n}$ — общий гидравлический КПД ДГ; $\eta_{za.o}$ — объемный гидравлический КПД ДГ; η_{za} — гидравлический КПД ДГ.

Величина $\eta_{za.o}$ определяется конструктивным исполнением ДГ и технологическим уровнем производства гидравлической аппаратуры, и в данном исследовании не рассматривается. Мгновенное значение η_{za} изменяется при работе ДГ, принимаем в качестве критерия оценки эффективности его работы среднее значение $\bar{\eta}_{za}$. Кроме $\bar{\eta}_{za}$, определяем рассогласование перемещения поршней исполнительных гидроцилиндров k_{z2} — как среднюю величину отношений текущих значений перемещений второго и первого исполнительных гидроцилиндров за время цикла.

Моделирование работы ДГ проводилось в программе MathCAD 11 на примере двухмоторного гидропривода, оснащенного насосом 310.456 с подачей $Q=1330 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$, работающего с двумя гидроцилиндрами с диаметрами поршней 0,12 м с нагрузкой, задаваемой параметром p_1/p_2 , изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке $p_2=200 \text{ кН}$. При расчете принимались числовые значения параметров: $f=3,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; $\psi=1,5 \cdot 10^{-9}$; $P_{mpi}=0,1 P_i$; $k_u=0,15$; $\zeta=0,5$.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $\bar{\eta}_{za}=f_{11}(P_1/P_2, \kappa)$, $k_{z2}=f_{21}(P_1/P_2, \kappa)$ аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{za}=9,956 \cdot 10^{-1} + 3,566 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2) + 4,531 \cdot 10^{-3} \kappa - 1,382 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2)^2 - 1,965 \cdot 10^{-4} \kappa^2 - 1,414 \cdot 10^{-3} (P_1/P_2) \kappa.$$

$$k_{z2}=9,148 \cdot 10^{-1} + 1,205 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2) - 6,314 \cdot 10^{-2} \kappa - 1,722 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2)^2 + 5,944 \cdot 10^{-4} \kappa^2 + 5,638 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2) \kappa.$$

где κ — параметр дискретизации.

Анализ показал, что ДГ обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. Максимальное значение $\bar{\eta}_{za}$ достигается при равенстве нагрузок напорных магистралей потребителей (рис. 3) и увеличивается с увеличением параметра κ , что объясняется уменьшением дискретного объема рабочей жидкости, поступающей в напорную магистраль потребителя при каждом цикле работы ДГ, и снижения динамичности работы гидропривода. Следует отметить, что наиболее

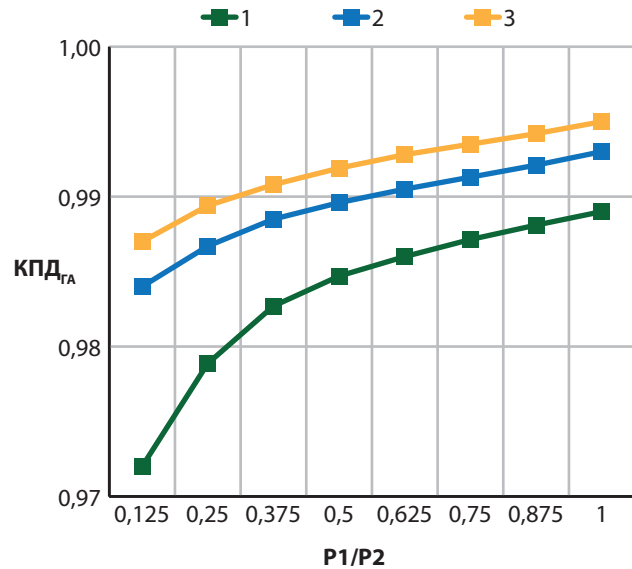


Рис. 3. $\bar{\eta}_{za}=f_{11}(P_1/P_2, \kappa)$; 1 — $\kappa=3$; 2 — $\kappa=6$; 3 — $\kappa=9$

существенно $\bar{\eta}_{za}$ увеличивается при увеличении κ с 1 до 3. При дальнейшем увеличении κ $\bar{\eta}_{za}$ изменяется незначительно.

Уменьшение параметра p_1/p_2 и увеличение κ приводит к пропорциональному уменьшению параметра k_{z2} .

На основании полученных результатов можно считать рациональным интервал значений $\kappa=4-6$, обеспечивающий высокое значение $\bar{\eta}_{za}$ и относительно небольшое снижение k_{z2} при изменении нагрузок напорных магистралей потребителей в широком диапазоне.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $\bar{\eta}_{za}=f_{11}(P_1/P_2, k_{z2}=1)$, $k_{Q2}=f_{21}(P_1/P_2, k_{z2}=1)$ при синхронном перемещении грузов аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{za}=8,581 \cdot 10^{-1} + 4,401 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2) - 2,489 \cdot 10^{-2} \kappa - 3,39 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2)^2 - 3,01 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2) \kappa.$$

$$k_{Q2}=1,038 - 8,152 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2) + 2,156 \cdot 10^{-1} \kappa + 1,229 (P_1/P_2)^2 + 7,55 \cdot 10^{-3} \kappa^2 - 3,42 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2) \kappa.$$

где k_{Q2} — параметр, определяющий соотношение геометрических параметров рабочих камер ДГ.

Диапазон изменения k_{Q2} и $\bar{\eta}_{za}$ (рис. 4) при уменьшении параметра p_1/p_2 уменьшается при уменьшении κ .

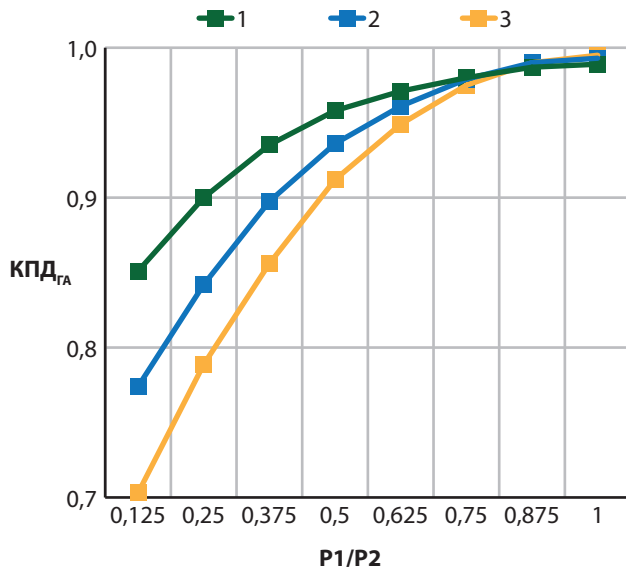


Рис. 4. $\bar{\eta}_{га} = f_{11}(P_1/P_2, k_{z2}=1)$; 1 — $\kappa=3$; 2 — $\kappa=6$; 3 — $\kappa=9$; $k_{z2}=1$

Конструктивную схему ДГ, обеспечивающую синхронизацию работы исполнительных гидроцилиндров, следует формировать со значениями $\kappa=3 \div 4$, обеспечивающими минимальное снижение $\bar{\eta}_{га}$ при изменении нагрузок исполнительных гидроцилиндров в широком диапазоне.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $\bar{\eta}_{га} = f_{11}(P_1/P_2, V_{zh})$, $k_{z2} = f_{21}(P_1/P_2, V_{zh})$ аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{га} = 9,819 \cdot 10^{-1} + 2,409 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2) - 3,023 \cdot 10^1 V_{zh} - 1,218 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2)^2 + 2,142 \cdot 10^1 (P_1/P_2) V_{zh}$$

$$k_{z2} = 7,91 \cdot 10^{-1} - 6,204 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2) - 4,266 \cdot 10^3 V_{zh} + 4,333 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2)^2 + 3,811 \cdot 10^6 V_{zh}^2 + 2,715 \cdot 10^3 (P_1/P_2) V_{zh}$$

При увеличении параметра V_{zh} коэффициент k_{z2} снижается. Увеличение объема V_{zh} способствует появлению дифференциального эффекта. Рациональные значения k_{z2} достигаются при $V_{zh} = (0,5 - 1,0)q$ (здесь q — рабочий объем насоса), что эквивалентно длине рукава высокого давления $l_i = 0,07 - 0,14$ м. Параметр $\bar{\eta}_{га}$ имеет максимальное значение при $V_{zh} = (0,5 - 1,0)q$, и снижается при увеличении V_{zh} . ДГ должен устанавливаться рядом с насосом, либо интегрироваться в его конструкцию.

Моделирование показало, что изменение величин fl_i не влияет на параметры $\bar{\eta}_{га}$ и k_{z2} .

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $\bar{\eta}_{га} = f_{11}(P_1/P_2, \omega)$, $k_{z2} = f_{21}(P_1/P_2, \omega)$ аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{га} = 9,013 \cdot 10^{-1} + 1,618 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2) + 2,676 \cdot 10^{-4} \omega - 9,067 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2)^2 - 2,913 \cdot 10^{-7} \omega^2 - 1,161 \cdot 10^{-4} (P_1/P_2) \omega$$

$$k_{z2} = 8,76 \cdot 10^{-1} + 3,61 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2) - 2,349 \cdot 10^{-3} \omega - 1,99 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2)^2 + 1,44 \cdot 10^{-6} \omega^2 + 1,775 \cdot 10^{-3} (P_1/P_2) \omega$$

где ω — угловая скорость вращения ротора ДГ.

При увеличении ω параметр $\bar{\eta}_{га}$ увеличивается благодаря снижению динамичности работы гидропривода, а k_{z2} уменьшается. Максимальное значение $\bar{\eta}_{га}$ достигается при $\omega = 188,4 - 314,0$ рад/с, что соответствует рабочему диапазону угловых скоростей вращения вала насоса.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $\bar{\eta}_{га} = f_{11}(P_1/P_2, Q)$, $k_{z2} = f_{21}(P_1/P_2, Q)$ аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{га} = 9,943 \cdot 10^{-1} + 1,758 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2) - 9,925 Q - 1,332 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2)^2 + 5,397 (P_1/P_2) Q$$

$$k_{z2} = 2,658 \cdot 10^{-1} + 5,927 \cdot 10^{-1} (P_1/P_2) + 2,534 \cdot 10^2 Q + 7,568 \cdot 10^{-2} (P_1/P_2)^2 - 3,516 \cdot 10^4 Q^2 - 1,33 \cdot 10^2 (P_1/P_2) Q$$

Анализ показал, что увеличение подачи Q насоса при заданных параметрах ДГ приводит к незначительному снижению $\bar{\eta}_{га}$ и увеличению параметра k_{z2} . Это объясняется некоторым увеличением динамичности работы гидропривода и уменьшением влияния сжимаемости газовой фазы в наиболее нагруженной магистрали на синхронность работы исполнительных гидроцилиндров.

Рассмотрим динамику работы двухмоторного гидравлического привода (рис. 5) с ДГ, работающим в режиме суммирования потоков рабочей жидкости.

Переходные процессы при работе ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} &= \frac{F_i \frac{dz_i}{dt} - Q_{ni}}{\psi(V_i - F_i z_i + fl_i)} \\ \frac{dp_{ni}}{dt} &= \frac{Q_{ni} - Q_{di}}{\psi(V_{zni} + fl_{ni})} \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left(P_i - p_i F_i - k_{\eta} \frac{dz_i}{dt} - P_{mpi} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right) \end{aligned} \right\} (2)$$

где $p_c, p_{n1}, \dots, p_{ni}, \dots, p_{nn}$ — давление в магистрали потребителя, и после нагрузочного дросселя; Q_{ni} — расход рабочей жидкости через нагрузочный дроссель; l_i — длина гидролиний от исполнительного гидроцилиндра до нагрузочного дросселя; V_{zni}, l_{ni} — объем полости гидравлического гасителя в гидролинии и длина трубопровода от нагрузочного дросселя до ДГ; $V_i = F_i z_{i\max}$ — объем поршневой полости исполнительного гидроцилиндра в исходном положении.

Моделирование работы ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости [2] проводилось в программе MathCAD 11 на примере двухмоторного гидропривода: два гидроцилиндра с диаметрами поршней 0,12 м на-

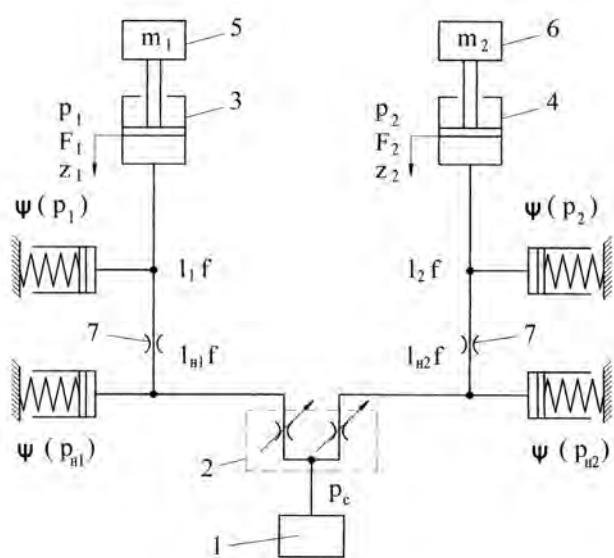


Рис. 5. Динамическая схема двухмоторного гидропривода при работе ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости: 5, 6 — груз, 7 — нагрузочный дроссель

гружены инерционной нагрузкой, задаваемой относительным параметром P_2/P_1 , изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке $P_2=200$ кН. Давление p_c в напорной магистрали потребителя задается пропорционально значению P_1/F_1 с коэффициентом пропорциональности, изменяемым в пределах (0,05–0,1).

$k_{z2}=f_1(P_2/P_1, p_c)$; $\bar{\eta}_{za}=f_2(P_2/P_1, p_c)$, аппроксимированы уравнениями регрессии

$$\bar{\eta}_{za} = 1,49 \cdot 10^{-1} - 1,28 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1) + 1,204 \cdot 10^1 (p_c/p_1) - 1,247 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1)^2 - 4,04 \cdot 10^1 (p_c/p_1)^2 + 7,352 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1)(p_c/p_1).$$

$$k_{z2} = 1,904 \cdot 10^{-1} + 1,53 (p_2/p_1) - 2,259 (p_c/p_1) - 8,161 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1)^2 - 6,0 (p_c/p_1)^2 + 3,749 (p_2/p_1)(p_c/p_1).$$

Получено, что ДГ при работе в режиме суммирования потоков рабочей жидкости обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. При уменьшении параметра P_2/P_1 в пределах (1,0–0,125) параметры k_{z2} снижается, а $\bar{\eta}_{za}$ увеличивается. Увеличение давления p_c в сливной магистрали ДГ приводит к уменьшению параметра k_{z2} (рис. 6) и увеличению $\bar{\eta}_{za}$.

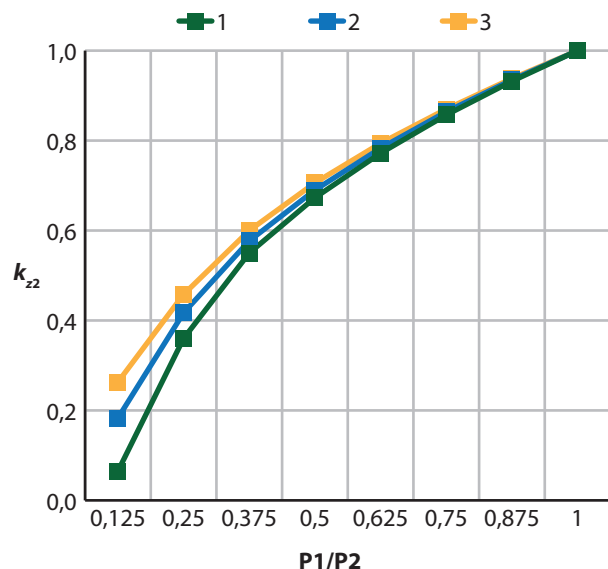


Рис. 6. $k_{z2}=f_1(P_2/P_1, p_c)$; 1 — $p_c=0,1p_1$; 2 — $p_c=0,075p_1$; 3 — $p_c=0,05p_1$

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $k_{z2}=f_1(k_f P_2/P_1)$; $\bar{\eta}_{za}=f_2(k_f P_2/P_1)$ аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{za}=8,597 \cdot 10^{-1} - 1,297 k_f - 1,609 \cdot 10^{-2} (p_2/p_1) + 7,487 \cdot 10^{-1} k_f^2 - 1,385 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1)^2 + 1,195 \cdot 10^{-1} k_f (p_2/p_1).$$

$$k_{z2} = -7,869 \cdot 10^{-2} + 9,262 \cdot 10^{-3} k_f + 2,124 (p_2/p_1) - 3,056 \cdot 10^{-2} k_f^2 - 1,124 (p_2/p_1)^2 + 6,0 \cdot 10^{-2} k_f (p_2/p_1).$$

При увеличении проходного сечения дросселя нагрузки, определяемого параметром k_f , $\bar{\eta}_{za}$ уменьшается. Параметр k_{z2} изменяется незначительно. При формировании многомоторных приводов следует использовать дроссели нагрузки малого проходного сечения.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $k_{z2}=f_1(P_2/P_1, k_{Q2})$; $\bar{\eta}_{za}=f_2(P_2/P_1, k_{Q2})$ аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{za} = 8,589 \cdot 10^{-1} - 2,311 \cdot 10^{-1} k_{Q2} + 3,036 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1) + 2,03 \cdot 10^{-2} k_{Q2}^2 - 4,16 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1)^2 + 7,571 \cdot 10^{-2} k_{Q2} (p_2/p_1).$$

$$k_{z2} = 2,597 \cdot 10^{-1} - 3,373 \cdot 10^{-1} k_{Q2} + 2,334 (p_2/p_1) + 4,781 \cdot 10^{-2} k_{Q2}^2 - 2,577 (p_2/p_1)^2 + 6,788 \cdot 10^{-1} k_{Q2} (p_2/p_1).$$

Анализ работы гидропривода показал, что, изменяя параметр k_{Q2} можно обеспечить заданное рассогласование перемещения грузов (рис. 7). При увеличении параметра k_{Q2} параметр $\bar{\eta}_{za}$ уменьшается, достигая минимального значения при $k_{Q2}=(4-5)$, что объясняется увеличением динамичности нагружения гидропривода.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $k_{z2}=f_1(k_f P_2/P_1)$; $\bar{\eta}_{za}=f_2(k_f P_2/P_1)$ аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{za} = 8,597 \cdot 10^{-1} - 1,297 k_f - 1,609 \cdot 10^{-2} (p_2/p_1) + 7,487 \cdot 10^{-1} k_f^2 - 1,385 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1)^2 + 1,195 \cdot 10^{-1} k_f (p_2/p_1).$$

$$k_{z2} = -7,869 \cdot 10^{-2} + 9,262 \cdot 10^{-3} k_f + 2,124 (p_2/p_1) - 3,056 \cdot 10^{-2} k_f^2 - 1,124 (p_2/p_1)^2 + 6,0 \cdot 10^{-2} k_f (p_2/p_1).$$

При увеличении проходного сечения дросселя нагрузки, определяемого параметром k_f , $\bar{\eta}_{za}$ уменьшается. Параметр k_{z2} изменяется незначительно. При формировании многомоторных

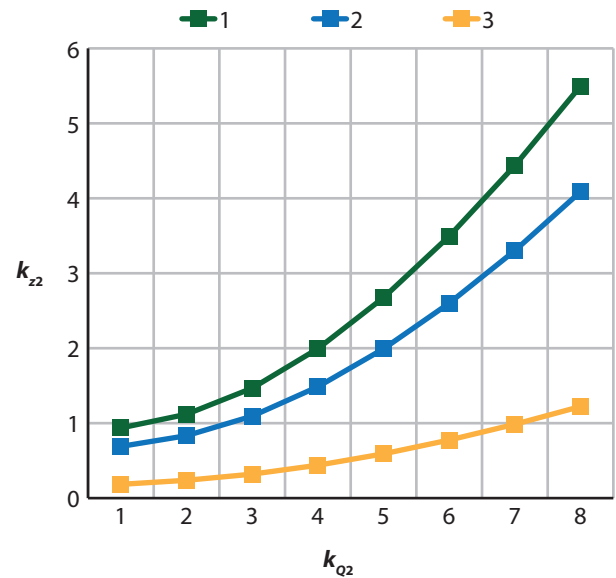


Рис. 7. $k_{z2}=f_1(P_2/P_1, k_{Q2})$; 1 — $p_2/p_1=0,875$; 2 — $p_2/p_1=0,5$; 3 — $p_2/p_1=0,125$

приводов следует использовать дроссели нагрузки малого проходного сечения.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $k_{z2}=f_1(V_{znp} P_2/P_1)$; $\bar{\eta}_{za}=f_2(V_{znp} P_2/P_1)$ аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{za} = 6,555 \cdot 10^{-1} + 6,251 \cdot 10^1 V_{zni} - 4,739 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1) - 4,633 \cdot 10^3 V_{zni}^2 + 5,6 \cdot 10^{-2} (p_2/p_1)^2 + 3,975 \cdot 10^1 V_{zni} (p_2/p_1).$$

$$k_{z2} = -9,687 \cdot 10^{-2} + 1,369 \cdot 10^1 V_{zni} + 1,957 (p_2/p_1) - 9,132 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1)^2 - 7,476 V_{zni} (p_2/p_1).$$

Установлено, что увеличение объема гидравлического гасителя V_{zH1} , V_{zH2} в магистрали от ДГ до дросселя нагрузки приводит к существенному увеличению $\bar{\eta}_{za}$ и незначительному увеличению. Полученный результат позволяет сделать вывод: удаление ДГ от дросселей нагрузки позволяет улучшить показатели работы многомоторного гидропривода.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $k_{z2}=f_1(V_{znp} P_2/P_1)$; $\bar{\eta}_{za}=f_2(V_{znp} P_2/P_1)$ аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{za} = 8,532 \cdot 10^{-1} - 2,333 \cdot 10^1 V_{zi} - 1,386 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1) - 1,4 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1)^2 + 2,357 \cdot 10^1 V_{zi} (p_2/p_1).$$

$$k_{z2} = 5,509 \cdot 10^{-2} + 9,678 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1) + 6,014 \cdot 10^{-1} (p_2/p_1)^2.$$

Увеличение объема гидравлического гасителя V_{z1} , V_{z2} в магистрали от дросселя нагрузки до исполнительного гидроцилиндра приводит к уменьшению параметра $\bar{\eta}_{za}$ и не оказывает влияния на параметр k_{z2} . Из полученного результата следует, что дроссель нагрузки должен устанавливаться в непосредственной близости от исполнительного гидроцилиндра.

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

- при работе в режиме деления потока рабочей жидкости насоса ДГ обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок;

- увеличение параметра дискретизации потока рабочей жидкости k приводит к увеличению $\eta_{га}$ при уменьшении k_{z2} . Рациональным является интервал значений $k=4-6$, обеспечивающий высокое значение $\bar{\eta}_{za}$ и относительно небольшое снижение k_{z2} при изменении нагрузок напорных магистралей потребителей в широком диапазоне;

- максимальное значение $\bar{\eta}_{za}$ достигается при угловой скорости ротора $\omega 188,4 - 314,0$ рад/с;

- ДГ обеспечивает возможность изменения параметров подачи рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в широком диапазоне за счет изменения геометрических параметров ротора и распределяющей втулки;

- при работе в режиме деления потока рабочей жидкости насоса рациональным значением объема гидравлического гасителя является $V_{zn}=(0,5-1,0)q$, что предполагает установку ДГ возле насоса, либо интегрирование его в конструкцию насоса;

- ДГ, установленный в сливных магистралях исполнительных гидроцилиндров, работая в режиме суммирования потоков рабочей жидкости, обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок;

- увеличение давления в сливной магистрали ДГ приводит к увеличению $\bar{\eta}_{za}$ гидропривода при существенном уменьшении параметра k_{z2} .

- увеличение проходного сечения дросселя нагрузки приводит к снижению $\bar{\eta}_{za}$ и увеличению k_{z2} ;

- удаление дросселей нагрузки от ДГ и приближение их к исполнительным гидроцилиндрам позволяет улучшить показатели работы многомоторного гидропривода с ДГ, работающим в режиме суммирования потоков рабочей жидкости.

Конструктивно ДГ может быть реализован в виде отдельного агрегата (рис. 8, а), устанавливаемого на корпус насоса с приводом ротора ДГ от приводного вала насоса: [7], на фланец насоса в качестве промежуточного агрегата между механизмом привода и насосом серийного исполнения (рис. 8, б) [8], либо интегрироваться в конструкцию насоса: [9], [10] с доработкой существующей конструктивной схемы.

При создании двухмоторных систем приводов актуальна разработка ДГ, обеспечивающего плавное изменение параметров потоков рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в соответствии с алгоритмом работы гидропривода. Разработана конструктивная схема

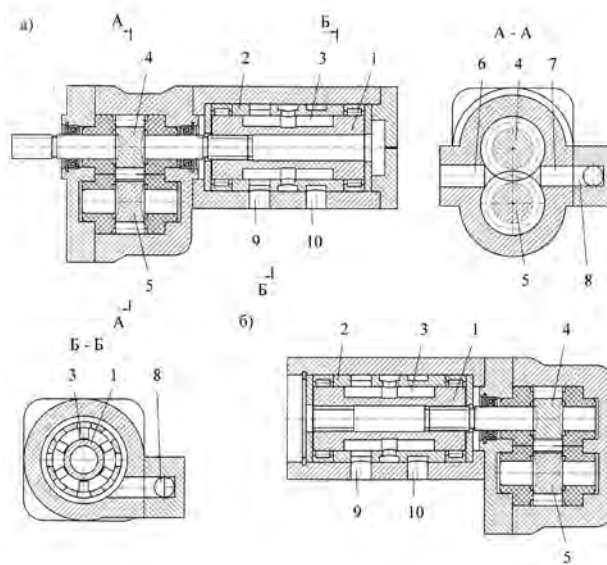


Рис. 8. Насос шестеренный с ДГ, установленным: а — на дополнительном фланце насоса, б — между насосом и механизмом привода; 1 — ротор, 2 — статор, 3 — продольный канал ротора ДГ, 4, 5 — шестерня насоса, 6, 7 — всасывающий, отводящий канал, 7 — полость насоса, 8 — трубопровод, 9, 10, 11 — канал подключения потребителя

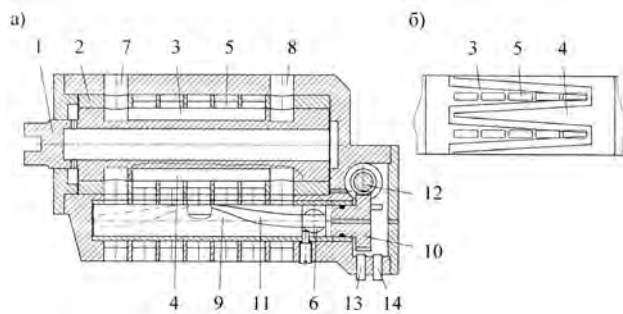


Рис. 9. ДГ с регулированием параметров потоков: а — продольный разрез, б — развертка ротора; 1 — ротор, 2 — статор, 3, 4, 5 — продольный канал, 6, 7, 8 — каналы корпуса ДГ

ДГ [4], отличительной особенностью которой является изменение параметров ротора 1 по длине (рис. 9). По длине статора 2 образован ряд групп продольных каналов 5, связанных с каналом 6 корпуса ДГ через спиральную канавку 11, образованную на поверхности золотника 9 гидрораспределителя. При повороте золотника 9 на угол 0–180° посредством зубчатой передачи 12, 10 (например, червячной) полость спиральной канавки 11 соединяется с полостями каналов 5, расположенными по длине ротора 1 в зонах с различным соотношением параметров ротора. В крайних положениях золотника 9 ДГ переводится в однопоточный режим. На корпусе ДГ устанавливаются электромагнитные датчики 13, 14, обеспечивающие обратную связь по системе управления ДГ.

На основании математического моделирования определены рациональные параметры ДГ модернизированной гидрообъемной трансмиссии пневмоколесного катка. Разработка и внедрение гаммы ДГ позволит расширить элементную базу систем современного гидропривода технологического оборудования дорожно-строительных машин, упростить систему приводов ходового оборудования катков для уплотнения дорожно-строительных материалов, снизить ее материалоемкость и затраты на разработку и производство дорожно-строительных машин.

Литература:

1. Дорожно-строительные машины и комплексы: Учебник для вузов по спец. «Строительные и дорожные машины и оборудование» / В. И. Баловнев, А. В. Ермилов, А. Н. Новиков и др.; под общ. ред. В. И. Баловнева. — М.: Машиностроение, 1988. — 384 с.

2. Строительные машины: Справочник: В 2 т. Т. 1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / А. В. Раннев, В. Ф. Корелин, А. В. Жаворонков и др.; под общ. ред. Э. Н. Кузина. — 5-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1991 — 496 с.

3. Раннев, А. В. Устройство и эксплуатация дорожно-строительных машин: Учебник для нач. проф. образования / А. В. Раннев, М. Д. Полосин — 2-е изд., стер. — М.: Издательский центр «Академия», 2003. — 488 с.

4. Гидрообъемная трансмиссия самоходного вибрационного катка: пат. 7201 Респ. Беларусь, МПК(2009) В 60К 17/00, Е 01С 19/22 / А. И. Бобровник, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; заявитель Белорусский аграрный технический университет. — № u20100796, заявл. 22.09.10; опубл. 30.04.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2011. — № 2.

5. 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.

6. Коробкин, В. А. Модернизация строительных и дорожных машин на основе создания гидравлических агрегатов нового поколения / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело // Новости науки и технологий. — 2012. — №1. — С. 20–27.

7. Насос шестеренный: пат. 2772 Респ. Беларусь, F15B 11/22, E04C 2/04, / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». — № u20050715; заявл. 14.11.05; опубл. 30.06.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2006. — № 3.

8. Гидронавесная система технологической машины: пат. 72029 Российская Федерация, МПК F16H 61/44 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». — № u2007142825/22; заявл. 19.11.07; опубл. 27.03.08 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2008. — № 9.

9. Насос шестеренный: пат. 66449 Российская Федерация, МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». — № u2007115524/22; заявл. 24.04.2007; опубл. 10.09.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2007. — № 25.

10. Аксиально-поршневая гидромашинка: пат. 66448 Российская Федерация, МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». — № u2007114103/22; заявл. 13.04.2007; опубл. 10.09.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2007. — № 25.