

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОСИСТЕМЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН С УСИЛИТЕЛЯМИ ПОТОКА

В статье представлены результаты теоретических исследований функционирования усилителей потока, целью применения которых является повышение полезной мощности гидросистем рулевого управления тяжелых строительных и дорожных машин, что особенно актуально при модернизации существующей техники и проектировании новой. Усилители потока позволяют увеличить подачу рабочей жидкости в гидроцилиндры поворота кратно дозируемого объема насосом-дозатором. Отличительной особенностью исследования является рассмотрение двух усилителей потока дроссельного и объемного типов, работающих в паре. Описаны конструкция, принцип работы, представлены основные расчетные зависимости, на основе которых проводилось математическое моделирование. Для оценки качественных и количественных характеристик усилителей были получены графики переходных процессов в гидросистеме рулевого управления, а также статические характеристики усилителей потока. Анализ полученных зависимостей показал приемлемую точность и качество работы гидросистемы. Полученные результаты могут применяться при синтезе подобных систем.

**Ключевые слова:** гидросистема рулевого управления, строительные и дорожные машины, усилитель потока, коэффициент усиления, теоретические исследования, переходные процессы, статические характеристики.

**Введение.** Увеличение объемов земляных работ в строительстве привело к созданию высокопроизводительных тяжелых строительных и дорожных машин. В то же время необходимость перемещения грунта с высокой скоростью и в стесненных условиях потребовало разработки этих машин на базе колесных ходовых устройств [1].

Для обеспечения требований к производительности гидросистем рулевого управления таких машин широко применяют усилители потока, что позволяет увеличить подачу рабочей жидкости в гидроцилиндры поворота кратно дозируемого объема насосом-дозатором.

**Постановка задачи.** Решение задач оптимизации конструктивных параметров исполнительных рулевых механизмов с усилителями потока невозможно без анализа динамических процессов, протекающих в гидросистеме рулевого управления. Динамику системы наглядно отражают графики переходных процессов, получаемые на основе математического моделирования.

Исследования проводились для гидросистемы рулевого управления фронтального погрузчика на базе трактора К-701 с двумя гидроцилиндрами поворота ЦГ-125.63.40х400.11. В базовом исполнении применяется гидромеханическая система [2], т.к. существующие объемы насосов дозаторов без применения дополнительных гидравлических устройств не обеспечивают достаточную подачу.

По требованиям полный поворот должен осуществляться не менее чем за 6 оборотов рулевого колеса [3].

Для обеспечения необходимой подачи рабочей жидкости в гидроцилиндры поворота предлагается схема гидрообъемного рулевого управления (рис. 1) с усилителями потока дроссельного и объемного типов [4–6], применение которых направлено на повышение полезной мощности гидросистемы рулевого управления. Указанный технический результат достигается за счет увеличения подачи на выходе из системы рулевого управления путем использования в качестве усилителя потока гидромотора 1 и гидронасоса 2, кинематически связанных между собой и установленных в напорной магистрали, выходы гидромотора и гидронасоса гидравлически связаны между собой и соединяются с рабочими гидролиниями исполнительных гидроцилиндров 3. Насос-дозатор 4 через двухпозиционный гидроуправляемый пятилинейный распределитель 5 в рабочих позициях основного гидрораспределителя 6 соединяется с гидромотором 1. В двухпозиционном гидроуправляемом пятилинейном распределителе 5 расположены обратные клапаны 7 и дроссели 8, входы которых соответственно соединены с насосом-дозатором 4 и питающим насосом 9, а суммарный поток рабочей жидкости пропорционально площадям поперечных сечений дросселей 8 поступает в рабочей позиции распределителя 6 на гидромотор 1.

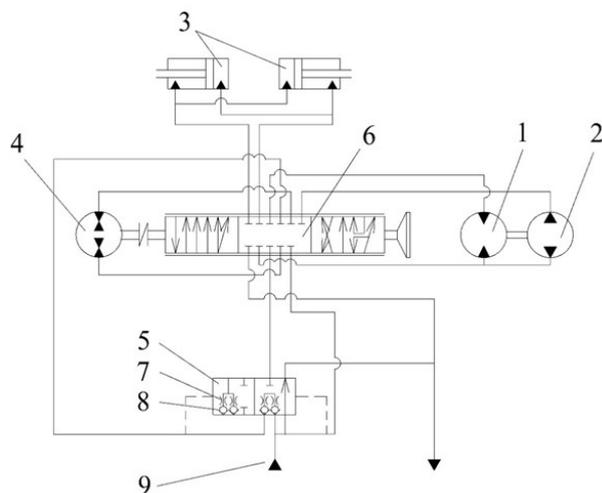


Рис. 1. Схема гидравлическая системы рулевого управления с усилителями потока

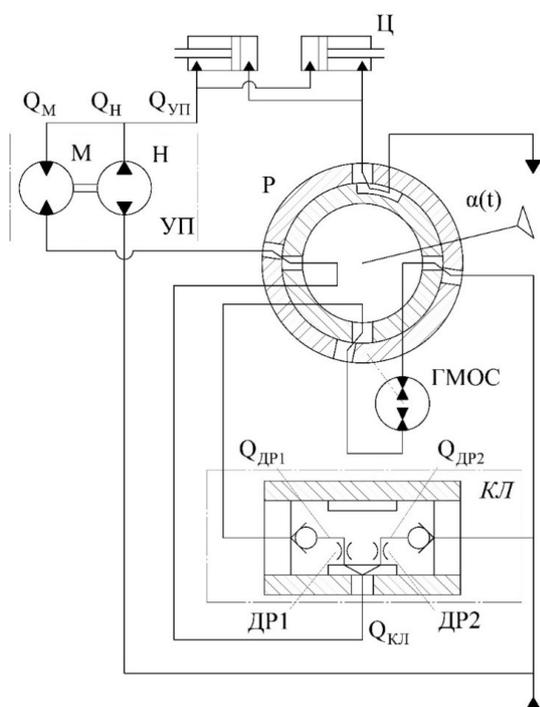


Рис. 2. Расчетная схема гидросистемы рулевого управления с усилителями потока

Таким образом, варьируя рабочими объемами насоса-дозатора 4, гидромотора 1, гидронасоса 2, а также пропорциями потока рабочей жидкости в дросселях 8 двухпозиционного гидроуправляемого пятилинейного распределителя можно получить широкий диапазон подачи на выходе из исполнительного механизма гидросистемы рулевого управления.

#### Математическое моделирование и результаты.

В настоящее время при изучении сложных, взаимосвязанных друг с другом проблем широко используется системный анализ. В основе системного анализа лежит понятие системы, под которой подразумевается множество компонентов, обладающих определенными свойствами с фиксированными между ними взаимосвязями [7].

При математическом моделировании применен принцип системного анализа, при котором гидро-

система рулевого управления рассматривается как сложная система, состоящая из отдельных взаимосвязанных друг с другом подсистем. Каждая выделенная подсистема имеет свои определенные свойства и законы функционирования, которые описываются математическими моделями. Математические модели подсистем в совокупности образуют сложную математическую модель гидросистемы рулевого управления. Расчетная схема предложенной системы представлена на рис. 2.

Теоретические исследования проводились на ПК с использованием пакета прикладных программ Matlab, позволяющих получать информацию на выходе как в числовой, так и в графической интерпретации, а также имеющих целый набор команд, процедур, функций и графических приложений для анализа полученных данных [8].

Базовые элементы гидропривода описаны системами общеизвестных дифференциальных уравнений первого и второго порядков с переменными нелинейными коэффициентами, начальными условиями, уравнениями, определяющими ограничения решений в виде существенных нелинейностей, алгебраическими уравнениями связи, наложенными на систему [9, 1].

Математическое моделирование исполнительных рулевых механизмов без усилителя потока подробно описано в работах [9, 10, 1]. В настоящей статье уделено внимание моделированию и исследованию усилителей потока.

Усилитель потока дроссельного типа выполнен в виде одного двухпозиционного пятилинейного распределителя с гидравлическим управлением. При повороте рулевого колеса и перемещении золотника гидрораспределителя поток рабочей жидкости поступает на насос-дозатор и в левую полость управления усилителя потока. Золотник усилителя перемещается вправо, прикрывая при этом канал, соединяющий вторую и третью линии усилителя. Одновременно увеличивается давление в правой полости управления усилителя. Под действием давлений в правой и левой полостях управления на усилителе потока происходит выравнивание давлений, значит, выравниваются давления в четвертой и пятой линиях и перепады давления между первой и четвертой, первой и пятой. Благодаря одинаковым перепадам давления в первую линию усилителя поступают два потока из четвертой и пятой линий через обратные клапаны, пропорциональные площадям поперечных сечений дросселей [4, 6] (рис. 1 и 2).

Усилитель потока дроссельного типа описывается следующими уравнениями:

— уравнением движения клапана усилителя и уравнениями расходов через дроссели клапана [10, 6]:

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \frac{1}{m} \left( p_{K\lambda 1} \cdot S_{K\lambda 1} - p_{K\lambda 2} \cdot S_{K\lambda 2} - R_{TP} \cdot \text{sign} \frac{dy}{dt} \right), \quad (1)$$

$$\frac{dQ_{\Delta P i 2}}{dt} = B \left[ \begin{aligned} & \mu \cdot f_{\Delta P i} \cdot \text{sign}(p_{\Delta P i 1} - p_{\Delta P i 2}) \times \\ & \times \sqrt{2\rho_{ж}^{-1} |p_{\Delta P i 1} - p_{\Delta P i 2}|} - Q_{\Delta P i 2} \end{aligned} \right], \quad (2)$$

где  $y(t)$  — линейное перемещение клапана;  $p_{K\lambda 1}$  и  $p_{K\lambda 2}$  — давления в управляющей (левой) и сливной (правой) полостях соответственно;  $S_{K\lambda 1}$  и  $S_{K\lambda 2}$  — площади клапана со стороны управления и слива соответственно;  $m$  — масса клапана;  $h$  — коэффициент

вязкого трения, приведенный к клапану;  $R_{\text{тр}}$  — сила сухого трения;  $Q_{\text{ДР}1}$  и  $Q_{\text{ДР}2}$  — расходы на входе и выходе каждого дросселя соответственно;  $p_{\text{ДР}1}$  и  $p_{\text{ДР}2}$  — давления на входе и выходе дросселя соответственно, Па;  $B$  — коэффициент, учитывающий инерционность столба жидкости;  $f_{\text{ДР}1}(y)$  — площадь проходного сечения дросселя;  $\rho_{\text{ж}}$  — плотность рабочей жидкости.

Исследования проводились при использовании П-образного управляющего воздействия, формируемого двумя единичными ступенчатыми сигналами. Первый соответствует пуску привода, второй — его отключению, т.е. прекращению воздействия на рулевое колесо. Такой сигнал позволяет в большей степени оценить динамику привода, при эксплуатации гидросистемы рулевого управления. За входной сигнал принималась частота вращения рулевого колеса численным значением  $1 \text{ с}^{-1}$ .

Для проведения исследований из конструктивных соображений были выбраны следующие суммарные площади дросселей полости управления  $f_{\text{ДР}1} = 42,41 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  и сливной полости  $f_{\text{ДР}2} = 127,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , что соответствует расчетному коэффициенту усиления клапана  $k_{\text{КЛ}}^y = 4$ . Рабочий объем гидромотора обратной связи принят равным  $125 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ .

Графики расходов через дроссель полости управления  $Q_{\text{ДР}1}$ , дроссель сливной полости  $Q_{\text{ДР}2}$  и суммарного расхода на выходе из клапана  $Q_{\text{КЛ}}$  представлены на рис. 3.

Полученная на данном этапе зависимость расхода на выходе из клапана от времени демонстрирует не только динамику клапана, но и является входным сигналом для объемного усилителя потока.

В качестве усилителя потока объемного типа используются гидромотор и гидронасос, кинематически связанные между собой и установленные в напорной магистрали. Выходы гидромотора и гидронасоса гидравлически связаны между собой и соединяются с рабочими гидролиниями исполнительных гидроцилиндров. При повороте рулевого колеса суммарный поток рабочей жидкости с клапана усилителя потока через гидрораспределитель поступает на гидромотор. Т.к. гидромотор кинематически связан с гидронасосом, крутящий момент от вала гидромотора передается на вал гидронасоса, суммируется с расходом рабочей жидкости, проходящей через гидромотор, и по рабочей гидролинии поступает в полости исполнительных гидроцилиндров [5] (рис. 1 и 2).

Гидромотор усилителя потока описывается следующими уравнениями [10, 1]:

$$Q_{\text{М}2} = Q_{\text{М}1} - Q_{\text{УТ}} - Q_{\text{СЖ}}; \quad (3)$$

$$Q_{\text{М}1} = \frac{d\alpha_{\text{М}}}{dt} \cdot \frac{q_{\text{М}}}{\eta}; \quad (4)$$

$$Q_{\text{УТ}} = k_{\text{УТ}} (p_{\text{М}1} - p_{\text{М}2}); \quad (5)$$

$$Q_{\text{СЖ}} = k_{\text{СЖ}} \cdot \frac{d}{dt} (p_{\text{М}1} - p_{\text{М}2}); \quad (6)$$

$$\frac{d^2\alpha_{\text{М}}}{dt^2} = \frac{1}{I_{\text{М}}} \left[ q_{\text{М}}(p_{\text{М}1} - p_{\text{М}2}) - h_{\text{М}} \frac{d\alpha_{\text{М}}}{dt} - [b_{\text{П}}|p_{\text{М}1} - p_{\text{М}2}| + b] \text{sign} \frac{d\alpha_{\text{М}}}{dt} \right]; \quad (7)$$

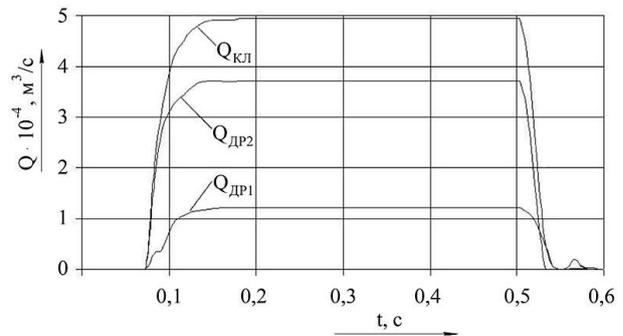


Рис. 3. Графики расходов в клапане усилителя потока дроссельного типа

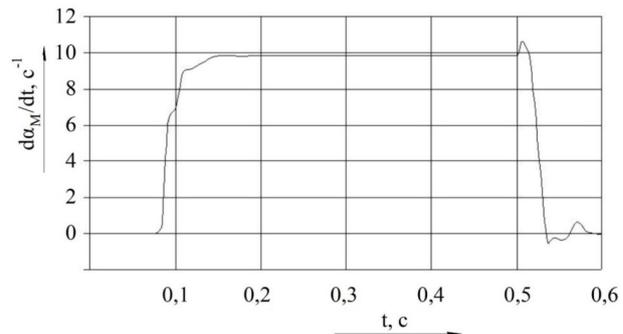


Рис. 4. График угловой скорости вала гидромотора объемного усилителя потока

где  $\alpha_{\text{М}}(t)$  — угол поворота вала гидромотора;  $Q_{\text{М}1}$  — расход рабочей жидкости на входе, идущий на вращение ротора гидромотора;  $Q_{\text{М}2}$  — расход на выходе;  $Q_{\text{УТ}}$  — расход, идущий на утечки в гидромоторе;  $Q_{\text{СЖ}}$  — деформационный расход;  $q_{\text{М}}$  — рабочий объем гидромотора обратной связи;  $\eta$  — КПД гидромотора;  $I_{\text{М}}$  — момент инерции вращающихся частей гидромотора;  $h_{\text{М}}$  — коэффициент вязкого трения гидромотора;  $k_{\text{УТ}}$  — коэффициент утечек;  $k_{\text{СЖ}}$  — коэффициент сжатия жидкости;  $b_{\text{П}}$  — коэффициент гидромеханических потерь;  $b$  — постоянная гидромеханических потерь.

Выходным параметром гидромотора и входным параметром насоса объемного усилителя потока является угловая скорость вала гидромотора  $d\alpha_{\text{М}}/dt = d\alpha_{\text{Н}}/dt$ . Для исследований рабочий объем гидромотора усилителя  $q_{\text{М}}$  был выбран равным  $50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$  из конструктивных соображений. Таким образом, на рис. 4 представлена временная зависимость частоты вращения вала гидромотора  $\alpha_{\text{М}}/dt$  при входном воздействии  $Q_{\text{КЛ}}$ .

Насос объемного усилителя потока описывается следующими уравнениями [10, 1, 6]:

$$Q_{\text{Н}} = \frac{d\alpha_{\text{Н}}}{dt} \cdot q_{\text{Н}} \cdot e_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{НО}}; \quad (8)$$

$$M_{\text{Н}} = \frac{(p_{\text{Н}2} - p_{\text{Н}1})q_{\text{Н}}}{\eta_{\text{НГМ}}}, \quad (9)$$

где  $\alpha_{\text{Н}}(t)$  — угол поворота вала насоса, рад;  $Q_{\text{Н}}$  — расход на выходе из насоса;  $p_{\text{Н}1}$ ,  $p_{\text{Н}2}$  — давление на входе и на выходе из насоса соответственно;  $q_{\text{Н}}$  — рабочий объем насоса;  $e_{\text{Н}}$  — параметр регулирования;  $\eta_{\text{НО}}$  — объемный КПД насоса;  $\eta_{\text{НГМ}}$  — гидромеханический КПД насоса,  $M_{\text{Н}}$  — крутящий момент на валу насоса.

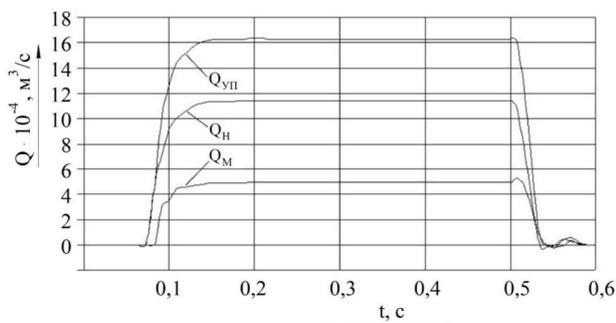


Рис. 5. Графики расходов в усилителе потока объемного типа

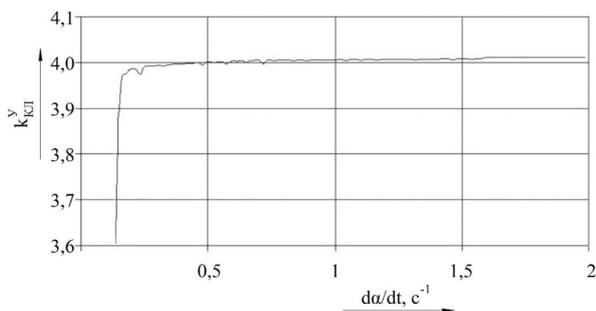


Рис. 6. Зависимость коэффициента усиления усилителя потока дроссельного типа от частоты вращения рулевого колеса

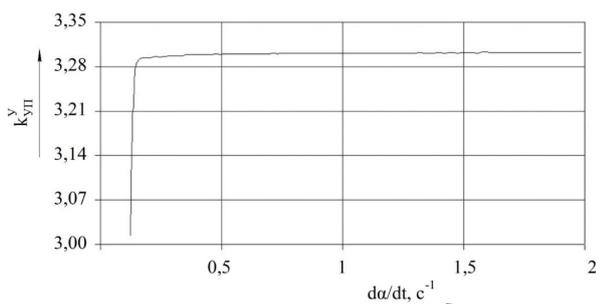


Рис. 7. Зависимость коэффициента усиления усилителя потока объемного типа от частоты вращения рулевого колеса

Для проведения исследований был выбран рабочий объем насоса усилителя потока  $q_H = 125 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ , что соответствует расчетному коэффициенту усиления объемного усилителя потока  $k_{уп}^y = 3,5$ .

Графики расходов через гидромотор  $Q_M$ , насос  $Q_H$  и суммарного расхода на выходе из объемного усилителя  $Q_{уп}$  представлены на рис. 5.

Первичный анализ графиков переходных процессов показал, что все зависимости имеют аperiodический характер с незначительной колебательностью и задержкой, которая в большей мере является следствием наличия зоны нечувствительности гидрораспределителя. Применение усилителей потока не оказывает значительного влияния на качество переходных процессов и не выводит систему из состояния устойчивости.

**Оценка коэффициента усиления усилителей потока.** Коэффициент усиления представляет собой отношение действительного расхода на выходе из усилителя потока дроссельного типа  $Q_{кл}$  к расходу на управляющем контуре системы для клапана

усилителя потока и расхода на выходе из усилителя потока объемного типа  $Q_{уп}$  к расходу на выходе из усилителя потока дроссельного типа  $Q_{кл}$  для объемного усилителя потока. В двухконтурных схемах это отношение характеризует стабильность работы усилителя потока и обозначено  $k_{кл}^y$  для клапана усилителя потока и  $k_{уп}^y$  для объемного усилителя потока. Для клапана усилителя потока расчетное значение коэффициента усиления равно 4 и объемного усилителя — 3,5.

На рис. 6 приведена зависимость коэффициента усиления клапана усилителя потока от частоты вращения рулевого колеса.

Минимальное значение коэффициента усиления при частоте вращения рулевого колеса  $da/dt = 0,127 \text{ с}^{-1}$  и равно  $k_{кл}^y = 3,6$ , что ниже расчетного значения на 10 %. К своему расчетному значению коэффициент усиления приближается с увеличением частоты вращения рулевого колеса до  $da/dt = 0,318 \text{ с}^{-1}$ . На установившееся значение коэффициент усиления выходит при частоте вращения  $da/dt = 0,497 \text{ с}^{-1}$ . При дальнейшем увеличении частоты вращения отклонение от расчетного значения колеблется в интервале от 1 до 3,5 %.

Необходимо отметить, что характеристика отличается небольшой зоной нечувствительности, что говорит о срабатывании клапана на малых частотах вращения рулевого колеса. При частоте вращения до  $da/dt = 1,5 \text{ с}^{-1}$  наблюдаются небольшие колебания, обусловленные нестабильностью расхода через дроссели клапана, при дальнейшем наращивании частоты вращения характеристика стабилизируется благодаря полному перекрытию сливного окна золотника.

Зависимость коэффициента усиления объемного усилителя потока от частоты вращения рулевого колеса представлена на рис. 7.

Как видно из графика, характеристика также отличается небольшой зоной нечувствительности, выходит на установившееся значение при  $da/dt = 0,421 \text{ с}^{-1}$  и в то же время ведет себя стабильней при различных скоростях вращения рулевого колеса, что объясняется использованием объемного способа усиления потока. Однако значение коэффициента усиления  $k_{уп}^y = 3,33$ , что ниже расчетного значения на 9,5 %, объясняется это гидромеханическими и объемными потерями в паре мотор-насос из-за сил трения, инерционностью роторов мотора и насоса, а также перетечками и сжимаемостью рабочей жидкости.

### Выводы

1. Для обеспечения поворота тяжелых строительных и дорожных машин предложено использование усилителей потока дроссельного и объемного типов с расчетными коэффициентами 4 и 3,5 соответственно.

2. Описаны конструкции и принципы работы усилителей потока дроссельного и объемного типов гидравлического рулевого управления строительных и дорожных машин.

3. Представлены основные уравнения гидроэлементов усилителей потока, на основании которых составлена и решена математическая модель гидросистемы рулевого управления.

4. По результатам решения математической модели получены графики переходных процессов расхода рабочей жидкости на выходе из усилителей потока, а также статические зависимости коэффициентов усиления от частоты вращения рулевого колеса.

5. Первичный анализ графиков переходных процессов позволил сделать заключение о качестве работы гидросистемы с усилителями потока, которое характеризуется небольшим временем запаздывания и нарастания характеристик, отсутствием колебательности и перегулирования, сохранением устойчивости системы.

6. Статические характеристики дали возможность оценить количественные показатели и стабильность коэффициентов усиления. Анализ графиков показал, что коэффициент усиления усилителя потока дроссельного типа достигает расчетного значения, однако присутствуют незначительные отклонения при различных частотах вращения рулевого колеса, что объясняется нестабильностью дроссельного регулирования. Коэффициент усиления усилителя потока объемного типа обеспечивает более линейную характеристику, что обусловлено применением объемной гидропередачи, однако численно коэффициент усиления ниже расчетного значения на 9,5%, что объясняется гидромеханическими и объемными потерями в гидромашине усилителя.

7. Методика данных исследований может быть применена для различных строительных и дорожных машин с усилителями потока того или иного типа, а результаты исследований положены в основу синтеза гидросистем рулевого управления с усилителями потока.

#### Библиографический список

1. Щербаков В. С., Жданов А. В. Оптимизация конструктивных параметров гидравлических рулевых механизмов строительных и дорожных машин: моногр. Омск: Изд-во СибАДИ, 2010. 175 с. ISBN 978-5-93204-548-0.
2. Инструкция по эксплуатации Кировец К-701 и К-700А. Санкт-Петербург: ООО Альфа Трейд, 2013. 154 с.
3. ГОСТ 28174–89. Объемный гидропривод рулевого управления. Общие технические требования. Введ. 1991–01–01. Москва: Стандартинформ, 2007. 2 с.
4. Пат. 2026225 С1 Российская Федерация, МПК В 62 D 5/87. Гидрообъемное рулевое управление / Киреев В. Е., Мукушев Ш. К. № 5034556/11; заявл. 27.03.92; опубл. 09.01.95.

5. Пат. 188254 Российская Федерация, МПК В 62 D 5/06. Гидрообъемное рулевое управление транспортного средства / Мукушев Ш. К. № 2018146222; заявл. 24.12.18; опубл. 04.04.19.

6. Щербаков В. С., Мукушев Ш. К., Жданов А. В. Совершенствование объемных гидроприводов рулевого управления дорожно-строительных машин: моногр. Омск: Изд-во СибАДИ, 2011. 161 с. ISBN 978-5-93204-613-5.

7. Буторин В. К. Введение в системный анализ. Курс лекций. 2-е изд., перераб. и доп. Новокузнецк: Изд-во НФИ КемГУ, 2005. 72 с.

8. Потемкин В. Г. Вычисления в среде MATLAB. Москва: Диалог-МИФИ, 2004. 328 с.

9. Жданов, А. В., Меркушева Ю. Е. Теоретические исследования рабочих процессов, протекающих в распределителях гидравлических рулевых механизмов // Омский научный вестник. 2013. № 1 (117). С. 88–91.

10. Малиновский Е. Ю., Зарецкий Л. Б., Беренгард Ю. Г. [и др.]. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ. Москва: Машиностроение, 1980. 216 с.

---

**ЖДАНОВ Алексей Валерьевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Общепрофессиональные дисциплины» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета, г. Омск.

SPIN-код: 3015-4098

AuthorID (РИНЦ): 647538

Адрес для переписки: avzh\_1984@mail.ru

#### Для цитирования

Жданов А. В. Теоретические исследования гидросистемы рулевого управления строительных и дорожных машин с усилителями потока // Омский научный вестник. 2023. № 1 (185). С. 14–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2023-185-14-18.

Статья поступила в редакцию 21.07.2022 г.

© А. В. Жданов