

УДК 621.225:51.001.57

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ПОЛУПРИЦЕПА АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Бурлыга М.Б.

## CHOICE OF HYDRAULIC DRIVE SYSTEM RATIONAL SCHEME FOR ACTIVE SEMI-TRAILER ROAD TRAIN TERRAIN

Burlyga M.

*В статье проанализированы две схемы гидрообъемной передачи активных полуприцепов с параллельным и последовательным подключениями гидромоторов. Выявлено, что схема с параллельным подключением гидромоторов является приоритетной. В основу предложенного вывода были положены результаты тяговых испытаний самоходных шасси Ш-104 и Ш-06 класса 0,6, а также результаты стендовых испытаний, которые подтверждают выводы, предложенные в статье. На этапе проектирования важным являлось по результатам анализа сделать правильный выбор схемы с гидрообъемной передачей активного автопоезда. Подтверждено, что приоритет имеет гидрообъемная передача с параллельным соединением гидромашин для активного автопоезда с учетом автономного регулирования.*

**Ключевые слова:** активный полуприцеп, гидронасос, гидромотор, гидрообъемная передача.

**Введение.** В настоящее время для перевозки различных типов грузов используется специализированный подвижный состав, в частности, автопоезд.

Автопоезд – это комбинированное многозвенное транспортное средство, которое состоит из автомобиля-тягача и прицепного звена (прицеп или полуприцеп). Прицепных звеньев у автопоезда может быть несколько.

Использование автопоездов позволяет увеличить производительность подвижного состава и снизить себестоимость перевозок. Однако, в случаях преодоления участков бездорожья для доставки крупногабаритных грузов необходимо увеличивать проходимость автопоезда. Для этой цели используются активные модули автопоезда (активные полуприцепы). В свою очередь, одной из возможностей увеличения проходимости автопоезда является использо-

вание активного модуля с гидрообъемной передачей (ГОП).

Одной из важных задач в определении рациональной схемы ГОП является исследование способов регулирования угловой скорости ГОП.

Изменение скорости движения активного автопоезда с ГОП может осуществляться несколькими способами, основные из которых:

- изменение рабочего объема насоса при неизменном рабочем объеме гидромотора;
- изменение рабочего объема гидромотора при неизменном рабочем объеме насоса.

Вопрос использования схем ГОП с регулируемым насосом и гидромотором рассматривался в работе [2]. Установлено, что схема ГОП с регулируемым насосом обеспечивает размеры гидромотора. Но габариты насоса увеличиваются. Вопрос методов управления работой ГОП рассматривался также в работах [8, 9].

Как известно, при составлении различных схем с ГОП могут использоваться схемы с параллельным и последовательным соединением гидромоторов и гидронасосов, а также с возможностью регулирования гидронасосов и гидромоторов (одно- или двухмашинное регулирование). Эти вопросы исследовались в работах [4, 5, 10]. В данной работе было показано, что двухмашинное регулирование ухудшает параметры ГОП.

Создание активных полуприцепов повышенной проходимости велось на Кременчугском автомобильном заводе достаточно давно. В качестве примера можно привести активный автопоезд КраЗ-260Д (рис. 1). В разработке был применен силовой привод с механической передачей, который имеет существенные недостатки, такие, как сложная и тяжелая конструкция с использованием угловых редукторов,

невозможность расщепления и замены прицепного состава [3].

Одной из возможностей улучшения указанных недостатков является возможность использования ГОП.

**Целью работы** является анализ двух схем ГОП активных полуприцепов с параллельным и последовательным подключениями гидромоторов.

**Изложение основного материала.** В одной из первых работ [1] по гидроприводу самоходных машин были предложены различные схемы ГОП. Одной из самых рациональных схем ГОП является схема с регулируемым гидронасосом и двумя нерегулируемыми гидромоторами (рис. 2).

В этой схеме гидромоторы могут быть установлены раздельно на шасси полуприцепа, что удобно обеспечивает компоновку автопоезда. Гидромоторы – нерегулируемые, регулируемым является только гидронасос [7]. Схема позволяет создать простую автоматическую систему управления и, по мнению автора работы [2] является наиболее эффективной.

В работе [3] предложена одна из возможных схем гидрообъемного привода двухосного колесного модуля прицепного звена автопоезда.

Особенностью данной схемы ГОП является последовательное подключение гидромоторов, в отли-

чие от схемы с параллельным подключением гидромоторов, представленной на рис. 3.

Проанализируем преимущества и недостатки этих схем. На рис. 4 представлена тяговая характеристика машины с объемным гидроприводом с двумя гидромоторами, работающими в параллельном и последовательном режимах.

Гиперболообразная кривая I – I, характеризующая режим работы объемного гидропривода при параллельном соединении гидромоторов, описывается уравнением

$$M_2 \cdot \omega_2 = K_N \cdot N_{XZ} \cdot \eta_{полн} \quad (1)$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость вала гидромотора,

$M_2$  – крутящий момент на валу гидромотора,

$\eta_{полн}$  – полный КПД ГОП,

$K_N$  – коэффициент размерной мощности,

$N_{XZ}$  – максимальная требуемая мощность.

Кривая II – II, характеризующая последовательный режим работы гидромоторов, также подчиняется зависимости (1). Но, поскольку полные КПД передачи  $\eta_{полн}$  в параллельном и последовательном режимах работы гидромоторов различны, она несколько смещена относительно кривой I – I.



Рис.1. Активный автопоезд с механическим приводом [3]

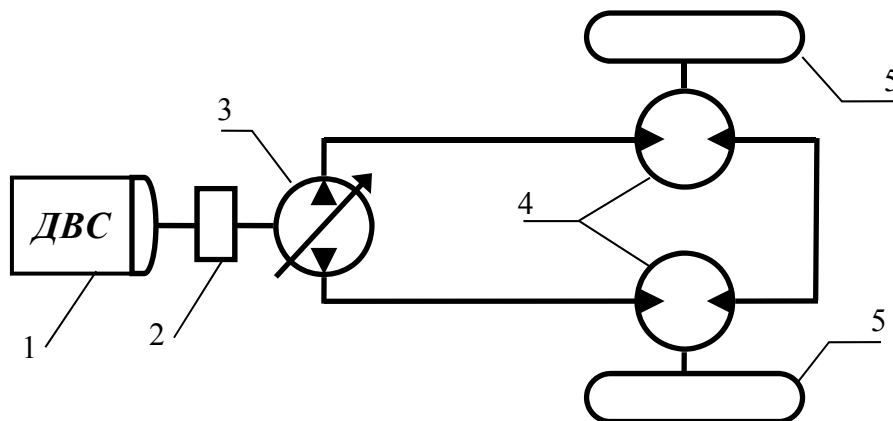


Рис. 2. Схема ГОП с регулируемым гидронасосом и двумя нерегулируемыми гидромоторами: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – раздаточная коробка; 3 – гидронасос; 4 – гидромотор; 5 – двигатель (колеса)

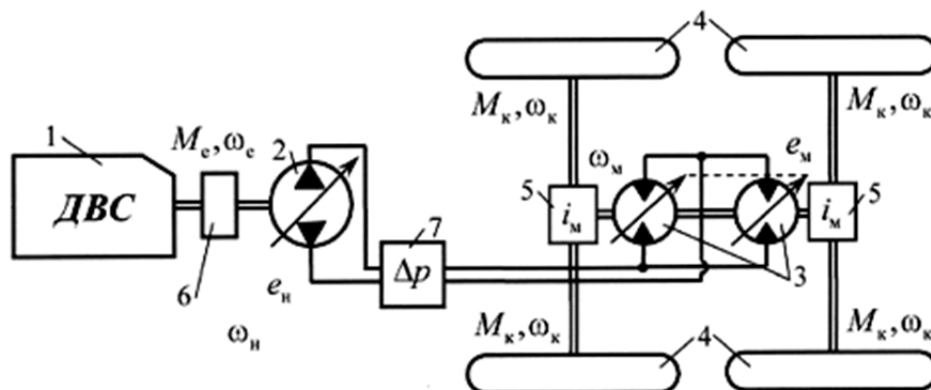


Рис. 3. Схема ГОП двухосного колесного модуля прицепного звена автопоезда:  
1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – гидронасос; 3 – гидромотор; 4 – движитель (колеса);  
5 – главная передача; 6 – раздаточная коробка; 7 – клапанная система [3]

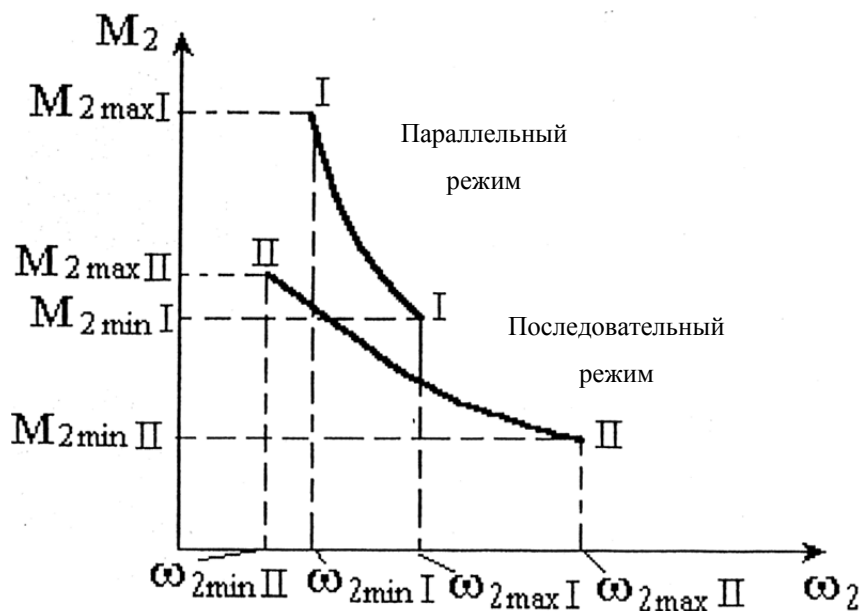


Рис. 4. Тяговая характеристика машины с объемным гидроприводом, работающая в параллельном и последовательном режимах [4, 5]

Из-за повышенных объемных потерь  $\eta_{\text{полнII}} < \eta_{\text{полнI}}$  кривая II – II соответствует меньшей мощности, чем кривая I – I. Это подтверждается исследованиями Ю. Ловцова и А. Рогова [6].

Суммарный объем гидромоторов, соответствующий рабочему диапазону нагрузок, определяется из выражения

$$\sum K_2 = \frac{P_{K \max} \cdot R_K}{K_M \cdot \Delta P_{\max} \cdot \eta_{M2} \cdot i_P \cdot \eta_P} \quad (2)$$

где  $\sum K_2$  – суммарный рабочий объем гидромоторов,

$\eta_P$  – КПД механической части ГОП между валом гидромотора и движителями (колесами),

$P_{K \max}$  – максимальная касательная сила тяги на движителях,

$R_K$  – динамический радиус ведущего колеса,

$\Delta P_{\max}$  – максимальный перепад давлений в напорной и сливной магистралях,

$\eta_{M2}$  – гидромеханический КПД гидромотора,

$i_P$  – передаточное число механической части ГОП между валом гидромотора и движителями (колесами).

Рабочий объем насоса  $K_1$  может быть определен из условия обеспечения максимальных скоростей. В режиме параллельного соединения гидромоторов рабочий объем насоса определяется так:

$$K_1 = K'_1 = \frac{v_{\max} \cdot K_2 \cdot i_P}{K_n \cdot m \cdot n_1 \cdot R_K \cdot \eta'_{01} \cdot \eta'_{02}} \quad (3)$$

где  $K_n$  – коэффициент размерности,  
 $\eta'_{01}, \eta'_{02}$  – объемные КПД насосов и гидромоторов в режиме параллельного соединения,  
 $v_{max}$  – максимальная скорость,  
 $K_2$  – рабочий объем гидромотора,  
 $n_1$  – частота вращения гидронасоса,  
 $m$  – число насосов.

В режиме последовательного соединения гидромоторов зависимость для определения рабочего объема насоса имеет вид

$$K'_1 = K''_1 = \frac{v_{max} \cdot K_2 \cdot i_n}{2K_n \cdot m \cdot n_1 \cdot R_K \cdot \eta''_{01} \cdot \eta''_{02}}, \quad (4)$$

где  $\eta''_{01}, \eta''_{02}$  – объемные КПД насосов и гидромоторов в режиме последовательного соединения.

Параметры ГОП с параллельными и последовательными соединениями гидромоторов можно считать рационально подобранными, если соблюдаются следующие условия:

- а) обеспечивается максимальная производительность машины в диапазоне рабочих скоростей;
- б) имеется возможность бесступенчатого изменения скорости во всем диапазоне скоростей – от нуля до максимальной.

Первое условие выполняется в том случае, если режим параллельной работы гидромоторов охватывает весь диапазон рабочих нагрузок, второе – если соблюдается соотношение

$$M_{2maxII} \geq M_{2minI} \quad (5)$$

На основании вышеизложенного можно предложить следующую схему активного автопоезда (рис. 5).

Данная схема, в отличие от схемы на рис. 2, может иметь два регулируемых гидронасоса, что может быть обусловлено требованием к повышенной проходимости автопоезда в условиях бездорожья. Наличие двух насосов позволяет создать разность силовых потоков рабочей жидкости и обеспечить различную угловую скорость ведущих колес, а также, в случае необходимости повышенной маневренности машины, подача насосами рабочей жидкости может быть распределена по бортам.

Кроме указанных схем для автопоездов с активным полуприцепом может быть использована автономная насосная установка, представляющая собой дополнительный дизельный двигатель и регулируемый реверсивный гидронасос (гидронасосы). Автономная насосная установка может располагаться на борту или платформе автомобиля и соединяться с гидромоторами через гибкие трубопроводы [3].

В качестве регулируемого гидронасоса может быть предложен аксиально-поршневой гидронасос (например, завода ОАО «Гидросила», г. Кропивницкий), а в качестве гидромоторов – мотор-колеса с кулачковыми шайбами и радиально расположенными цилиндрами (фирма «Сису», Финляндия). Параметры гидронасосов и гидромоторов могут быть определены после проведения тягового расчета автопоезда.

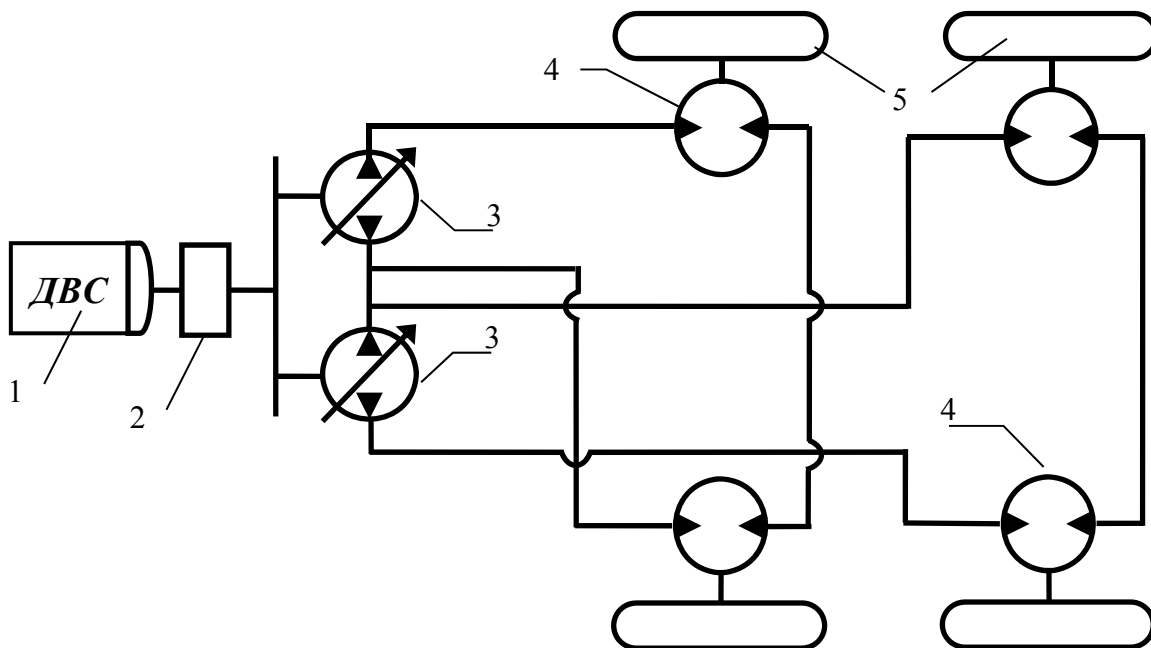


Рис. 5. Схема активного автопоезда:  
 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – раздаточная коробка; 3 – гидронасосы;  
 4 – гидромоторы; 5 – движитель (колеса)

**Выводы.** Проанализированы схемы ГОП активного полуприцепа с параллельным и последовательным подключениями гидромоторов. Установлено, что использование регулируемых гидромоторов уменьшает КПД гидропередач. Отмечено, что схема с параллельным подключением является приоритетной из-за более высокого КПД гидропередач.

Таким образом, двухмашинное регулирование ухудшает работу ГОП независимо от схем подключения гидромоторов.

В то же время применение гидравлической передачи в составе активного автопоезда позволяет уменьшить недостатки использования схемы активного автопоезда с механической передачей.

### Л и т е р а т у р а

1. Комисарик С. Ф., Ивановский Н. А. Гидравлические объемные трансмиссии. Москва: Машгиз, 1963. 155 с.
2. Бурлыга М. Б. Исследование способов регулирования угловой скорости вала гидромотора объемного гидропривода самоходного шасси. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*. Харьков, 2000. Вып. 10. С. 16–22.
3. Коркин С. Н., Курмаев Р. Х., Крамер А. С. Применение активных колесных модулей в автопоездах для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов. *Известия Московского государственного технического университета «МАМИ»*. 2012. № 2 (14). Т. 1. С. 160–168.
4. Бурлыга М. Б. Обоснование оптимальных параметров гидромашин объемного гидропривода ходовой части самоходного шасси. *Тракторна енергетика в рослинництві*. Харків, 1999. Вип. 5. С. 140–146.
5. Львовский К. Я., Черпак Ф. А., Серебряков И. Н., Щельцын Н. А. Трансмиссии тракторов. Москва: Машиностроение, 1976. 280 с.
6. Ловцов Ю. И., Рогов А. Я. Влияние переключения схемы питания гидромоторов на потери в гидрообъемной трансмиссии. *Тракторы и сельхозмашины*. 1969. № 3. С. 8–10.
7. Самородов В. Б., Рогов А. В., Бурлыга М. Б. Методика и результаты построения универсальных характеристик гидрообъемно-механических трансмиссий. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету*. 2002. № 3 (14). С. 46–49.
8. Самородов В. Б., Коваль А. А., Бурлыга М. Б. Сравнение универсальных характеристик гидрообъемных передач как элементов перспективных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий украинских тракторов. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського*. 2009. Вип. 2 (55), Ч. 1. С. 73–77.
9. Самородов В. Б., Митцель Н. А., Бурлыга М. Б. Экспериментальное исследование бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии. *Научные перспективы XXI века. Достижения и перспективы нового столетия: материалы X Междунар. науч.-практ. конф.* (Новосибирск, 17–18 апр. 2015 г.). Новосибирск, 2015. № 3 (10), Ч. 4. С. 6–10.
10. Бурлыга М. Б. Универсализация математических моделей гидрообъемных передач, работающих в составе двухпоточных бесступенчатых трансмиссий. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2008. Вип. 5/5 (35). С. 4–7.

### References

1. Komisarik, S. F., Ivanovskiy, N. A. (1963), *Gidravlicheskkiye obyemnyye transmissii* [Hydraulic volumetric transmissions], Mashgiz, Moskva, Russia.
2. Burlyga, M. B. (2000), *Issledovaniye sposobov regulirovaniya uglovoy skorosti vala gidromotora ob'yemnogo gidroprivoda samokhodnogo shassi* [Study of the methods of regulating the angular velocity of the shaft of the hydraulic motor of a volumetric hydraulic drive of a self-propelled chassis], *Vestnik Khar'kovskogo natsional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*, vol. 10. pp. 16–22.
3. Korokin, S. N., Kurmayev, R. Kh., Kramer, A. S. (2012), *Primeneniye aktivnykh kolesnykh moduley v avtopoyezdakh dlya perevozki krupnogabaritnykh i tyazhelovesnykh gruzov* [The use of active wheel modules in road trains for the transport of bulky and heavy goods], *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta «MAMI»*, no. 2(14). vol. 1. pp. 160–168.
4. Burlyga, M. B. (1999), *Obosnovaniye optimal'nykh parametrov gidromashin obyemnogo gidroprivoda khodovoy chasti samokhodnogo shassi* [Substantiation of the optimal parameters of hydraulic machines for the hydraulic drive system of the chassis of a self-propelled chassis], *Traktorna yenergetika v roslinnitstvi*, vol. 5. pp. 140–146.
5. L'vovskiy, K. Ya., Cherpak, F. A., Serebryakov, I. N., Shchel'tsyn, N. A. (1976), *Transmissii traktorov* [Tractor transmissions], Mashinostroyeniye, Moskva, Russia.
6. Lovtsov, Yu. I., Rogov, A. Ya. (1969), *Vliyaniye pereklyucheniya skhemy pitaniya gidromotorov na poteri v gidroobyemnoy transmissii* [The effect of switching the power supply circuit of hydromotors on losses in hydrostatic transmission], *Traktory i sel'khoz mashiny*, no. 3. pp. 8–10.
7. Samorodov, V. B., Rogov, A. V., Burlyga, M. B. (2002), *Metodika i rezul'taty postroyeniya universal'nykh kharakteristik gidroobyemno-mekhanicheskikh transmissiy* [Methodology and results of the construction of universal characteristics of hydraulic-mechanical transmissions], *Visnyk Kremenchutskoho derzhavnoho politekhnichnoho universytetu*, vol. 3, no. 14. pp. 46–49.
8. Samorodov, V. B., Koval', A. A., Burlyga, M. B. (2009), *Sravneniye universal'nykh kharakteristik gidroobyemnykh peredach kak elementov perspektivnykh besstupenchatykh gidroobyemno-mekhanicheskikh transmissiy ukrainykh traktorov* [Comparison of universal characteristics of hydro-volumetric gears as elements of promising stepless hydraulic-mechanical transmissions of Ukrainian tractors], *Visnyk Kremenchutskoho derzhavnoho politekhnichnoho universytetu imeni Mykhayla Ostrohrads'koho*, vol. 2, no. 55, part 1. pp. 73–77.
9. Samorodov, V. B., Mittsel', N. A., Burlyga, M. B. (2015), *Eksperimental'noye issledovaniye bes-stupenchatoy gidroobyemno-mekhanicheskoy transmissii* [An experimental study of a stepless hydrovolume-mechanical transmission], *Nauchnyye perspektivy XXI veka. Dostizheniya i perspektivy novogo stoletiya: materialy X Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* (Novosibirsk, 17–18 apr. 2015), vol. 3, no. 10, part 4. pp. 6–10.
10. Burlyga, M. B. (2008), *Universalizatsiya matematicheskikh modeley gidroobyemnykh peredach, rabotayushchikh v sostave dvukhpotochnykh besstupenchatykh transmissiy* [Universalization of mathematical models of hydrostatic gears operating as part of double-flow continuously variable transmissions], *Skhidno-Yevropeys'kyi zhurnal peredovykh tekhnologiy*, vol. 35, no. 5. pp. 4–7.

**Бурлига М.Б. Вибір раціональної схеми гідрооб'ємної передачі для напівпричепи активного автопоїзда підвищеної прохідності.**

*В статті проаналізовані дві схеми гідрооб'ємної передачі активних напівпричепів з паралельним і послідовним підключенням гідромоторів. Виявлено, що схема з паралельним підключенням гідромоторів є пріоритетною. В основу запропонованого виводу були покладені результати тягових випробувань самохідних шасі Ш-104 і Ш-06 класу 0,6, а також результати стендових випробувань, які підтверджують висновки, запропоновані в статті. На етапі проектування важливим було за результатами аналізу зробити правильний вибір схеми з гідрооб'ємною передачею активного автопоїзда. Підтверджено, що пріоритет має гідрооб'ємна передача з паралельним з'єднанням гідромашин для активного автопоїзда з урахуванням одномашинного регулювання.*

**Ключові слова:** активний напівпричіп, гідронасос, гідромотор, гідрооб'ємна передача.

**Burlyga M.B. Choice of hydraulic drive system rational scheme for active semi-trailer road train terrain.**

*The paper analyses two schemes of hydraulic drive system (HDS) of active semitrailers with parallel and serial connections of hydraulic motors. The priority of scheme with parallel connection of hydraulic motors determined. The proposed conclusion was based on the results of traction tests of self-propelled chassis Sh-104 and Sh-06 class 0.6, as well as the results of bench tests that confirm the conclusions proposed in the article. At the design stage, it was important to make the right choice of the scheme with the hydraulic transmission of the active road train based on the analysis results. It is confirmed that the priority has a hydraulic transmission with a parallel connection of hydraulic machines for active road train taking into account single-machine regulation. As an adjustable hydraulic pump, the axial and piston hydraulic pump can be used and as hydraulic motors – motorized wheels with cam washers and radially located cylinders.*

**Keywords:** active semitrailer, hydraulic pump, hydraulic motor, hydraulic drive system.

**Бурлига М.Б.** – к.т.н., старший викладач кафедри «Автомобілі та трактори» Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського, e-mail: burligakr@gmail.com

*Рецензент:* д.т.н., проф., **Чернецька-Білецька Н.Б.**

Стаття подана 23.03.2019