

УДК (УДК) 625.144

ВЛИЯНИЕ ГИДРОПНЕВМОАККУМУЛЯТОРА НА ГИДРОПРИВОД ЩЕТОЧНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ПУТЕВЫХ МАШИН ЛЕГКОГО ТИПА

INFLUENCE OF HYDRO-PNEUMATIC ACCUMULATOR ON THE HYDRAULIC DRIVE OF THE BRUSH WORK BODY OF LIGHT TYPE TRACK MACHINES

Гринчар Н.Г., Быков А.Ю.
Grinchar N.G., Bykov A.Yu.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Основным направлением совершенствования процессов ремонта всех типов и текущего содержания пути, является снижение затрат времени и труда при максимально возможном уровне механизации и автоматизации всех видов путевых работ. При этом значительное место занимает очистка путей от засорителей и излишков балласта. Рабочим органом машин для выполнения этих работ является щеточный подборщик с гибкими лопастями, обеспечивающий уборку засорителей и балласта ниже уровня головки рельса. Как правило, на отечественных машинах гибкие лопасти представляют собой отрезки стального троса диаметром 16...21 мм. Одним из основных недостатков щеточных подборщиков с тросовыми лопастями является относительно низкая эффективность из-за усталостного выламывания гибких лопастей в месте выхода из заделки. Известны также конструкторские решения с применением лопастей выполненных из резиновой ленты. Наиболее удачным является сочетание тросовых и ленточных лопастей на одном подборщике. Основным типом привода для такого рабочего органа следует считать объемный гидропривод, позволяющий решить задачу конструктивно наиболее простым и эффективным образом. Так как лопасти подборщика взаимодействуют с объектом (балластный щебень) поочередно (обычно имеется 8-12 лопастей) то нагрузка на привод носит нестационарный характер, давление в напорной магистрали приводного гидромотора изменяется синусоидально, что отрицательно сказывается на надежности и долговечности привода. Для сглаживания колебаний давления рекомендуется применение гидропневмоаккумулятора.

Ключевые слова: путевые машины, щеточный рабочий орган, надежность, гидропривод, лопасти комбинированного типа, гидропневмоаккумулятор.

Дата принятия к публикации: 12.04.2021
Дата публикации: 25.06.2021

Сведения об авторах:

Гринчар Николай Григорьевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства»,

Abstract. The main direction of improving the repair processes of all types and the current maintenance of the track is to reduce the time and labor costs with the highest possible level of mechanization and automation of all types of track work. At the same time, a significant place is occupied by cleaning the tracks from weeds and excess ballast. The working body of the machines for performing these works is a brush picker with flexible blades, which provides cleaning of weeds and ballast below the level of the rail head. As a rule, on domestic machines, flexible blades are segments of a steel cable with a diameter of 16...21 mm. One of the main disadvantages of brush pickers with cable blades is the relatively low efficiency due to fatigue breaking of the flexible blades at the point of exit from the seal. There are also known design solutions with the use of blades made of rubber tape. The most successful is the combination of cable and belt blades on one picker. The main type of drive for such a working body should be considered a volumetric hydraulic drive, which allows you to solve the problem structurally in the simplest and most effective way. Since the picker blades interact with the object (ballast rubble) alternately (usually there are 8-12 blades) the load on the drive is non-stationary, the pressure in the pressure line of the drive hydraulic motor changes sinusoidally, which negatively affects the reliability and durability of the drive. To smooth out pressure fluctuations, it is recommended to use a hydropneumulator.

Keywords: track machines, brush working body, reliability, hydraulic drive, combined type blades, hydropneumoaccumulator

Date of acceptance for publication: 12.04.2021
Date of publication: 25.06.2021

Authors' information:

Nikolay G. Grinchar – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at

ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»,
 e-mail: nggrin@yandex.ru.

Быков Андрей Юрьевич – научный сотрудник
 41 лаборатории научно-исследовательского испытательного центра, ФГБУ «3 Центральный научно-исследовательский институт» Министерства обороны Российской Федерации,
 e-mail: andrei_18bykov@mail.ru.

Russian University of Transport,
 e-mail: nggrin@yandex.ru.

Andrei Yu. Bykov – Research worker of a 41
 Laboratories of the Research Testing Center at 3 the
 Central Research Institute of the Ministry of Defense of
 Russian Federation, e-mail: andrei_18bykov@mail.ru.

1. Введение

Широкое использование объемного гидропривода в конструкциях путевых машин определяется его некоторыми преимуществами перед приводами других типов (электроприводом, механическими передачами, пневмоприводом). Объемный гидропривод дает возможность получить большие усилия на исполнительных механизмах машин при относительно небольших размерах гидроагрегатов, что имеет большое значение с точки зрения удобства конструирования. Объемный гидропривод позволяет относительно простым образом преобразовать вращательный тип движения на валу первичной энергетической установки машины в поступательное путем использования гидроцилиндров при ограниченных размерах гидродвигателей. Он позволяет осуществлять бесступенчатое регулирование скорости исполнительных органов в широком диапазоне. При работе в режимах со значительными колебаниями нагрузки имеется возможность их демпфирования, за счет применения различного типа гидроаккумуляторов (наиболее часто применяются гидропневмоаккумуляторы). Сглаживание колебаний, в свою очередь, позволяет повысить долговечность аппаратов.

Благодаря вышеизложенному объемный гидропривод нашел широкое применение в современных путевых машинах, в том числе, в машинах легкого типа для оснащения основных рабочих органов. За счет применения гидроприводов удастся существенно упростить кинематику рабочих механизмов, как например, в машинах УПМ-750 и КПУ-1 [3, 4, 7]. В частности, для привода щеточного подборщика машины КПУ-1 (рис.1) был принят аксиально-поршневой гидромотор серии 310 производства Екатеринбургского завода «Пневмостроймашина».



Рис. 1. Комплекс путевой универсальный КПУ-1: 1 – базовая машина; 2 – щеточный подборщик

2. Экспериментальные исследования работы щеточного подборщика

В рамках работ по данной тематике были проведены экспериментальные исследования работы щеточного рабочего органа путевых машин легкого типа [4, 9] в эксплуатационных условиях. Целью проведения экспериментальных исследований являлось изучение процессов взаимодействия трех основных вариантов конструкции щеточного рабочего органа (с тросовыми щетками, с резиноканевыми щетками и комбинированный вариант) [3, 4, 9] (рис. 2) с очищаемой поверхностью, получение данных об энергоемкости процесса очистки поверхности и сравнение качества очистки.

Испытания проводились при двух основных режимах работы подборщика – 1600 об/мин и 1800 об/мин. Результаты испытаний показали, что наилучшая очистка поверхности балластной призмы и рельсошпальной решетки достигается при ис-

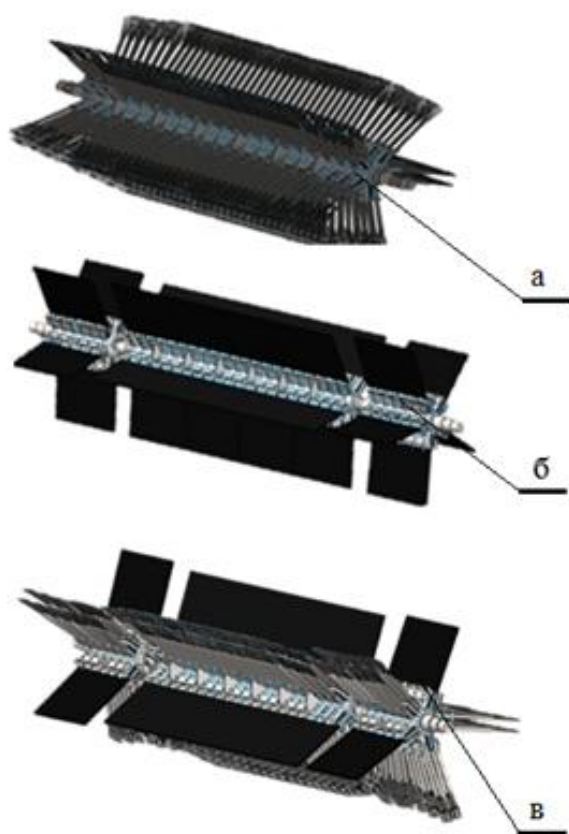


Рис. 2. Варианты конструкции щеточного рабочего органа: а – с тросовыми щетками; б – с резиноканевыми щетками; в – комбинированный вариант

пользовании комбинированного типа щеток, которыми оснащен подборщик. Фрагмент осциллограммы, отражающий характер колебаний давления в напорной магистрали гидромотора представлен на рис. 3.

Из анализа результатов следует, что давление в напорной магистрали гидромотора имеет пульсирующий характер (рис.3) со средним размахом до 17 бар. Данное обстоятельство нельзя считать благоприятным с точки зрения надежности и долговечности работы гидропривода [5, 6].

Как было показано в [5], одним из основных параметров, влияющих на надежность и долговечность гидроаппаратов в эксплуатационных условиях, является коэффициент колебаний нагрузки, чаще всего определяемый для гидропривода как коэффициент колебаний давления

$$K_{\Delta P} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{cp}},$$

где P_{\max} – максимальное значение давления в напорной магистрали за период наблюдений; P_{\min} – минимальное значение давления в напорной магистрали за период наблюдений; P_{cp} – среднее значение давления в напорной магистрали за период наблюдений, равно:

$$P_{cp} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2}.$$

Расчет значений коэффициента колебаний нагрузки в соответствии с осциллограммой, представленной на рис. 3, составляет:

- при скорости вращения подборщика 1600 об/мин $K_{\Delta P} = 0,55$;
- при скорости вращения подборщика 1800 об/мин $K_{\Delta P} = 0,44$.

Эти значения соответствуют среднему режиму эксплуатации [5]. Прогнозируемый срок службы основных гидроагрегатов (аксиально-поршневых насоса и гидромотора) составит примерно 3500...4000 ч.

Предполагается, что снятие с эксплуатации гидронасоса или гидромотора производится при снижении объемного коэффициента полезного действия ниже значения 0,7.

В связи с вышеизложенным, для снижения колебаний давления в напорной магистрали по результатам исследований было рекомендовано установить гидропневмоаккумулятор в напорной магистрали гидромотора так, как показано на рис. 4.

Для предварительной оценки результата было выполнено моделирование в междисциплинарном программном комплексе для моделирования физико-технических объектов и систем SimulationX 3.9 Hydraulics. SimulationX объединяет подготовку модели, ее решение и постобработку в единую среду. Результаты могут быть проанализированы в режиме онлайн, параметры могут меняться прямо во время процесса расчета [8].

Критерием эффективности работы гидропневмоаккумулятора является демпфирование колебаний давления в напорной магистрали гидросистемы. В идеальном случае - полное сглаживание. Это, как показано в [10, 11], может быть обеспечено таким гидропневмоаккумулятором, который имеет собственную частоту свободных колебаний, совпадающую, в свою очередь, с основной

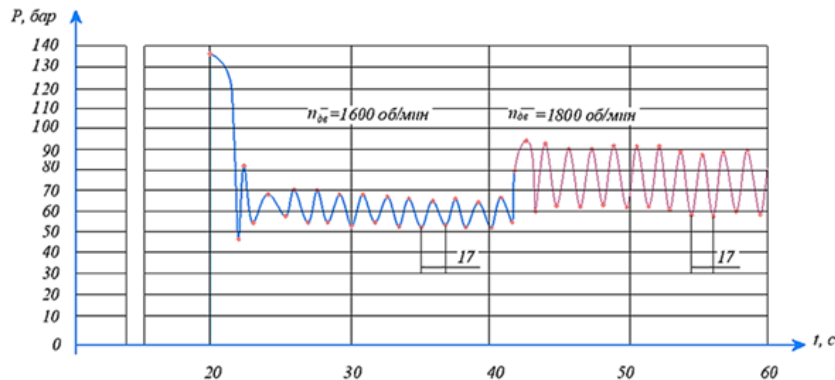


Рис. 3. Осциллограмма изменения давления в напорной магистрали гидромотора щеточного рабочего органа с лопастями комбинированного типа

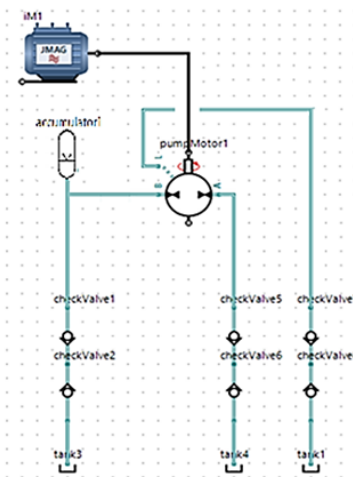


Рис. 4. Схема нагружения гидромотора щеточного рабочего органа

рабочей частотой колебаний давления в гидросистеме. При этом основную роль играет масса жидкости в горловине гидропневмоаккумулятора [10, 11], что объясняется относительно малой величиной проходного сечения горловины по сравнению с поперечным сечением основной рабочей камеры гидропневмоаккумулятора.

Частота свободных колебаний гидропневмоаккумулятора составляет

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_a}{m_a}}, \quad (1)$$

где m_a – приведенная масса жидкости, перемещающаяся вдоль горловины.

Масса m_a рассчитывается по зависимостям

$$m_a = m_r + m_{np},$$

$$m_r = \rho F_r l_r,$$

$$m_{np} = K_\phi \rho F_r r_r,$$

m_r – масса жидкости в горловине гидропневмоаккумулятора; m_{np} – присоединённая масса рабочей жидкости; F_r – площадь сечения горловины; l_r – длина горловины; r_r – радиус горловины; ρ – плотность рабочей жидкости; K_ϕ – коэффициент, учитывающий виртуальную длину горловины гидропневмоаккумулятора с учетом присоединенной массы рабочей жидкости.

Данный эффект возникает при любом неравномерном движении и является реакцией на перемещение рабочей жидкости в горловине гидропневмоаккумулятора. В соответствии с рекомендациями [10, 11] можно принять $K_\phi = 1,7$.

В инженерных расчетах можно считать, что приведенная масса жидкости m_a перемещается вдоль горловины, а газ играет роль пружины с эквивалентной жесткостью C_a [10, 11]:

$$C_a = \frac{\lambda_1 P_0}{V_0} \left(\frac{P_a}{P_0} \right)^{1+\frac{1}{\lambda_1}} F_r^2, \quad (2)$$

где λ_1 – показатель политропы.

Показатель политропы

$$\lambda_1 = \frac{C_p}{C_g},$$

где C_p, C_g – теплоёмкости газа при постоянном давлении и постоянном объеме; P_0, V_0 – давление начальной зарядки газа и объем,

занимаемый газом при этом давлении; P_a , V_a – давление газа и объем, занимаемый газом при этом давлении в процессе реагирования на колебания.

Соотношение, характеризующее изменение давления в гидропневмоаккумуляторе при постоянной массе газа в рабочей камере, имеет вид:

$$P_0 V_0 = P_a V_a^{\lambda_1}. \quad (3)$$

Частота свободных колебаний гидропневмоаккумулятора в этом случае определяется согласно [10, 11] следующим образом:

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda_1 F_r P_a^{1+\frac{1}{\lambda_1}}}{V_0 \rho (l_r + 1,7r_r) P_0^{\frac{1}{\lambda_1}}}}. \quad (4)$$

Используя полученное выражение, можно подбирать рациональные параметры гидропневмоаккумуляторов с целью эффектив-

ного демпфирования колебаний давления рабочей жидкости в гидросистеме привода щеточного рабочего органа путевых машин легкого типа.

Из конструктивных соображений (исходя из возможности размещения на машине) для моделирования был выбран гидропневмоаккумулятор серии НТР с рабочим давлением 210 бар и номинальным объемом рабочей камеры 50 л.

После подстановки выбранного гидропневмоаккумулятора в гидросистему при моделировании в программе SimulationX 3.9 Hydraulics был получен график, представленный на рис. 5. Как видно из графика, в отличие от рис. 3 колебания давления в напорной магистрали гидромотора имеют затухающий характер.

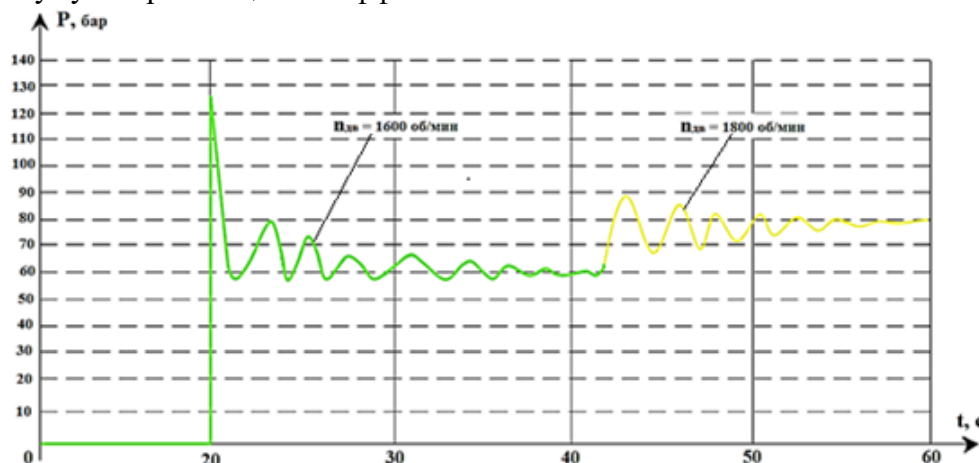


Рис. 5. Оциллограмма изменения давления в напорной линии привода щеточного подборщика после установки гидропневмоаккумулятора

При этом коэффициент колебаний давления в напорной линии привода щеточного подборщика $K_{\Delta P}$ крайне незначителен и практически им можно пренебречь. Как следует из графика (рис. 3), стабилизация уровня давления происходит примерно в течение 20 с, что является вполне удовлетворительным результатом.

3. Заключение

Применение объемного гидропривода в механизмах путевых машин легкого типа, в частности, для привода щеточных подборщиков позволяет удачно решить ряд во-

просов, связанных с конструированием и эксплуатацией машины. Однако как показывают экспериментальные исследования применение гидрообъемной трансмиссии не позволяет получить рабочие режимы, благоприятные для работы механизма вращения с нагрузкой, изменяющейся в широком диапазоне. При определенных режимах нагружения и параметрах вращательного механизма в гидросистемах возникают значительные колебания давления рабочей жидкости, что отрицательно влияет на надёжность и долговечность гидроагрегатов, а также на экономическую эффективность.

Для устранения данного обстоятельства рекомендуется применение гидропневмоаккумуляторов, подключенных к напорной линии гидромотора. При этом, как показывает компьютерное моделирование, коэффициент колебания давления снижается до

пренебрежимо малых величин. Таким образом, применение гидропневмоаккумулятора позволяет увеличить срок службы гидроагрегатов, в первую очередь, как насоса, так и гидромотора за счет сглаживания и стабилизации давления в напорной магистрали.

Список литературы

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 424 с.
2. Гринчар Н.Г., Зайцева Н.А. Основы гидропривода машин: Ч. 1. М: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. 442 с.
3. Гринчар Н.Г., Быков А.Ю., Капустин Н.И. Современные и перспективные машины легкого типа для очистки рельсошпальной решетки // Путь и путевое хозяйство. 2019. № 9. С. 18-21.
4. Гринчар Н.Г., Быков А.Ю., Чалова М.Ю. Натурные испытания щеточного рабочего органа с комбинированном типом лопастей // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 2. С. 230-236.
5. Гринчар Н.Г. Надежность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин. М.: ООО «Издательский дом «Автограф», 2016. 368 с.
6. Сырицин Т.А. Эксплуатация и надежность гидро-и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1990. 248 с.
7. Быков, А.Ю. Специальная техника Железнодорожных войск // Грузовик: транспортный комплекс, спецтехника. 2016. Вып. 8. С. 15-21.
8. Джомартов А.А. Использование программы SimulationX для виртуального моделирования сложных мехатронных систем // Вестник Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова. 2012. № 2. С. 112-120.
9. Патент на полезную модель 189746. Рабочий орган универсальных путевых машин легкого типа. Быков А.Ю., Гринчар Н.Г. Заявл. 02.10.2018, опубл. 31.05.2019.
10. Ковальский В.Ф. Пути стабилизации

References

1. Bashta T. M. Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian).
2. Grinchar N.G., Zaitseva N.A. Osnovy gidroprivoda mashin. Ch. 1. Moscow, FGBOU "Educational and Methodological Center for Education in the railway transport", 2016. 442 p. (In Russian).
3. Grinchar N.G., Bykov A.Yu., Kapustin N.I. Modern and perspective light-type machines for cleaning the rail-spar grid. *Put i putevoe khozyaystvo*, 2019, No. 9, pp. 18-21. (In Russian).
4. Grinchar N.G., Bykov A.Yu., Chalova M.Yu. Full-scale tests of a brush working organ with a combined type of blades. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2/ pp. 230-236. (In Russian).
5. Grinchar N.G. Reliability of hydraulic drives of construction, track and lifting and transport machines. Moscow, LLC "Publishing House "Autograph", 2016. 368 p. (In Russian).
6. Syritsin T.A. Operation and reliability of hydraulic and pneumatic actuators. Moscow, Mashinostroenie, 1990. 248 p. (In Russian).
7. Bykov A.Yu. Special equipment of Railway troops. *Gruzovik: transportnyy kompleks, spetstekhnika*, 2016, Is.8, pp. 15-21. (In Russian).
8. Dzhomartov A.A. Using the SimulationX program for virtual modeling of complex mechatronic systems. *Bulletin of the Kyrgyz State University of Construction, Transport and Architecture named after N. Isanov*, 2012, No.2, pp. 112-120. (In Russian).
9. Patent RU 189746. Working body of universal light-type track tires. Bykov A.Yu., Griner N.G. Appl. 02.10.2018, publ. 31.05.2019. (In Russian).
10. Kovalsky V.F. Ways of liquid pressure stabilization in hydraulic drive of drilling ma-

