

РАЗДЕЛ I
ТРАНСПОРТ.
ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

УДК 629.331:502.3

**ПРИМЕНЕНИЕ АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ
МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЕ ВРЕДНОГО
ВОЗДЕЙСТВИЯ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА**

Д.С. Алешков, М.В. Суковин, В.В. Столяров
ФГБОУ ВПО «СибАДИ» Россия, г. Омск.

***Аннотация.** Статья посвящена проблеме снижения вредного воздействия токсичных веществ на организм человека при работе цепного траншейного экскаватора. Характерное изменение нагрузки на валу дизельного двигателя внутреннего сгорания в ходе рабочего процесса, связанное с изменениями грунтовых условий, приводит к увеличению содержания в отработавших газах угарного газа, оксидов азота, сажи, углеводородов. В статье описан метод, позволяющий двигателю работать в номинальном режиме. Установив номинальный режим, оптимально перераспределения мощность двигателя между рабочим органом и движителем, возможно добиться максимального сгорания топлива, что приводит к сокращения вредных газов.*

***Ключевые слова:** отработавшие газы, дизельный двигатель, дорожно-строительная техника, оксид углерода, углеводороды, оксиды азота, сажа.*

Введение

Проблема содержания вредных веществ в отработавших газах является в настоящее время актуальной. Выхлопные газы — отработавшее в двигателе рабочее тело. Являются продуктами окисления и неполного сгорания углеводородного топлива. Выбросы выхлопных газов — основная причина превышения допустимых концентраций токсичных веществ и канцерогенов в атмосфере крупных городов, образования смога, являющихся частой причиной отравления в замкнутых пространствах, а так же является одной из предпосылок образования парникового эффекта [1,2].

Снижение вредного воздействия токсичных веществ на организм человека при работе цепного траншейного экскаватора с гидрообъемной трансмиссией

Применительно к дорожно-строительным машинам, как правило, оснащенными дизельными двигателями, не мало важным фактором влияния на состав отработавших газов является режим работы ДВС. В качестве рассматриваемой дорожно-строительной техники была выбрана модель цепного траншейного экскаватора ЭТЦ-1616 на базе трактора ОМТЗ-82 выпускаемого омским заводом транспортного машиностроения и оснащенного дизельным двигателем d-245.5. Техниче-

ская характеристика двигателя говорит о том, что наименьший расход топлива наблюдается на номинальной частоте вращения коленчатого вала равной 1400 об/мин при этом крутящий момент достигает своего максимума. Из этого следует вывод, что оптимальным режимом работы является номинальный режим, без изменения скоростной характеристики. Изменения скоростной характеристики двигателя цепного траншейного экскаватора приведет к увеличению вредных выбросов. Основной причиной отклонения от номинального режима работы ДВС являются постоянно изменяющиеся грунтовые условия и как следствие несвоевременная реакция на изменяющуюся ситуацию человека оператора.

Для решения данной проблемы предлагаем оборудовать ЦТЭ адаптивной системой управления перераспределения мощности. С внедрением системы управления содержание вредных веществ в составе отработавших газов будет минимально постоянным, напряженность трудового процесса человека оператора перейдет из вредного класса условий труда первой степени 3.1 в допустимые условия труда класс 2, а так же немаловажным эффектом от внедрения предлагаемой системы является увеличение производительности ЦТЭ и снижение расхода топлива

За основу взята идея оптимального перераспределения мощности между 2 потребителями: двигателем и рабочим органом. С датчиков информационных параметров, установленных на гидромоторах, а именно с датчиков вращения, и датчиков моментов информация поступает в блок управления, где происходит обработка параметров рабочего процесса и формируется управляющее воз-

действие на исполнительные элементы системы в соответствии, с разработанным алгоритмом, представленном на рисунке 1. Если производительности рабочего органа Π_1 и двигателя Π_2 не равны или суммарная мощность рабочего органа N_1 и двигателя N_2 не равны мощности двигателя $N_{об}$, то подаются управляющие сигналы на гидромоторы рабочего органа q_1 и двигателя q_2 [3,4].

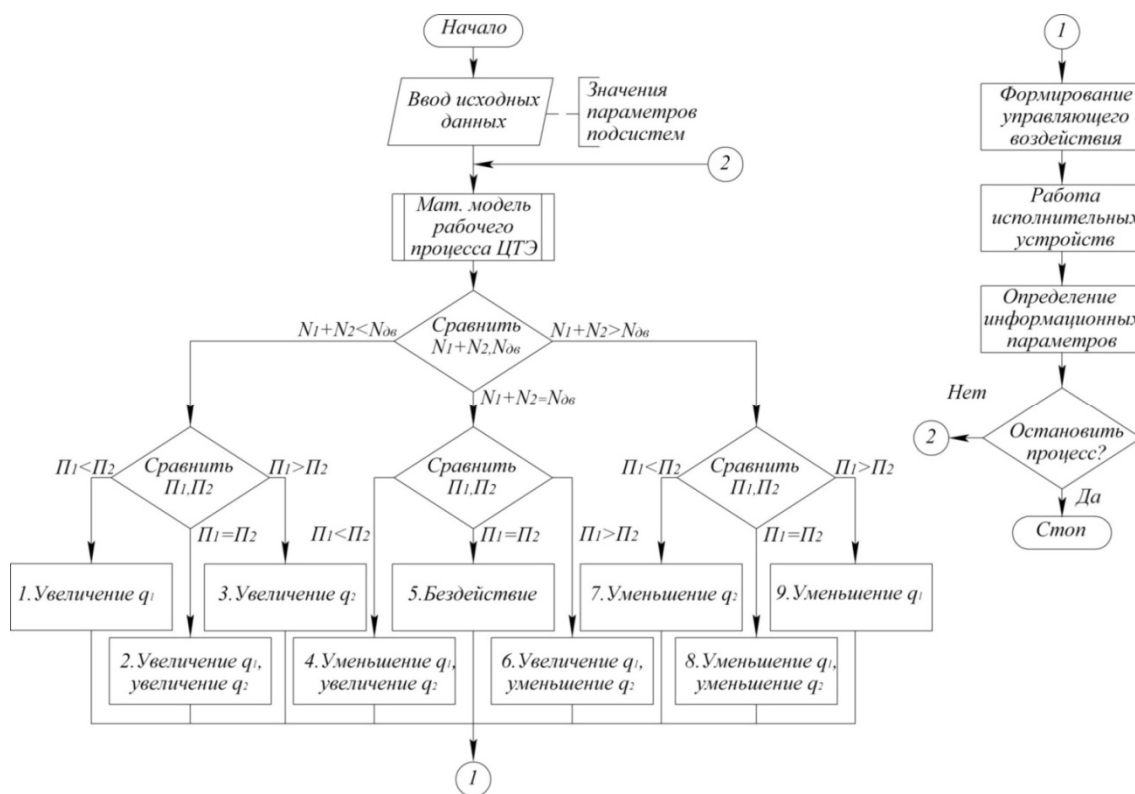


Рис. 1. Алгоритм работы системы управления

Проведен анализ РП ЦТЭ и представлена совокупность математических моделей отдельных подсистем, на основании которых составлена обобщенная математическая модель РП ЦТЭ. Обоснован критерий эффективности РП ЦТЭ:

$$E = \frac{N_{\Pi}}{\Pi}, \quad (1)$$

где E – энергоёмкость рабочего процесса ЦТЭ; N_{Π} – потребляемая мощность; Π – производительность ЦТЭ.

Входными параметрами обобщенной математической модели РП ЦТЭ являются: заданная глубина копания; возмущающие воздействия со стороны силы реакции разрабатываемого грунта на рабочий орган (РО) и на элементы ходового оборудования (ХО) базовой машины со стороны микрорельефа.

Выходными параметрами обобщенной математической модели РП ЦТЭ являются [5]: текущее значение потребляемой мощности; текущее значение производительности ЦТЭ; энергоёмкость РП ЦТЭ.

С учетом неравномерного прямолинейного движения, вызванного воздействиями на элементы ХО неровностей микрорельефа и силы реакции разрабатываемого грунта на РО, суммарный момент сил сопротивления, приложенных к валу ДВС, описывают уравнениями [1,6]:

$$M_C = M_{PO} + J_{PO} \frac{d\omega_{M1}}{dt} + M_{ХО} + J_{ХО} \frac{d\omega_{M2}}{dt} - M_{\theta}; \quad (2)$$

$$M_{PO} = M_{M1} i_1 \eta_1; \quad (3)$$

$$M_{ХО} = M_{M2} i_2 \eta_2; \quad (4)$$

$$M_{\theta} = (r_k / i_2) G_{\text{ЦТЭ}} \sin \theta, \quad (5)$$

где M_C – суммарный момент сил сопротивлений, приложенных к валу ДВС; M_{XO} – момент сил сопротивления качению трактора; M_{PO} – момент, возникающий от сил сопротивления копания грунта; M_{θ} – приведенный к валу трактора момент сил сопротивления, возникающий от движения трактора под уклон; J_{PO} – момент инерции РО; J_{XO} – момент инерции ходового оборудования; ω_{M1} – угловая скорость гидромотора вала рабочего органа; ω_{M2} – угловая скорость гидромотора вала ходового оборудования; M_{M1} – крутящий момент на валу гидромотора РО, M_{M2} – крутящий момент на валу гидромотора движителя; i_1, i_2 – передаточные отношения трансмиссий РО и движителя, соответственно; η_1, η_2 – коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссий РО и движителя, соответственно; $G_{\text{ЦТЭ}}$ – сила веса ЦТЭ; r_k – радиус колеса; θ – угол наклона поверхности грунта, относительно горизонтальной плоскости.

Рабочий процесс ДВС совместно с регулятором числа оборотов описывается выражениями [5]:

$$J_D \omega'_D = M_D(\omega_D, z) - M_C; \quad (6)$$

$$M_D(\omega_D, z) = M_{D(MIN)}(\omega) + M_Z - \kappa_D z; \quad (7)$$

$$mz'' + v_{TP} z' + E(z) + F_H = A(z) \omega_D^2; 0 \leq z \leq z_{MM}, \quad (8)$$

где J_D – момент инерции ДВС, M_D – активный момент на валу ДВС; ω_D – угловая скорость вала ДВС; $M_{D(MIN)}(\omega)$ – момент ДВС при минимальной подаче топлива, соответствующей холостому ходу; M_Z – приращение момента при максимальной подаче топлива; z – перемещение муфты регулятора, отсчитываемое от положения максимальной подачи топлива; m – приведенная к муфте масса всех подвижных частей регулятора; v_{TP} – коэффициент вязкого трения; F_H – сила предварительного натяга пружины, приведенная к муфте; $A(z)$ – коэффициент поддерживающей силы, $C_{ПР}$ – жесткость пружины регулятора.

В процессе работы ЦТЭ ходовое оборудование взаимодействует с рельефом грунтовой поверхности, неровности которой приводят к стохастическим вертикальным и угловым перемещениям ЦТЭ и РО при движении машины. Для моделирования микрорельефа левой и правой колеи в работе использовалась корреляционная функция, определяемая выражением:

$$R(t) = \sigma_y^2 e^{-\alpha_m |t|}, \quad (9)$$

где σ_y – среднеквадратическое отклонение исходного микрорельефа; α_m – коэффициент затухания функции; t – время корреляции.

При составлении программы на персональном компьютере микрорельеф был сглажен по пятну контакта шины с микрорельефом:

$$y_{CG}(m) = \frac{1}{x_0} \cdot \sum_{m=i-k}^{i+k} y(i), \quad (10)$$

где $y_{CG}(m)$ – ординаты сглаженного микрорельефа; $k = 0,5(x_0 - 1)$; x_0 – интервал усреднения; $y(i)$ – ординаты несглаженного микрорельефа.

Математическая модель взаимодействия ХО с грунтом описана в соответствии с зависимостями [7]:

$$\delta_k = A \left(\frac{F_k}{G_{k1} + F \cos \beta} \right) + B \left(\frac{F_k}{G_{k1} + F \cos \beta} \right)^n; \quad (11)$$

$$V_2 = \omega_{M2} (1 - \delta_k) \frac{r_k}{i_3}; \quad (12)$$

$$R_k = F_k = \psi (G_{k1} + F \cos \beta) + R_H; \quad (13)$$

$$M_{M2} = r_k (\psi (G_{k1} + F \cos \beta) + R_H) i_3, \quad (14)$$

где δ_k – коэффициент буксования; F_k – суммарная сила сопротивления, приложенная к ЦТЭ; A, B, n – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств грунта и протектора; G_{k1} – составляющая силы веса ЦТЭ, приходящая на заднюю ось машины; V_2 – скорость передвижения базовой машины; r_k – радиус колеса; R_k – горизонтальная сила реакции на колесе; M_k – активный момент сил на валу заднего моста; F – сила реакции разрабатываемого грунта на РО; ψ – коэффициент сцепления R_H – сила сопротивления перемещению зачистного башмака; i_3 – передаточное отношение редуктора, устанавливаемого между осью заднего моста и гидромотором движителя.

Система уравнений, описывающая работу движителя с учетом изменения радиуса колеса, можно записать в виде:

$$y'' = -\frac{1}{m_K} [v_{ш} y' + c_{ш} y - q(t)]; \quad (15)$$

$$r_k = r - y_{CT} - y_{CG}, \quad (16)$$

где m_K – масса, приходящаяся на ось колеса; $v_{ш}$ – коэффициент демпфирования шин; $c_{ш}$ – жесткость шин; $q(t)$ – сила, возникающая в результате воздействия неровностей микрорельефа на ХО; r – свободный радиус колеса; y_{CT} – статический прогиб колеса под нагрузкой; y – вертикальная координата перемещения оси.

Анализ силы реакции разрабатываемого грунта на РО ЦТЭ показал, что сила реакции может быть представлена как случайный процесс. В связи с этим в данной работе сила реакции разрабатываемого грунта на РО в соответствии с работами Федорова Д.И. и Бондаровича Б.А. представлена как сумма двух составляющих, низкочастотной (тренда) и высокочастотной (флюктуации) [8,9,10,11]:

$$\bar{F} = \bar{F}_T + \bar{F}_\phi, \quad (17)$$

где \bar{F} – сила реакции разрабатываемого грунта на РО; \bar{F}_T – низкочастотная составляющая силы реакции (тренд); \bar{F}_ϕ – высокочастотная составляющая силы реакции (флюктуация).

Корреляционные функции флюктуаций при копании грунтов РО ЦТЭ аппроксимированы выражением:

$$R_\phi(\tau) = \sigma_\phi^2 \cdot e^{-\alpha_\phi |\tau_K|} \cdot \cos(\beta_\phi |\tau_K|), \quad (18)$$

где σ_ϕ – среднеквадратическое отклонение силы реакции; α_ϕ и β_ϕ – коэффициенты затухания и периодичности корреляционной функции; τ_K – время корреляции.

Момент сил, возникающий на валу гидромотора РО от сил сопротивления копанию, определяется [2,3]:

$$M_{M1} = Fr_Z i_4, \quad (19)$$

где r_Z – радиус звездочки РО; i_4 – передаточное отношение редуктора, устанавливаемого между РО и гидромотором РО.

Для каждого из элементов, входящих в гидрообъемную трансмиссию, была составлена своя математическая модель, представляющая собой систему дифференциальных и алгебраических уравнений, а затем в результате композиции была найдена систе-

ма уравнений, описывающих гидрообъемную трансмиссию машины в целом.

Гидронасосы представлены уравнениями:

$$P_H = P_1 + M_H \eta_{OH} / q_H; \quad (20)$$

$$Q_H = \frac{q_H \omega_H \eta_{MH}}{2\pi}; \quad (21)$$

$$\omega_H = \omega_D i_P, \quad (22)$$

где Q_H – подача насоса; q_H – рабочий объем насоса; ω_H – угловая скорость вала насоса; M_H – крутящий момент на валу насоса; P_1 , P_H – давления соответственно на входе и выходе; η_{OH} , η_{MH} – КПД насоса соответственно объемный и гидромеханический; i_P – передаточное отношение редуктора, устанавливаемого между ДВС и гидронасосом.

Математическая модель гидромотора описана уравнениями [6,12]:

$$M_M = q_{MM} e_{MM} (P_{MH} - P_{MC}) \eta_{MM} - J_M \omega'_M; \quad (23)$$

$$\omega_M = Q_M \eta_{OM} / (2\pi q_{MM} e_M); \quad (24)$$

$$e_M = q_M / q_{MM}, \quad (25)$$

где Q_M – расход гидромотора; q_{MM} – максимальный рабочий объем гидромотора; q_M – рабочий объем гидромотора; e_M – параметр регулирования; ω_M – угловая скорость вала гидромотора; J_M – момент инерции вращающихся масс, приведенный к валу гидромотора; M_M – крутящий момент на валу гидромотора; P_{MH} , P_{MC} – давления соответственно на входе и выходе; η_{OM} , η_{MM} – КПД гидромотора соответственно объемный и гидромеханический.

Гидролиния представлена уравнениями:

$$Q_M = Q_H - \frac{dP_H}{dt} k_{УПР.ТР}; \quad (26)$$

$$P_H = P_M + \lambda \frac{8\gamma L_{ТР}}{\pi^2 g d_{ТР}^5} \left(\frac{Q_H + Q_M}{2} \right) \left(\frac{Q_H + Q_M}{2} \right), \quad (27)$$

где Q_H , Q_M – расходы рабочей жидкости соответственно на входе и выходе из сливной гидролинии; P_H , P_M – давления соответственно на входе и выходе из сливной гидролинии; $d_{ТР}$ – диаметр гидролинии; $L_{ТР}$ – длина гидролинии; γ – удельный вес рабочей жидкости; g – ускорение свободного падения.

Вычисление производительностей и мощностей на РО и ХО производятся по зависимостям:

$$P_1 = 3600b_c h V_1 z; \quad (28)$$

$$P_2 = 3600BHV_2; \quad (29)$$

$$N_1 = \frac{M_{M1} \omega_{M1} i_1 \eta_1}{2\pi}; \quad (30)$$

$$N_2 = \frac{M_{M2} \omega_{M2} i_2 \eta_2}{2\pi}, \quad (31)$$

где b_c – ширина скребка; z – количество скребков находящихся в забое.

Для реализации эксперимента была составлена математическая модель рабочего процесса цепного траншейного экскаватора и проведен машинный эксперимент в среде *MATLAB* с пакетным расширением *Simulink*.

Анализ полученных теоретических значений параметров рабочего процесса с внедрением системы управления перераспределения мощности показал, снижение вредных веществ в отработавших газах: содержания оксида углерода снизилось в отработавших газах на 12%; содержания оксидов азота 14,5%; содержания углеводородов на 19%; содержания сажи на 8%.

В соответствии с рисунком 2 и рисунком 3 видно, что потребляемая мощность стремится к мощности, вырабатываемой двигателем в номинальном режиме, при этом производительность достигает своего максимального значения при заданных грунтовых условиях.

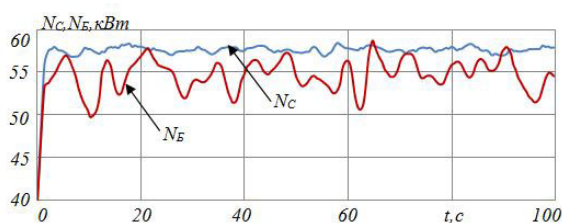


Рис. 2. Зависимость потребляемых мощностей цепным траншейным экскаватором оснащенным устройством управления N_c и не оснащенным $N_Б$.

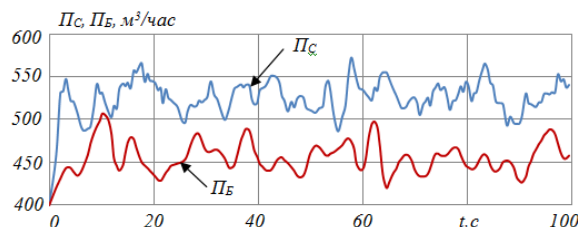


Рис. 3. Зависимость производительностей цепного траншейного экскаватора оснащенного устройством управления P_c и не оснащенного $P_Б$.

Вывод

Оснащение модели ЭТЦ-1616 на базе трактора ОМТЗ-82 гидрообъемной трансмиссией с последующей автоматизацией системы управления гидрообъемной трансмиссией приведет к снижению количества вредных веществ, входящих в состав отработавших газов экскаватора и как следствие снижение влияния химического фактора на организм человека оператора.

Библиографический список

1. Гуськова, Т. А. Токсикология лекарственных средств / Т.А. Гуськова. – М.: Рус. врач, 2003. – 154 с.
2. Плетенева, Т.В. Токсикологическая химия: учебник для вузов. – 2-е изд., испр. – М.: ГЭОТАР – Медиа, 2006. – 512 с.
3. Сухарев, Р.Ю., Суковин М.В. Система автоматизации проектирования устройства управления гидрообъемной трансмиссией цепного траншейного экскаватора. Монография: электронный ресурс / Омск, 2014.
4. Суковин, М.В. Математическая модель рабочего процесса цепного траншейного экскаватора с гидрообъемной трансмиссией / М.В. Суковин, Р.Ю. Сухарев // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2009. – Т. 5. № 12. – С. 21-26.
5. Денисов, В.П. Оптимизация тяговых режимов землеройно-транспортных машин: дис. ... докт. техн. наук / В.П. Денисов. – Омск: СибАДИ, 2006. – 261 с.
6. Галдин, Н.С. Гидравлические машины и объемный гидропривод: уч. пособие / Н.С. Галдин. – Омск: СибАДИ, 2007. – 257 с.
7. Зедгенизов, В.Г. Теоретические основы создания машин для прокладки гибких подземных коммуникаций: дис. ... д-ра. техн. наук / В.Г. Зедгенизов. – Иркутск: ИрГТУ, 2004. – 232 с.
8. Баловнев, В.И. Повышение производительности машин для земляных работ: производств издание / В.И. Баловнев, Л.А. Хмара. – М.: Транспорт, 1992. – 136 с.
9. Домбровский, Н.Г. Землеройно-транспортные машины / Н.Г. Домбровский, М.И. Гальперин. – М.: Машиностроение, 1965. – 276 с.
10. Кузин, Э.Н. Повышение эффективности землеройных машин непрерывного действия на основе увеличения точности позиционирования рабочего органа: дис. ... д-ра. техн. наук / Э.Н. Кузин. – М.: ВНИИСДМ, 1984. – 443 с.
11. Недорезов, И.А. Моделирование взаимодействия скребкового рабочего органа цепного траншейного экскаватора с грунтом / И.А. Недорезов, В.Г. Зедгенизов, А.Н. Стрельников, С.А. Гусев. // Строительные и дорожные машины. – 2002. – №12. – С. 24 – 26.
12. Галдин, Н.С. Элементы объемных гидроприводов мобильных машин. Справочные материалы: уч. пособие / Н.С. Галдин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 127 с.

USE OF ADAPTIVE SYSTEM OF REDISTRIBUTION ENGINE CAPACITIES ON PURPOSE DECREASE IN THE HARMFUL IMPACTS OF TOXIC SUBSTANCES ON THE HUMAN BODY

D.S. Aleshkov, M.V. Sukovin, V.V. Stolyarov

Abstract. The article is devoted to the problem of reducing the harmful effects of toxic substances on the human body in the work of the chain trench excavator. Typical load variation on the shaft of the diesel internal combustion engine during the working process associated with changes of soil conditions leads to increased content in the exhaust gases of carbon monoxide, nitrogen oxides, soot. The article describes a method that allows the engine to operate at rated speed. By fixing the nominal mode, optimal redistribution of engine power between the working body and the mover, it is possible to achieve maximum combustion of the fuel, resulting in reduction of harmful gases.

Keywords: exhaust gases, diesel engine, road building machinery, carbon monoxide, hydrocarbons, nitrogen oxides, soot.

References

1. Gus'kova T.A. *Toksikologija lekarstvennyh sredstv* [Toxicology of medicines]. Moscow, Rus. vrach, 2003. 154 p.
2. Pleteneva T.V. *Toksikologicheskaja himija: uchebnik dlja vuzov* [Modeling of interaction of the scraper worker of body of the chain trench excavator with soil]. Moscow, GJeOTAR – Media, 2006. 512 p.
3. Suharev R.Ju., Sukovin M.V. *Sistema avtomatizacii proektirovanija ustrojstva upravlenija gidroobemnoj transmissiej cepnogo transhejnogo jekskavatora* [System of automation of design of a control unit hydrovolume transmission of the chain trench excavator]. Omsk, 2014.
4. Sukovin M.V., Suharev R.Ju. *Matematicheskaja model' rabocheho processa cepnogo transhejnogo jekskavatora s gidroobemnoj transmissiej* [Mathematical model of working process of the chain trench excavator with hydrovolume transmission]. Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta, 2009, T. 5. no 12. pp. 21-26.
5. Denisov V.P. *Optimizacija t'jagovyh rezhimov zemlerojno-transportnyh mashin: dis. dokt. tehn. nauk* [Optimization of the traction modes of digging transport vehicles: dis. doctor technical sciences]. Omsk: SibADI, 2006. 261 p.
6. Galdin N.S. *Gidravlicheskie mashiny i ob'emnyj gidroprivod: uch. posobie* [Hydraulic machines and volume hydraulic actuator]. Omsk: SibADI, 2007. 257 p.
7. Zedgenizov V.G. *Teoreticheskie osnovy sozdanija mashin dlja prokladki gibkih podzemnyh kommuikacij: dis. d-ra. tehn. nauk* [Theoretical bases of creation of cars for laying of flexible underground kommuikation: dis. doctor technical sciences]. Irkutsk: IrGTU, 2004. 232 p.

8. Balovnev V.I., Hmara L.A. *Povyshenie proizvoditel'nosti mashin dlja zemljanyh rabot: proizvodstv. izdanie* [Increase of productivity of cars for earthwork: productions edition]. Moscow, Transport, 1992. 136 p.

9. Dombrovskij N.G., Gal'perin M.I. *Zemlerojno-transportnye mashiny* [Digging transport vehicles]. Moscow, Mashinostroenie, 1965. 276 p.

10. Kuzin Je.N. *Povyshenie jeffektivnosti zemlerojnyh mashin nepreryvnogo dejstvija na osnove uvelichenija tochnosti pozicionirovanija rabocheho organa: dis. d-ra. tehn. nauk* [Increase of efficiency of digging cars of continuous action on the basis of increase in accuracy of positioning of working body dis. doctor technical sciences]. Moscow, VNIISDM, 1984. 443 p.

11. Nedorezov I.A., Zedgenizov V.G., Strel'nikov A.N., Gusev S.A. *Modelirovanie vzaimodejstvija skrebkovogo rabocheho organa cepnogo transhejnogo jekskavatora s gruntom* [Modeling of interaction of the scraper worker of body of the chain trench excavator with soil]. Stroitel'nye i dorozhnye mashiny, 2002, no 12. pp. 24 – 26.

12. Galdin N.S. *Jelementy obemnyh gidroprivodov mobil'nyh mashin. Spravochnye materialy: uch. posobie* [Elements of volume hydraulic actuators of mobile cars. Reference materials]. Omsk: IZD-vo SibADI, 2005. 127 p.

Алешков Денис Сергеевич (Россия, Омск) – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Техносферная безопасность» ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: denisaleshkov@mail.ru).

Суковин Михаил Владимирович (Россия, Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Техносферная безопасность» ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: sukovin_8@mail.ru).

Столяров Владимир Владимирович (Россия, Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры Техносферная безопасность ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: stolyrovgd@mail.ru).

Denis S. Aleshkov (Russian Federation, Omsk) – candidate technical sciences, professor, Head of the Department Technosphere Safety, Siberian State Automobile and Highway Academy (644080, Mira, 5 prospect, Omsk, e-mail: denisaleshkov@mail.ru).

Michael V. Sukovin (Russian Federation, Omsk) – candidate technical sciences, professor, Department of Technosphere Safety, Siberian State Automobile and Highway Academy (644080, Mira, 5 prospect, Omsk, e-mail: sukovin_8@mail.ru).

Vladimir V. Stolyrov (Russian Federation, Omsk) – candidate technical sciences, professor, department of Technosphere Safety, Siberian State Automobile and Highway Academy (644080, Mira, 5 prospect, Omsk, e-mail: stolyrovgd@mail.ru).